

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**





**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**



**Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce**

**Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : / /**

**Tezin Savunma Tarihi : / /**

**Tez Danışmanı :**

**Trabzon**

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalında  
Pınar OLGUN tarafından hazırlanan**

**BENZİN MOTORU TASARIMI İÇİN BİLGİSAYAR PROGRAMI GELİŞTİRİLMESİ**

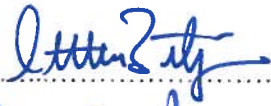
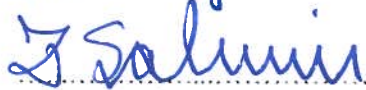

**başlıklı bu çalışma, Enstitü Yönetim Kurulunun 03 / 01 / 2020 gün ve 1835 sayılı  
kararıyla oluşturulan jüri tarafından yapılan sınavda  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
olarak kabul edilmiştir.**

**Jüri Üyeleri**

**Başkan : Prof. Dr. Atilla BİLGİN**

**Üye : Prof. Dr. Zehra ŞAHİN**

**Üye : Prof. Dr. Orhan DURGUN**

**Prof. Dr. Asim KADIOĞLU**

**Enstitü Müdürü**

## ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında bir benzin motorunu tasarlamak için gerekli hesapların MATLAB programlama dili yardımı ile yapılması hedeflenmiştir.

MATLAB, Matrix Laboratory kelimelerinin kısaltılması ile oluşturulmuş matris tabanlı bir üst düzey programlama dilidir. Bu programlama dili ile çok karmaşık hesaplamalar çok kısa sürelerde yapılabilir, dinamik sistemler modellenabilir ve grafikler oluşturulabilir.

Diğer taraftan bir motorun tasarımı sırasında çok sayıda ve tekrarlı (iteratif) hesapların yapılması gerekmektedir. Bu tezinin amacı söz konusu hesapları bir bilgisayar programı vasıtasıyla yapmaktır. Bu amaçla MATLAB programlama dilinin grafik özellikleri de kullanılarak elde edilen sonuçların birçoğunun anında grafikleri çizilerek sonuçların görsel olarak kontrolü sağlanabilmektedir.

Tez çalışmam sırasında bilgi, birikim ve tecrübeleri ile bana yol gösteren değerli danışman hocam sayın Prof. Dr. Atilla BİLGİN'e, değerli bilgileri, kaynak kitapları, geliştirdiği yöntemler ve yol gösterici notları için bu çalışmamda emeği geçen sayın Prof. Dr. Orhan DURGUN'a ve tüm eğitim hayatım boyunca yanımda olan aileme teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Pınar OLĞUN

Trabzon 2020

## TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Benzin Motoru Tasarımı için Bilgisayar Programı Geliştirilmesi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Atilla BİLGİN’in sorumluluğunda tamamladığımı, verileri kendim topladığımı, programlamayı kendim yaptığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 22/01/2020

Pınar OLĞUN

## İÇİNDEKİLER

|   | <u>Sayfa</u> | <u>No</u> |
|---|--------------|-----------|
| ÖNSÖZ .....   | III          |           |
| TEZ ETİK BEYANNAMESİ .....                                  | IV           |           |
| İÇİNDEKİLER .....   | V            |           |
| ÖZET .....  | VIII         |           |
| ABSTRACT .....  | IX           |           |
| ŞEKİLLER DİZİNİ .....                                       | X            |           |
| TABLolar DİZİNİ .....                                       | XIII         |           |
| SEMBOLLER DİZİNİ.....                                       | XIV          |           |
| 1. GENEL BİLGİLER.....                                      | 1            |           |
| 1.1. Giriş .....  | 1            |           |
| 1.2. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı.....                       | 2            |           |
| 1.3. Literatür Taraması .....                               | 2            |           |
| 1.4. Benzin Motorlarının Çalışma Prensipleri .....          | 4            |           |
| 2. MOTORLARIN ÖN TASARIMI VE TERMİK HESAPLAR .....          | 6            |           |
| 2.1. Motorların Ön Tasarımı.....                            | 6            |           |
| 2.2. Termik Hesaplar.....                                   | 9            |           |
| 2.2.1. Emme İşlemi .....                                    | 10           |           |
| 2.2.2. Sıkıştırma İşlemi .....                              | 13           |           |
| 2.2.3. Yanma İşlemi .....                                   | 15           |           |
| 2.2.4. Genişleme İşlemi.....                                | 21           |           |
| 2.2.5. Egzoz İşlemi.....                                    | 22           |           |
| 2.2.6. İndikatör Diyagramı ve Motor Karakteristikleri ..... | 23           |           |
| 2.2.6.1. Teorik Ortalama İndike Basınç .....                | 23           |           |
| 2.2.6.2. Ortalama Efektif Basınç .....                      | 24           |           |
| 2.2.6.3. Mekanik Verim .....                                | 25           |           |
| 2.2.6.4. Efektif Verim ve Özgül Yakıt Tüketimi .....        | 25           |           |
| 2.2.6.5. Motor Ana Boyutlarının Düzeltilmesi .....          | 26           |           |
| 2.2.6.6. İndikatör Diyagramının Çizilmesi .....             | 27           |           |
| 2.2.6.7. Motor Hız Karakteristiklerinin Çizimi .....        | 31           |           |

|          |   |    |
|----------|---|----|
| 3.       | DİNAMİK HESAPLAR VE VOLAN TASARIMI .....                    | 34 |
| 3.1.     | Motor Dinamiği .....  | 34 |
| 3.2.     | Dinamik Hesaplar .....                                      | 34 |
| 3.2.1.   | Piston-Biyel-Krank Mekanizmasına Etki Edene Kuvvetler ..... | 35 |
| 3.2.2.   | Piston-Biyel-Krank Mekanizmasının Kinematiği .....          | 36 |
| 3.2.3.   | Piston-Biyel-Krank Mekanizmasının Dinamiği .....            | 37 |
| 3.2.4.   | Pistona Etkiyen Toplam Kuvvet ve Kuvvetin Bileşenleri ..... | 38 |
| 3.2.5.   | Krank Miline Etki Eden Döndürme Momenti .....               | 39 |
| 3.2.6.   | Toplam Döndürme Momenti .....                               | 39 |
| 3.3.     | Volan Tasarımı .....  | 41 |
| 3.3.1.   | Toplam Moment Eğrisi Altında Kalan Alan .....               | 41 |
| 3.3.2.   | Ortalama Döndürme Momenti .....                             | 42 |
| 3.3.3.   | Bulunan Ortalama Momente Göre Efektif Güç Hesabı .....      | 42 |
| 3.3.4.   | Volan Atalet Momentinin Hesabı .....                        | 43 |
| 3.3.5.   | Volana Etki Eden Kuvvetler .....                            | 45 |
| 3.3.6.   | Volan Kütlesinin Hesabı .....                               | 46 |
| 4.       | MOTORUN HAREKETLİ ELEMANLARININ TASARIMI .....              | 48 |
| 4.1.     | Piston Tasarımı .....                                       | 48 |
| 4.1.1.   | Pistonun Ampirik Yollarla Boyutlandırılması .....           | 49 |
| 4.1.2.   | Piston Boyutlarının Kontrol Hesabı .....                    | 53 |
| 4.1.2.1. | Piston Eteği Yağlama Kontrolü .....                         | 53 |
| 4.1.2.2. | Piston Tablası Et Kalınlığı Kontrolü .....                  | 54 |
| 4.1.3.   | Segman Bölgesinin Mukavemet Kontrolü .....                  | 58 |
| 4.1.4.   | Piston Pernosunun Boyutlarının Kontrolü .....               | 62 |
| 4.1.5.   | Segmanların Hesap ve Kontrolleri .....                      | 65 |
| 4.2.     | Biyel Tasarımı .....  | 67 |
| 4.2.1.   | Biyelin Ampirik Yollarla Boyutlandırılması .....            | 68 |
| 4.2.2.   | Biyel Boyutlarının Hesabı ve Kontrolü .....                 | 70 |
| 4.2.3.   | Biyel Şaftı Hesabı .....                                    | 74 |
| 4.2.3.1. | Biyel Şaftında Burkulma Kontrolü .....                      | 75 |
| 4.2.3.2. | Biyel Şaftında Salınım Nedeniyle Eğilme Kontrolü .....      | 76 |
| 4.2.4.   | Biyel Büyükbaşı .....                                       | 76 |

|          |   |     |
|----------|---|-----|
| 4.2.5.   | Mukavemet Kontrolleri .....   | 77  |
| 4.3.     | Krank Mili Tasarımı .....   | 79  |
| 4.3.1.   | Krank Milinin Ampirik Yollarla Boyutlandırılması .....                | 81  |
| 4.3.2.   | Krank Milinin Mukavemet Hesapları .....                               | 83  |
| 4.3.2.1. | ÜÖN’de Maximum Gaz Basıncının Etkidiği Durum .....                    | 83  |
| 4.3.2.2. | Maximum Teğetsel Kuvvetin Etki Ettiği Durum .....                     | 86  |
| 4.3.3.   | Ana Yatak Konstrüksiyonu ve Yaklaşık Hesabı .....                     | 90  |
| 4.3.4.   | Karşı Ağırlıkta Denge Kontrolü .....                                  | 91  |
| 5.       | SUPAP VE KONTROL MEKANİZMALARI TASARIMI .....                         | 94  |
| 5.1.     | Supap Hesabı .....  | 94  |
| 5.1.1.   | Emme Kanalının ve Supap Boyutlarının Belirlenmesi .....               | 94  |
| 5.1.2.   | Egzoz Kanalının ve Supap Boyutlarının Belirlenmesi .....              | 97  |
| 5.2.     | Kam Profilinin Belirlenmesi .....                                     | 100 |
| 5.2.1.   | Emme Kam Profilinin Belirlenmesi .....                                | 101 |
| 5.2.1.1. | Emme Supabı Supap Kalkma Miktarı, Hız ve Supap İvmesinin Hesabı ..... | 104 |
| 5.2.2.   | Egzoz Kam Profilinin Belirlenmesi .....                               | 105 |
| 5.2.2.1. | Egzoz Supabı Supap Kalkma Miktarı, Hız ve Supap İvmesinin Hesabı..... | 108 |
| 5.3.     | Supap Yayı Hesabı .....   | 111 |
| 6.       | MOTOR DONANIMLARI TASARIMI .....                                      | 116 |
| 6.1.     | Soğutma Donanımı .....  | 116 |
| 6.2.     | Yağlama Donanımı .....  | 117 |
| 6.3.     | Turboşarj Donanımı .....  | 120 |
| 7.       | GÖVDE TASARIMI .....  | 122 |
| 7.1.     | Motor Gövdesi Et Kalınlığı .....                                      | 122 |
| 7.2.     | Soğutma Kanalları Boyutlandırılması .....                             | 123 |
| 8.       | BULGULAR VE TARTIŞMA .....  | 126 |
| 9.       | SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....  | 199 |
| 10.      | KAYNAKLAR .....   | 201 |
| 11.      | EKLER .....   | 202 |

ÖZGEÇMİŞ



Yüksek Lisans Tezi

## ÖZET

### BENZİN MOTORU TASARIMI İÇİN BİLGİSAYAR PROGRAMI GELİŞTİRİLMESİ

Pınar OLGUN

Karadeniz Teknik Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı  
Danışman: Prof. Dr. Atilla BİLGİN  
2020, 201 Sayfa, 4 Ek Sayfa

Bu çalışmada benzin motorlarının tasarım hesapları MATLAB programlama dili yardımı ile yapılmıştır. Motor tasarımı çok karmaşık hesapları gerektirdiğinden ve motorlar yaklaşık 130-140 yıllık bir geçmişe sahip olduğundan, tasarım geçmişten gelen benzer motorların tasarımları ile ilgili birikimlerin kullanılmasına dayalı ampirik bir hesap yöntemine dayanmaktadır. Tasarım hesapları çok sayıda ampirik formül ve seçilmesi gereken katsayılar içerdiğinden, bu işlemlerin bir bilgisayar programı ile daha kolay ve hızlı yapılabileceği fikri bu tez çalışmasının yapılmasında etken olmuştur. Çalışmanın esası Prof. Dr. Orhan DURGUN tarafından geliştirilen ve KTÜ Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü Otomotiv Anabilim Dalında çalışmakta iken Lisans ve Yüksek Lisans derslerinde kullanılan “Motor Elemanları Tasarımı” dersine dayanmaktadır.

Program genel olarak iteratif bir yaklaşıma sahiptir. Program oluşturulduğunda tasarımı yapılması istenen motorun nasıl bir motor olması istendiği (ekonomik orta sınıf veya yüksek performanslı güçlü vb. gibi) dikkate alınarak ilk olarak karşımıza çıkan ekrana motorun devir sayısı (d/dk cinsinden), gücü (kW cinsinden) ve sıkıştırma oranı bilgileri girilir. Programın gerekli hesaplamaları yapması ve grafikleri çizdirmesi beklenir. Yapılan hesaplamalar sonucu bazı değerler benzer motorların standart değer aralıklarında çıkmadığında program uyarı verir ve gerekli düzenlemelerin yapılmasını ister. Yapılan düzenlemeler sonucu program yeniden oluşturularak istenilen değerler ve yeni grafikler elde edilir. Her konu başlığının kendi sonuçları ‘.txt’ olarak ayrı bir metin belgesine kaydedilir.

**Anahtar kelimeler:** MATLAB, Benzin motorları, Motor tasarımı, MATLAB ile motor tasarımı, Volan, Piston, Biyel, Krank mili , Supap ve kumanda mekanizmaları, Motor donanımları, Gövde tasarımı

Master Thesis

**ABSTRACT**

DEVELOPMENT of COMPUTER PROGRAM for SI ENGINE DESIGN

Pınar OLGÜN

Karadeniz Technical University  
Institute of Natural Sciences  
Mechanical Engineering Graduate Program  
Supervisor: Assoc. Prof. Atilla BİLGİN  
2020, 201 Pages, 4 Appendix

In this study, calculations of gasoline engines were made with the help of MATLAB programming language. Since engine design requires very complex calculations and the motors have a history of about 130-140 years, the design is based on an empirical calculation method based on the use of knowledge of the design of similar engines from the past. Since the design calculations contain a large number of empirical formulas and coefficients to be selected, the idea that these operations can be performed more easily and quickly with a computer program has been effective in this thesis. The essence of the study is based on “Engine Elements Design” course prepared by Prof. Dr. Orhan DURGUN in the Automotive Engineering Department of KTU Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering.

The program generally has an iterative approach. When the program is run, the engine is designed (such as economic middle class or high performance power etc.) the engine speed (in rpm), power (in kW) and compression ratio information is entered. The program is expected to make the necessary calculations and draw graphs. As a result of the calculations, if some values do not appear in the standard value ranges of similar motors, the program gives a warning and requests the necessary arrangements to be made. As a result of the adjustments made, the program is run again and the desired values and new graphs are obtained. Each topic's own results are saved in a separate text document ‘.txt’. Instead of running the MATLAB program, these ‘.txt’ documents can be used each time to see the values.

**Key Words :** MATLAB, Gasoline engines, Engine design, Engine desing with MATLAB, Flywheel, Piston, Connecting rod, Crankshaft, Valve and control mechanizim, Engine equipment, Shell

## ŞEKİLLER DİZİNİ

|  | <u>Sayfa No</u> |
|--|-----------------|
| Şekil 1. Enjeksiyonlu bir benzin motorunun çalışma prensibi .....                | 5               |
| Şekil 2. ADM için ana boyutların ön hesabının MATLAB programının bir kısmı ..... | 9               |
| Şekil 3. ADM için emme işleminin MATLAB programının bir kısmı .....              | 13              |
| Şekil 4. ADM için sıkıştırma işleminin MATLAB programının bir kısmı .....        | 14              |
| Şekil 5. ADM için yanma işleminin MATLAB programının bir kısmı.....              | 21              |
| Şekil 6. ADM için genişleme işleminin MATLAB programının bir kısmı .....         | 22              |
| Şekil 7. ADM için yanma işleminin MATLAB programının bir kısmı .....             | 23              |
| Şekil 8. İndikatör diyagramı .....   | 30              |
| Şekil 9. Motor Karakteristiklerinin Sembolik Olarak Gösterimi.....               | 33              |
| Şekil 10. Krank mekanizmasına yanma sonunda etki eden kuvvetler.....             | 35              |
| Şekil 11. Toplam Döndürme Momenti .....  | 40              |
| Şekil 12. ADM için dinamik hesapların MATLAB programının bir kısmı .....         | 40              |
| Şekil 13. Toplam moment eğrisi altında kalan alanlar .....                       | 41              |
| Şekil 14. Ortalama döndürme momenti için gerekli alanlar .....                   | 43              |
| Şekil 15. ADM için volanın MATLAB programının bir kısmı .....                    | 47              |
| Şekil 16. Piston kesitleri ve boyutları .....                                    | 49              |
| Şekil 17. Piston tablasına etki eden kuvvetler .....                             | 55              |
| Şekil 18. Piston tablası et kalınlığı kontrolü.....                              | 58              |
| Şekil 19. Pistonun kesit görüntüsü.....  | 59              |
| Şekil 20. Perno boyutları.....   | 62              |
| Şekil 21. ADM için pistonun MATLAB programının bir kısmı .....                   | 67              |
| Şekil 22. Biyelin kesit görüntüsü.....   | 68              |
| Şekil 23. Biyel küçükbaşın etkiyen kuvvetler .....                               | 72              |
| Şekil 24. ADM için biyelin MATLAB programının bir kısmı .....                    | 79              |
| Şekil 25. Krank mili .....   | 80              |
| Şekil 26. Krank mili görünüşleri .....   | 80              |
| Şekil 27. Krank mili ana boyutları.....  | 82              |
| Şekil 28. Max. gaz basıncının etkidiği Durum .....                               | 83              |
| Şekil 29. ADM için krank milinin MATLAB programının bir kısmı .....              | 93              |

|   |     |
|---|-----|
| Şekil 30. Kam profili görünüşü .....  | 100 |
| Şekil 31. Emme kam profili .....  | 101 |
| Şekil 32. Emme kam ölçüleri.....  | 102 |
| Şekil 33. Egzoz kam profili .....   | 105 |
| Şekil 34. Egzoz kam ölçüleri.....   | 107 |
| Şekil 35. Supap yayları indirgenmiş diyagramı.....                                | 111 |
| Şekil 36. ADM için supap ve kontrol mekanizması MATLAB programının bir kısmı .... | 115 |
| Şekil 37. Turboşarj Donanımı .....  | 120 |
| Şekil 38. ADM için motor donanımları tasarımı MATLAB programının bir kısmı .....  | 121 |
| Şekil 39. ADM için motor gövde tasarımı MATLAB programının bir kısmı .....        | 125 |
| Şekil 40. Hyundai Tucson D.E.M ve A.D.M için özellikler tablosu .....             | 126 |
| Şekil 41. İndikatör diyagramı .....   | 133 |
| Şekil 42. Özgül yakıt tüketimi ve efektif verim .....                             | 135 |
| Şekil 43. Toplam döndürme momenti.....  | 139 |
| Şekil 44. Emme supabının kam tarafındaki kalkma miktarının değişimi .....         | 153 |
| Şekil 45. Emme supabı kalkma miktarının KMA ile değişimi .....                    | 153 |
| Şekil 46. Emme supabı hızının KMA ile değişimi .....                              | 154 |
| Şekil 47. Emme supabı ivmesinin KMA ile değişimi.....                             | 154 |
| Şekil 48. Egzoz supabının kam tarafındaki kalkma miktarının değişimi .....        | 157 |
| Şekil 49. Egzoz supabının kalkma miktarının KMA ile değişimi .....                | 157 |
| Şekil 50. Egzoz supabı hızının KMA ile değişimi .....                             | 158 |
| Şekil 51. Egzoz supabı ivmesinin KMA ile değişimi .....                           | 158 |
| Şekil 52. Döndürme momenti-güç eğrisi .....                                       | 162 |
| Şekil 53. MATLAB sonucu motorun Md-Ne grafiği .....                               | 162 |
| Şekil 54. Taşıtın indikatör diyagramı.....  | 170 |
| Şekil 55. Özgül yakıt tüketimi/efektif verim grafiği.....                         | 171 |
| Şekil 56. Döndürme momenti.....   | 175 |
| Şekil 57. Emme supabının kam tarafı supap kalma miktarının değişimi.....          | 189 |
| Şekil 58. Emme supabının supap kalkma miktarının KMA ile değişimi.....            | 189 |
| Şekil 59. Emme supabın hızının KMA ile değişimi .....                             | 190 |
| Şekil 60. Emme supabının ivmesinin KMA ile değişimi.....                          | 190 |
| Şekil 61. Egzoz supabının kam tarafı supap kalma miktarının değişimi .....        | 193 |

|   |     |
|---|-----|
| Şekil 62. Egzoz supabının supap kalma miktarının KMA ile değişimi.....      | 193 |
| Şekil 63. Egzoz supabının hızının KMA ile değişimi.....                     | 194 |
| Şekil 64. Egzoz supabının ivmesinin KMA ile değişimi .....                  | 194 |
| Şekil 65. Hyundai Tucson 1.6 GDI, 97 kW taşıtın karakteristik eğrileri..... | 198 |
| Şekil 66. MATLAB sonucu efektif g¼¼/d¼¼nd¼¼rme momenti grafiği.....         | 198 |



## TABLULAR DİZİNİ

|  | <u>Sayfa No</u> |
|--|-----------------|
| Tablo 1. Bazı Gazların lineer özgül ısı değişimindeki A ve B katsayıları ..... | 19              |
| Tablo 2. Örnek 1 için dinamik hesap sonuçları .....                            | 137             |
| Tablo 3. Örnek 1 için KMA'ya göre dinamik kuvvetlerin değişimi .....           | 138             |
| Tablo 4. Örnek 1 için döndürme momenti tablosu .....                           | 139             |
| Tablo 5. Örnek 1 için emme supabı tablosu .....                                | 152             |
| Tablo 6. Örnek 1 için egzoz supabı tablosu .....                               | 156             |
| Tablo 7. Örnek 2 için dinamik hesap sonuçları .....                            | 173             |
| Tablo 8. Örnek 2 için KMA'ya göre dinamik kuvvetlerin değişimi .....           | 174             |
| Tablo 9. Örnek 2 için döndürme momenti tablosu .....                           | 175             |
| Tablo 10. Örnek 2 için emme supabı tablosu .....                               | 188             |
| Tablo 11. Örnek 2 için egzoz supabı tablosu .....                              | 192             |

## SEMBOLLER DİZİNİ

- a : İvme ( $m/s^2$ )
- A: Krank mili karşı ağırlık kolunun toplam uzunluğu (mm)
- $A_k$ : Emme kanalı kesit alanı ( $m^2$ )
- $a_s$ : Biyel şaftının kalınlığı (mm)
- $A_p$ : Piston tablasının yüzey alanı ( $m^2$ )
- $a_p$ : Pistonun ivmesi ( $m/s^2$ )
- $a'$ : Egzoz kapanma gecikmesi ( $^{\circ}KMA$ )
- $a''$ : Emme kapanma gecikmesi ( $^{\circ}KMA$ )
- B: Krank kollarının genişliği (mm)
- b: Biyel genişliği (mm)
- $b_s$ : Biyel şaftının genişliği (mm)
- $b_e$ : Özgül yakıt tüketimi ( $kgY/kWh$ )
- $b_{e,x}$ : Özgül yakıt tüketiminin devir sayısı ile değişimi
- $b'$ : Egzoz açılma avansı ( $^{\circ}KMA$ )
- $b_1$ : Perno yuvası aralığı (mm)
- $c_c$ : Biyelin bağlama cıvataları aralığı
- $c'$ : Ateşleme avansı ( $^{\circ}KMA$ )
- $c'$ : Karbonun mol ağırlığı (kg C)
- d: Biyel küçükbaşı iç çapı (mm)
- $d_{civ}$ : Biyel bağlama cıvataları çapı (mm)
- D: Silindir çapı (mm)
- $D_0$ : Perno yuvası dış çapı (mm)
- $D_k$ : Piston çapı (mm)
- $d_k$ : Krank muylusu çapı (mm)
- $d_k$ : Krank muylusu çapı (mm)
- $d_{kb}$ : Biyel küçükbaşı dış çapı (mm)
- $d_{yağ}$ : Yağ delikleri çapı (mm)
- $D_1$ : Yay çapı (mm)
- $D_1$ : Perno dış çapı (mm)

$D_2$ : Perno iç çapı (mm)  
 $\Delta D_{\max}$ : Pernonun maksimum çap değişikliği (mm)  
E: Elastisite modülü (MPa)  
 $F_b$ : Basma kuvveti (N)  
 $F_ç$ : Çekme kuvveti (mm)  
 $F_g$ : Gaz Kuvveti (N)  
 $F_i$ : Eylemsizlik Kuvveti (N)  
 $F_k$ : Asılı yataklara etkiyen kuvvet (N)  
 $F_p$ : Pistona etki eden toplam kuvvet (N)  
 $G_k$ : Krank milin yaklaşık ağırlığı (N)  
H: Strok uzunluğu (mm)  
h: Supap kalkma miktarı (mm)  
 $h_k$ : Kam tarafındaki kalkma miktarı (mm)  
H/D: Strok-çap oranı  
 $h_{\min}$ : Min. Hava Miktarı (kgH/kgY)  
 $h_ş$ : Şaftın yüksekliği (mm)  
 $H_u$ : Yakıtın alt ısı değeri (MJ/kg)  
 $\Delta H_u$ : Eksik yanmadan meydana gelen ısı kaybı (MJ/kg)  
 $H'_u$ : Yararlanılan ısı miktarı (MJ/kg)  
 $h_1$ : İlk segmanın tabladan uzaklığı  
 $h_2$ : Son segmanın tabladan uzaklığı (mm)  
 $h'_1$ : İki segman arasındaki mesafe (mm)  
 $h^*$ : Piston tablası optimum et kalınlığı (mm)  
 $h'$ : Hidrojenin mol ağırlığı (kg H/kg Y)  
 $I_{\text{motor}}$ : Motorun atalet momenti  
 $I_{\text{top}}$ : Toplam atalet momenti  
 $I_{\text{volan}}$ : Volanın atalet momenti  
i: Sarım sayısı  
K: Biyel doğrultusundaki kuvvet (N)  
 $L_b$ : Piston boyu (mm)  
L: Perno boyu (mm)  
 $L_1, L_2$ : Külbütör kol uzunlukları (mm)



$l_b$ : Biyel boyu (mm)  
 $l_e$ : Piston etek boyu (mm)  
 $l_k$ : Piston kafası boyu (mm)  
 $l_m$ : Ana yatak muylusu genişliği (mm)  
 $m_b$ : Biyelin kütlesi (kg)  
 $(m_b)_A$ : Biyelin A noktasına indirgenmiş kütlesi (kg)  
 $(m_b)_B$ : Biyelin B noktasına indirgenmiş kütlesi (kg)  
 $m'_b$ : Biyel küçükbaşına indirgenmiş kütleler toplamı (kg)  
 $m_{den}$ : Karşı ağırlıkta dengelenmesi gereken krank yarıçapına indirgenmiş kütle (kg)  
 $m_g$ : Karşı ağırlık kütlesi (kg)  
 $m_i$ : Gidip gelme hareketi yapan toplam kütle (kg)  
 $m_{kol}$ : Kısa krank kolunun dengelenmemiş kütlesi (kg)  
 $m_{kr}$ : Krank milinin kütlesi (kg)  
 $m_m$ : Krank muylusunun kütlesi (kg)  
 $m_r$ : Krank mili ve biyelin B noktasına indirgenmiş kütlesi (kg)  
 $m_s$ : Strok ölçeği  
 $m_p$ : Basınç ölçeği  
 $m_p$ : Pistonun kütlesi (kg)  
 $m_{perno}$ : Pernonun kütlesi (kg)  
 $M_1$ : Taze dolgu miktarı (kmol/kg)  
 $M_d$ : Döndürme momenti (Nm)  
 $M_{d,top}$ : Toplam döndürme momenti (Nm)  
 $M_{d,x}$ : Döndürme momentinin devir sayısı ile değişimi  
 $M_e$ : Eğilme momenti (Nm)  
 $n$ : Devir sayısı (d/dk)  
 $n_1$ : Sıkıştırma politrop üssü  
 $n_2$ : Genişleme politrop üssü  
 $N_e$ : Efektif motor gücü (kW)  
 $N_{e,x}$ : Efektif gücün devir sayısı ile değişimi  
 $N_e/(z * V_h)$ : Özgül Güç (kW/L)  
 $n_{yağ}$ : Yağ delikleri sayısı  
 $P$ : Turboşarj kullanımlı motor değeri

PL: Turboşarj sisteminin motordan çaldığı güç  
PR: Turboşarj için basınç oranı  
 $P_0$ : Çevre basıncı (MPa)  
 $P_a$ : Emme sonu basıncı (MPa)  
 $P_b$ : Genişleme sonu basıncı (MPa)  
 $P_c$ : Sıkıştırma sonu basıncı (MPa)  
 $P'_c$ : Taze dolgunun basıncı (MPa)  
 $P''_c$ : Taze dolgunun gerçek basıncı (MPa)  
 $P_{me}$ : Ortalama efektif basınç (MPa)  
 $P_{mi}$ : Ortalama indike basınç (MPa)  
 $P'_{mi}$ : Düzeltilmiş ortalama indike basınç (MPa)  
 $P_{mi,t}$ : Teorik ortalama indike basınç (MPa)  
 $P_{m,m}$ : Mekanik kayıplar ortalama basıncı (MPa)  
 $P'_{m,m}$ : Düzeltilmiş mekanik kayıplar ortalama basıncı (MPa)  
 $P_{ön}$ : Yaya verilen ön yükleme (N)  
 $P_r$ : Artık egzoz gazları basıncı (MPa)  
 $P_{yay}$ : Yay kuvveti (N)  
 $P_z$ : Yanma sonu basıncı (MPa)  
 $P_{z,g}$ : Yanma sonu gerçek basıncı (MPa)  
 $P_x$ : Sıkıştırma süresince basınçlar (MPa)  
 $P'_x$ : Genişleme süresince basınçlar (MPa)  
 $\Delta P_a$ : Basınç düşüşü (MPa)  
 $r_c$ : Kam yarıçapı (mm)  
R: İdeal gaz sabiti (J/kmol)  
S: Pistonun aldığı yol (mm)  
S: Biyel alt kapağı et kalınlığı (mm)  
 $T_0$ : Çevre sıcaklığı (K)  
 $T_a$ : Emme sonu sıcaklığı (K)  
 $T_b$ : Genişleme sonu sıcaklığı (K)  
 $T_c$ : Sıkıştırma sonu sıcaklığı (K)  
 $T'_c$ : Taze dolgunun sıcaklığı (K)  
 $t_{egzoz}$ : Egzoz supabının açık kaldığı süre (s)

$t_{emme}$ : Emme supabının açık kaldığı süre (s)  
 $T_r$ : Artık egzoz gazı sıcaklığı (K)  
 $T_{segman}$ : Segman sıcaklığı (K)  
 $T_{silindir}$ : Silindir sıcaklığı (K)  
 $T_z$ : Yanma sonu sıcaklığı (K)  
 $\Delta T$ : Taze dolgunun ön ısınması (K)  
 $V$ : Pistonun hızı (m/s)  
 $V_g$ : Gaz hızı (m/s)  
 $V_h$ : Strok hacmi (L)  
 $V_m$ : Emme kanalının en dar kesitindeki ortalama hız (m/s)  
 $V_{p,m}$ : Ortalama piston hızı (m/s)  
 $z$ : Silindir sayısı  
 $Q$ : Silindir eksenine dik doğrultudaki kuvvet (N)  
 $q_b$ : Biyel küçükbaşı içinde oluşacak basınç (MPa)  
 $q_p$ : Perno yuvasındaki ortalama basınç (MPa)  
 $W_{if}$ : İş Fazlalığı ( $mm^2$ )  
 $W_1, W_2$ : Krank mili eğilme mukavemet momenti ( $mm^3$ )  
 $W'_1, W'_2$ : Krank mili burulma mukavemet momenti ( $mm^3$ )  
 $W''_1$ : Ana yatak muylusu mukavemet momenti ( $mm^3$ )  
 $W''_2$ : Krank muylusu mukavemet momenti ( $mm^3$ )  
 $x_G$ : Karşı ağırlık merkezi (mm)  
 $\alpha$ : Hava Fazlalık katsayısı  
 $\alpha_{burç}$ : Burcun uzaman katsayısı 1/K  
 $\alpha_{biyel}$ : Biyelin uzama katsayısı 1/K  
 $\alpha_1$ : Emme açılma avansı  
 $\alpha_2$ : Emme kapanma gecikmesi  
 $\alpha_3$ : Egzoz açılma avansı  
 $\alpha_4$ : Egzoz kapanma gecikmesi  
 $\beta^2 + \xi$ : Toplam kayıp katsayısı  
 $\gamma_r$ : Artık egzoz gazları katsayısı  
 $\Delta$ : Soğuk motorda segman uçları arasındaki boşluk (mm)  
 $\Delta_1$ : Sıcak motorda segman uçları arasındaki boşluk (mm)

- $\Delta_2$ : Genleşme farkı (mm)
- $\delta$ : Art genişleme oranı
- $\delta_1$ : Piston-biyel burcu et kalınlığı (mm)
- $\delta_2$ : Krank-biyel yatak zarfı kalınlığı (mm)
- $\varepsilon$ : Sıkıştırma oranı
- $\xi_z$ : Isıdan yararlanma verimi
- $\eta_e$ : Efektif verim
- $\eta_{e,x}$ : Efektif verimin devir sayısıyla değışimi
- $\eta_m$ : Mekanik verim
- $\eta'_v$ : Düzeltilmiş mekanik verim
- $\eta_v$ : Volümetrik verim
- $\eta_{v,x}$ : Volümetrik verimin devir sayısıyla değışimi
- $\lambda$ : Narinlik derecesi
- $\mu_y$ : Benzinin mol kütleşi (kg/kmol)
- $\mu$ : Molekölsele değışim oranı
- $\rho$ : Ön genişleme oranı
- $\rho$ : Malzeme yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>)
- $\rho'$ : Toplam tabla kalınlığı (mm)
- $\sigma_b$ : Basma gerilmesi (MPa)
- $\sigma_ç$ : Çekme gerilmesi (MPa)
- $\sigma_e$ : Eğilme gerilmesi (MPa)
- $\sigma_t$ : Termik gerilme (MPa)
- $\sigma_{top}$ : Toplam gerilme (MPa)
- $\sigma_1$ : Ana yatak muylusunun eğilme gerilmesi (MPa)
- $\sigma_2$ : Krank kolunun eğilme gerilmesi (MPa)
- $\sigma_3$ : Krank kolunun basma gerilmesi (MPa)
- $\sigma_4$ : Döndürme momentinden oluşan eğilme gerilmesi (geniş taraf) (MPa)
- $\sigma_5$ : Krank muylusunun eğilme gerilmesi (MPa)
- $\sigma_6$ : Diğer silindirlere gelen momentlerin oluşturduğu gerilme (MPa)
- $\sigma_7$ : Maksimum teğetsel kuvvetin krank muylusunda oluşturduğu gerilme (MPa)
- $\sigma_8$ : Radyal kuvvetin krank muylusunda oluşturduğu eğilme gerilmesi (MPa)
- $\tau$ : Kayma gerilmesi (MPa)

- $\tau_1$ : Ana yatak muylusunun burulma gerilmesi (MPa)
- $\tau_2$ : Krank muylusunda döndürme momentinden kaynaklanan burulma gerilmesi (MPa)
- $\tau_4$ : Krank muylusunda maksimum teğetsel kuvvetin oluşturduğu burulma gerilmesi(MPa)
- $\tau_5$ : Diğer silindirlerden krank muylusuna gelen momentlerin oluşturduğu burulma gerilmesi (MPa)
- $\Delta\varphi_1$ : Tutuşma gecikmesi
- $\Delta\varphi_2$ : Maksimum basıncın ÜÖN'den sonra oluşacağı açı
- $\varphi_{ed}$ : Ek doldura katsayısı
- $\varphi_i$ : Yuvarlatma katsayısı
- $\varphi_s$ : Süpürme katsayısı
- $\varphi_{1,max}$ : Birinci bölge açıları
- $\varphi_{2,max}$ : İkinci bölge açıları
- $\omega$ : Krank milinin açısal hızı (rad/s)
- $\omega_{kam}$ :Kam milinin açısal hızı (rad/s)
- $\omega_n$ : Yayıların doğal frekansı (rad/s)
- $2\varphi_{egzoz}$ : Egzoz kam açısı
- $2\varphi_{emme}$ : Emme kam açısı

## **KISALTMALAR**

AÖN : Alt ölü nokta

ADM : Aşırı doldurmalı motor

DEM : Doğal emişli motor

ÜÖN : Üst ölü nokta

## 1. GENEL BİLGİLER

Bu tez çalışmasında içten yanmalı benzin motorunun başlangıçtan itibaren günümüze kadar tarihsel gelişiminden kısaca bahsedilecek, benzin motorunun tanıtımı yapılacak, MATLAB programlama dilinden bahsedilecek ve MATLAB programlama dili yardımı ile motor tasarımı yapılacaktır. Bir benzin motorunu tasarlamak için gerekli bütün hesaplamalar bir MATLAB programına aktarılacaktır. İstenen değerler değiştirildiğinde program yeni değerleri hesaplayacak ve '.txt' dosyası olarak bir metin belgesine kaydedecektir.

Bu tez çalışmasının hazırlanmasında temelde Prof. Dr. Orhan Durgun'un çalışmalarından ve ders notlarından, Arifoğlu [1], Durgun [2], [3], Ferguson [4], Çengel [5], gibi kaynaklardan yararlanılmıştır.

### 1.1. Giriş

Motorlar, kullanılan yakıtların makine içerisinde yakılması sonucu açığa çıkan ısı enerjisini mekanik parçalar yardımıyla mekanik enerjiye dönüştüren ısı makinalardır [2]. Yakıtın motorun içerisinde yakılması sonucu elde edilen enerjinin krank-biyel mekanizması yardımıyla mekanik enerjiye çeviren motorlara 'İçten Yanmalı Motorlar' denir.

Benzin motorları buji ateşlemeli içten yanmalı motorlardır. Emme stroğu süresince yanma odasına gönderilen yakıt-hava karışımının sıcaklığı ve basıncı sıkıştırma stroğunda gittikçe artar. Daha sonra sıcaklığı ve basıncı yükselen yakıt-hava karışımı ÜÖN civarında bujiler yardımıyla ateşlenerek hızla yakılır. Bu nedenle benzin motoru çevrimleri, yanma işleminin (çevrime ısı girişinin) sabit hacimde olduğunun varsayıldığı Otto çevrimine benzetilir. Yanan yakıt-hava karışımının artan sıcaklığının ve basıncının etkisiyle silindir içerisindeki piston hızlıca aşağıya doğru itilir ve bu aşamada taşıtı hareket ettirmek için gerekli olan hareket gücü elde edilir. Bütün bu aşamalar ve hareket gücünü elde etmek için gerekli olan volan, piston, biyel, krank mili, supap ve kumanda mekanizmaları ile motor donanımları ve gövde tasarımı MATLAB programı yardımı ile bir kodlama programına dökülmüştür.

MATLAB, Matrix Laboratory kelimelerinin kısaltılmasıyla oluşturulmuş, matrix tabanlı teknik bir programlama dilidir. MATLAB ile çok karmaşık matematik hesaplamalarını çok kısa sürede yaparak zaman ve emek tasarrufu sağlamaktadır [1]

## 1.2. Amaç ve Kapsam

Bu tez kapsamında doğal emişli ve aşırı doldurmalı modern bir buji ateşlemeli içten yanmalı motorun tasarlanması amaçlanmaktadır. Tasarımı yapılması istenen benzin motorunun nominal devir sayısı, nominal gücü, silindir sayısı ve sıkıştırma oranı gibi temel özelliklerinin seçilmesi durumunda motorun başta ana boyutları olmak üzere diğer ana elemanlarının tasarlanması ve termik ve mekanik kontrollerinin yapılması geliştirilen bilgisayar programı ile yapılacaktır. Bu amaç için MATLAB gibi bir üst düzey programlama dilinin kullanılması düşünülmüştür. MATLAB programı koşturulduğunda ekrana çıkacak olan sekmelere devir sayısı (d/dk cinsinden), motor gücü (kW cinsinden), silindir sayısı ve sıkıştırma oranı girilerek gerekli hesaplamaların yapılması ve grafiklerin çizdirilmesi sağlanacaktır. Hesaplanan bir değer benzer motorlardaki uygun aralıklarda çıkmaz ise program uyarı verip gerekli düzenlemelerin yapılmasını isteyecektir. Bütün hesaplamalar metin belgesi olarak ayrıca kaydedilecektir. Böylece çok kısa bir zaman zarfında benzinli bir motorun tasarımı yapılacak, tasarım sonucu elde edilen grafikler (motor karakteristikleri, indikatör diyagramı vb.) çizdirilecektir.

## 1.3. Literatür Taraması

İçten yanmalı motorların tarihçesi, çalışma mantığındaki benzerlikten dolayı 17. yüzyılın sonuna doğru icat edilen ateşli silahların özellikle topun icadına dayandırılabilir. İcat edilen topta, motor silindiri yerine namlu, piston yerine mermi ve yakıt yerine barut karşılık getirilebilir [2].

1673 yılında içten yanmalı motorlar üzerine yapılan ilk deneysel çalışmalarda Christiaan Huygens yakıt olarak barutu kullanılmış ve icadına 'barut makine' adını vermiştir. Ancak barutun patlamalı yanması, yanmanın kontrol edilememesi, bir sonraki çevrim için yakıt temininin zor olması nedeniyle bu motorun gelişimi durmuştur [6]. Uygun yakıtın keşfedilememesinden dolayı içten yanmalı motorların pratik

uygulamalardaki kullanımını 1860 yılına kadar gerçekleştirememiştir. 1859 yılında A.B.D.'nin Pensilvanya eyaletinde ilk petrol kuyusunun açılmasıyla ve 1888 yılında John B. Dunlop'un havalı taşıt lastiğini icadıyla içten yanmalı motorların gelişiminin önü hızla açılmıştır [2].

1759 yılında Henry Wood çalışma akışkanı olarak su buharı yerine hava kullanmış ve 'sıcak hava motorlarının' gelişimi başlamıştır. Bilim insanlarının sıcak hava motorlarına yönelmesi içten yanmalı motorların gelişiminin durmasının bir diğer sebebidir. Sıcak hava motorlarının yükseliş döneminde bazı bilim adamları içten yanmalı motorlar üzerindeki çalışmalarına devam etmiş ve önemli gelişmeler kaydetmiştir. 1791 yılında John BARBER gaz türbinin patentini almıştır. 1794 yılında Robert Street ilk kez hava-gaz karışımını yakıt olarak kullanarak pistonlu bir içten yanmalı motorun patenti almıştır. 1801 yılında Philippe Lebon kömürden elde edilen gaz yakıtla çalışan bir motorun patentini almıştır. 1806 yılında NIEPCE kardeşler toz kömürle çalışan, 1820 yılında Villiam Cecil hidrojenle çalışan motorlar geliştirmişlerdir [6]. Bu arada dünyanın farklı yerlerinde birçok bilim adamı araştırmalarına devam etmiş ve birçok motor geliştirmişlerdir. Fakat içten yanmalı pistonlu motorların asıl doğuşu 1854 yılında Eugenio Barsanti ve Felice Matteucci'nin aldıkları patentle başlamıştır. 1860 yılında J.J. Lenoir gaz makinası yapmıştır ancak karışım sıkıştırılmadığı için verimi % 5' i geçememiştir. Önemli bir gelişme 1867 yılında Nicolas August Otto'nun yaptığı uçan (serbest) pistonlu içten yanmalı motorda görülmüştür. Bu motorun genişleme oranı oldukça büyüktü ve verim %10'dan fazla olabiliyordu. Daha sonra Otto'nun yaptığı çalışmalarla bu motor dört zamanlı pistonlu motora evrilmiştir ve verim %10-12 arasında değişmiştir [2]. Petrol kuyusunun açılmasıyla 1883 yılında Gottlieb Daimler sıvı yakıtları kullanmaya yönelmiş ve 800d/dk'da çalışan motor geliştirmiştir. 1885 yılında Karl Benz, Daimlerin motoruna kendi icadı olan elektrikli ateşleme donanımı ekleyerek 3 tekerlekli bir arabada Otto motorunu kullanarak önemli bir gelişmeye imza atmıştır [2]. 1893 yılında Diesel, adyabatik olarak yüksek oranda sıkıştırılmış havanın içine kendi kendine tutuşabilen sıvı yakıtı püskürterek yanmayı sağlayan bir motor geliştirerek patentini almıştır. 1897 yılında ticari değeri olan ilk dizel motoru imal edilmiştir. İlerleyen yıllarda diğer bilim insanlarının da katkılarıyla Otto ve Diesel motorları geliştirilerek günümüzdeki halini almıştır.

Teknolojinin gelişmesiyle ve bilgisayar programlarının kullanımının artmasıyla birlikte her alanda olduğu gibi içten yanmalı motorlar alanında da nümerik çalışmalar artmıştır. Bilgisayar programlarıyla birlikte motorların yapısal veya kimyasal analizleri ve

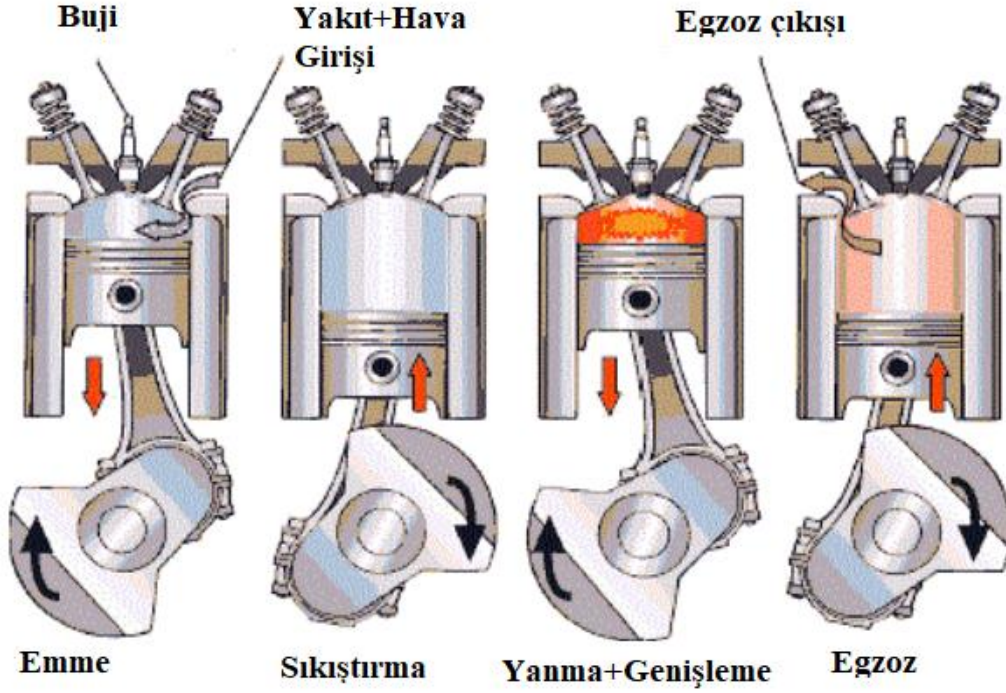


tasarımları ile ilgili çalışmalar yoğunlaşmıştır. Yanma odasının analizi, silindir içindeki gazların basınçlarının analizi, dinamik parçaların hareketlerinin analizi, supapların avans ve gecikme değerlerinin analizi, yakıtın analizi gibi birçok konuda motorlarla ilgili nümerik yöntemler kullanılan çalışmalar bulunmaktadır. Yapılan literatür taramasında piston, krank mili, supap tasarımları için ayrı ayrı programlara rastlanmıştır. Bu çalışmalar için ADAMS, ANSYS, Solidworks gibi bilgisayar programları kullanılmıştır. Bir motorun ön hesabından başlanarak son adımına kadar yapılan bir çalışmaya literatürde rastlanmamıştır. Motor tasarımında ön hesaptan başlayıp, termik hesaplar, dinamik hesaplar, hareketli parçaların boyutlandırılması, supap ve kumanda mekanizması tasarımı, motor ve gövde tasarımı gibi adım adım yapılan bu çalışma Prof. Dr. Orhan DURGUN'un kendi geliştirdiği tasarım yönteminden yararlanılarak yapılmıştır.

#### **1.4. Benzin Motorlarının Çalışma Prensibi**

Benzin motorları 4-zamanlı (stroklı) ve 2-zamanlı (stroklı) olmak üzere ikiye ayrılır. 2-zamanlı benzin motorları genellikle motosiklet ve deniz motorlarında kullanılır. 4-zamanlı benzin motorlarının kullanım alanı ise daha geniş ve yaygındır. Özellikle otomobillerde, askeri araçlarda, pervaneli uçaklarda ve ekonomikliğin pek önemsenmediği hafiflik, hız ve konfor istenilen alanlarda kullanılır.

Benzin motorları buji ateşlemeli içten yanmalı motorlardır. Benzinli motorlar ilk üretildiğinde karbüratörlü sistemler kullanılırken günümüzde yakıt püskürtme donanımları kullanılır. Silindir içine püskürtülen yakıt-hava karışımı, piston tarafından sıkıştırılır ve bujinin oluşturduğu elektrik kıvılcımı yardımıyla ateşleme yapılarak yanma işlemi sağlanır.



Şekil 1. Enjeksiyonlu bir benzin motorunun çalışma prensibi

Benzinli bir motorun bir iş çevrimi dört aşamada gerçekleşir. İlk aşamada yakıt-hava karışımı emme supabının açılmasıyla silindirin içine çekilir. İkinci aşamada yakıt-hava karışımının sıcaklığı ve basıncı pistonunun alt ölü noktadan (AÖN) üst ölü noktaya (ÜÖN) hareketi sonucunda arttırılır. Bu aşamada supaplar kapalı konumdadır. Üçüncü aşamada sıkıştırılan yakıt-hava karışımı bujilerde oluşturulan kıvılcım yardımıyla ateşlenir ve piston artan basıncın etkisiyle hızla aşağıya doğru itilir. Bu stroka iş stroku denir. Aşağıya doğru itilen pistonun biyel aracılığıyla bağlı olduğu krank milinde dönme hareketi oluşur. Sonuncu aşamada ortaya çıkan egzoz gazları pistonun yukarı yönlü hareketiyle egzoz supabından silindir dışına atılır. Bu çevrim benzer şekilde tekrar edilerek motorun çalışması sağlanır.

## 2. MOTORUN ÖN TASARIMI VE TERMİK HESAPLAR

Bu bölümde benzer motorlardan yararlanılarak ana boyutların ön hesabı yapılacak ve strok uzunluğu ile silindir çapı için ilk yaklaşım değerleri belirlenecektir. Kullanılacak yöntemler Binark [7]'tan yararlanılarak geliştirilmiş ve Durgun [3] tarafından sistematik hale getirilmiştir.

Motorun ana boyutları H (strok uzunluğu) ve D (silindir çapı)'dır. Motorun ana boyutlarını en doğru şekilde belirleyebilmek için termik hesaplarının yapılması gerekir.

### 2.1. Motor Ana Boyutlarının Ön Hesabı

Ön hesabın yapılabilmesi için bazı özelliklerinin seçilmesi gerekir.

#### a. Motorun Tipi ve Strok Sayısı

Motor tipi: Taşıt benzin motoru

Strok sayısı: 4

#### b. Devir Sayısı

Devir sayısı benzer motorlardan yararlanılarak seçilebilir. Devir sayısı arttıkça emme ve egzoz işlemleri zorlaşır, mekanik kayıplar artar, mekanik verim ve volümetrik (hacimsel) verim düşer, yanma süresi kısaldığı için yanma verimi düşer. Bütün bunların sonucu olarak toplam verim azalır ve yanmanın bozulmasıyla egzoz kirliliği artar. Bu nedenle nominal devir sayısı belirli bir değerden yüksek seçilmemelidir [2]. Devir sayısını seçerken istenilen etkenlere göre seçilmelidir. Ekonomikliğin, yakıt sarfiyatının önemli olmadığı yüksek güç ve performans istenen motorlarda yüksek devir sayıları seçilebilir. Ekonomikliğin önemli olduğu durumlarda daha düşük devir sayıları seçilebilir.

n: Devir sayısı (d/dk)

Benzin motorlarında devir sayısı (5500-6500) d/dk aralığında seçilebilir.

#### c. Silindir Sayısı ve Düzeni

Taşıtlarda genellikle sıra motor (I-motor) veya V-motor kullanılmaktadır. Silindir sayısı dörtten fazla ise daha az yer kaplaması açısından V motor kullanılabilir. I motorun yapısı basittir, üretimi kolay ve ucuzdur. V motor ise krank milinin daha kısa olması sebebiyle mukavemeti daha yüksektir, mekanik kayıplar daha azdır, yapısı daha karmaşıktır, üretimi daha zor ve maliyetlidir [2].

z: Silindir sayısı

$V_h$ : Bir silindirin hacmi

Silindir hacmi arttıkça motorun soğuma hızı azalır ve motor vuruntulu çalışmaya başlar. Bu nedenle bir silindirin hacmi 0.5 litreden büyük olmamalıdır.

Taşıt benzin motorlarında;  $z=4$ ;  $z.V_h \leq (0.7-2.2)$  [L]

$$z = 6; \quad z.V_h \geq 2 \text{ [L]}$$

$$V_h \leq 0.5 \text{ [L]}$$

#### d. Ortalama Efektif Basınç

Yalnızca genişleme işlemi boyunca pistonu etkidiği varsayılan ve krank milinden elde edilen efektif işe karşılık gelen basınca ortalama efektif basınç denir. Efektif işin strok hacmine bölünmesinden elde edildiğinden, birim strok hacminden elde edilen efektif iş anlamına gelir. Ortalama efektif basınç motor hızı ve büyüklüğünden bağımsızdır. Böylece farklı boyutlardaki motorların performanslarının karşılaştırılmasında kullanılır [6].

$P_{me}$ : Ortalama efektif basınç

Ortalama efektif basınç değer aralığı EK.1'deki grafikten seçilmiştir. [2].

#### e. Ortalama Piston Hızı

Ortalama piston hızı arttıkça sürtünme kayıpları nedeniyle emme ve egzoz işlemleri zorlaşır ve volümetrik verim düşer. Mekanik sürtünmeler ve kayıpların artması sebebiyle mekanik verim de düşer. Böylece motor daha erken yıpranır. Ortalama piston hızının uygun değerde olabilmesi için strok uzunluğu büyük seçilmemelidir [2].

$V_{p,m}$ : Ortalama piston hızı

Piston hızı aralığı EK.2'deki grafikten seçilmiştir. [2].

$$V_{p,m} = H * n/30 \text{ (m/s)} \quad (2.1.1)$$

Buradan H çekilirse;

$$H = 30 * V_{p,m}/n \text{ [m]} \quad (2.1.2)$$

#### f. Strok/Çap Oranı

Strok/çap oranı küçüldükçe ortalama piston hızı da azalır ve böylece volümetrik verim ile mekanik verim artar. Strok-çap oranı artınca segman boyu arttığı için gaz kaçakları artar ve birim hacim başına soğutma yüzeyi alanı azaldığı için soğutma zorlaşabilir. Bu nedenle strok-çap oranı belli bir değer aralığında olmalıdır.

$H/D$ : Strok-Çap oranı

Strok/Çap oranı EK.3'deki grafikten seçilmiştir. [2].

#### g. Efektif Güç / Toplam Strok Hacmi Oranı (Özgül Güç)

Birim silindir hacmi başına düşen güçtür. Taşıtların düşük silindir hacmiyle yüksek güç elde etmesi istenir [2]. Motor tasarımı için önemli bir kriterdir.

Özgül Güç:  $N_e / z V_h$

$N_e / z V_h$  değer aralığı Ek.4'teki tablodan seçilmiştir. [2].

#### h. Sıkıştırma Oranı

Piston AÖN'deyken oluşan silindir toplam hacminin, piston ÜÖN'deyken oluşan silindir ölü hacmine oranına sıkıştırma oranı denir. Sıkıştırma oranı arttıkça sıcaklık ve basınç da artmaktadır. Artan sıcaklık ve basıncın etkisiyle yakıtın erken tutuşma ihtimali de artar ve bunun sonucu olarak benzin motorlarında vuruntulu çalışma ihtimali oluşur. Sıkıştırma oranı arttıkça termik verim artmaktadır fakat vuruntu ihtimaline karşı benzin motorlarında sıkıştırma oranı çok yüksek seçilemez. Bu nedenle sıkıştırma oranı motorun tipine, kullanılacak olan yakıtın cinsine, ateşleme ve yakıt donanımlarına göre uygun olarak seçilmelidir.

Sıkıştırma oranı :  $\epsilon$

#### 1. Motor Gücü

Birim zamanda motorun yaptığı işe motor gücü denir. Motor gücü benzer motorlardan yararlanılarak seçilir.

Motor gücü:  $N_e$

$$N_e = \frac{P_{me} z V_h n}{k 60} \text{ [kW]} \quad (2.1.3)$$

Silindir hacmi  $V_h$ ;

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} H 10^3 \text{ [L]} \quad (2.1.4)$$

Buradan silindir çapı D;

$$D = \sqrt{\frac{N_e k 60 4}{P_{me} z n \pi H 10^3}} \text{ [m]} \quad (2.1.5)$$

```

asiri_doldurma.m x +
1 -   clc;
2 -   format long g %virgülden sonra basamak sayısını artırıyor
3 -   %MOTOR ANA BOYUTLARININ ÖN HESABI
4 -   %Motorun Tipi: Taşıt Benzin Motoru
5 -   fid_motor_tasarimi=fopen('asiri_doldurma.txt','w');
6 -   fprintf(fid_motor_tasarimi,'\nAŞIRI DOLDURMALI MOTOR\n\n');
7 -   fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n1. MOTOR ANA BOYUTLARININ ÖN HESABI\n\n');
8 -   motor_tipi='Taşıt benzin motoru';
9 -   yakit='BENZİN';
10 -  k=2;
11
12   %Verilenler
13 -  n=input('Devir sayısını giriniz n=');
14 -  Ne=input('Motor gücünü giriniz Ne=');
15 -  epsilon=input('sıkıştırma oranını giriniz epsilon=');
16 -  z=input('silindir sayısını giriniz z=');
17
18 -  Pme=linspace(0.7,2.6,6); %Ortalama efektif basınç. 6 tane Pme değeri var.
19 -  Pme=Pme';
20 -  imax=numel(Pme);
21 -  Vpm=linspace(9.5,22.5,7); %Ortalama piston hızı m/s. 7 tane Vpm değeri var.
22 -  %H_b_D=[0.85:1.15]; %Strok/Çap oranı
23 -  %(z*Vh)=[0.7:2.2]; %B
24 -  %Ne_b_zVh=[60:95]; %Özgül güç

```

Şekil 2. ADM için ana boyutların ön hesabının MATLAB programının bir kısmı

Yapılan işlemler sonucunda ortalama efektif basınç değerlerine karşılık gelen piston hızı, strok uzunluğu, silindir çapı, strok-çap oranı, silindir hacmi ve özgül güç değerleri bulunur. Termik hesaplamalara geçildiğinde uygun değerler seçilerek işlemlere devam edilir.

## 2.2. Termik Hesaplar

İçten yanmalı motorların temel hesapları için basit standart hava çevrimlerinden çok bölgesel yanma modellerini içeren ileri yöntemlere kadar çeşitli yaklaşımlar geliştirilmiştir. Bu çalışmada Durgun [3]'ün Khovakh [8], Kolchin [9] ve Palavan [10]' dan yararlanarak

geliştirmiş olduğu pratik bir yöntem uygulanacaktır. Bu yöntem daha kolay uygulanabilmekte ayrıca karmaşık ileri yöntemlerin temeli oluşturulmaktadır.

### 2.2.1. Emme İşlemi

#### a. Çevre Basıncı ve Sıcaklığı

Emme işlemi piston üst ölü noktada (ÜÖN) iken başlar. Emme supabı piston ÜÖN'ye ulaşmadan (10-20)° krank mili açısı (KMA) kadar önce avanslı açılmaya başlar ve piston alt ölü noktayı (AÖN) (50-70)° KMA geçtikten sonra gecikmeli olarak kapanır. Piston ÜÖN'den AÖN'ye doğru giderken kam düzeneği yardımıyla emme supapları açık kalırken egzoz supapları kapalı tutulur. Böylece emme supabı yaklaşık (240-280)° KMA kadar açık kalmış olur.

Başlangıç için çevre basıncı;  $P_0 = 0.1$  [MPa]

Başlangıç çevre sıcaklığı;  $T_0 = 25^\circ\text{C} = 298$  K seçilir.

ADM için;

$$\text{Taze dolgunun basıncı; } P'_c = (2.2 \div 2.5) P_0 \text{ [MPa]} \quad (2.2.1)$$

Sıkıştırma politrop üssü;  $n_c = (1.4 \div 2)$

$$\text{Taze dolgunun sıcaklığı; } T'_c = T_0 \left[ \frac{P'_c}{P_0} \right]^{n_c} \text{ [K]} \quad (2.2.2)$$

#### b. Artık Egzoz Gazı Basıncı ve Sıcaklığı

Çalışmakta olan bir motorda emme başlangıcında, silindir içerisindeki ölü hacim kadar bir önceki çevrimden kalmış olan artık egzoz gazları bulunur [2].

Artık egzoz gazı basıncı;

$$\text{ADM için: } P_r = (0.75 \div 0.98) P'_c \text{ [MPa]} \quad (2.2.3.a)$$

$$\text{DEM için; } P_r = (1.05 \div 1.25) P_0 \text{ [MPa]} \quad (2.2.3.b)$$

Artık egzoz gazı sıcaklığı;  $T_r = (900 \div 1100)$  [K] aralığındadır.

## c. Taze Dolgunun Ön Isınması

Taze dolgunun sıcaklığı doğal emişli motorlar için;  $\Delta T = (0 \div 20)^\circ\text{C}$  aralığındadır.

## d. Emme Sonu Basıncı

Emme sonu basıncı;

$$\text{ADM için; } P_a = P'_c - \Delta P_a \text{ [MPa]} \quad (2.2.4.a)$$

$$\text{DEM için; } P_a = P_0 - \Delta P_a \text{ [MPa]} \quad (2.2.4.b)$$

$\Delta P_a$  değeri  $(\beta^2 + \xi)$  toplam kayıp katsayısına ve emme kanalının en dar kesitindeki ortalama  $V_m$  hızına bağlıdır ve emmedeki basınç düşüşünü göstermektedir.

$(\beta^2 + \xi) = (2.5 \div 4)$  aralığındadır.

$V_m = (50 \div 130)$  [m/s] aralığındadır.

$$\Delta P_a = \rho (\beta^2 + \xi) \frac{V_m^2}{2} 10^{-6} \text{ [MPa]} \quad (2.2.5)$$

Havanın yoğunluğu ideal gaz denkleminde bulunur.

$$\text{ADM için; } \rho = \frac{m}{V} = \frac{P'_c}{R T'_c} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (2.2.6.a)$$

$$\text{DEM için; } \rho = \frac{m}{V} = \frac{P_0}{R T_0} \text{ [kg/m}^3] \quad (2.2.6.b)$$

## e. Artık Egzoz Gazları Katsayısı

Yakıt-hava-artık gaz karışımının yapısını belirlemek için artık gazlar katsayısı formülü kullanılır.

$$\text{ADM için; } \gamma_r = \frac{M_r}{M_1} = \frac{T'_c + \Delta T}{T_r} \frac{P_r}{\varepsilon \varphi_{ed} P_a - \varphi_s P_r} \varphi_s \quad (2.2.7.a)$$

$$\text{DEM için; } \gamma_r = \frac{M_r}{M_1} = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{P_r}{\varepsilon \varphi_{ed} P_a - \varphi_s P_r} \varphi_s \quad (2.2.7.b)$$



Emme supabı AÖN'den ÜÖN'ye doğru giderken emme supabı gecikme avansıyla kapanır. Emme supabının geç kapanmasıyla taze dolgu bu süreçte silindire dolmaya devam eder. Silindirin içine fazladan giren taze dolgu volümetrik verimi artırır. Benzin motorları için;

Ek doldurma katsayısı;  $\varphi_{ed} = (0.95 \div 1.12)$

Ayrıca  $\varphi_{ed} = 3.39 n 10^{-5} + 0.9163$  formülüyle de bulunabilir.

Sıkıştırma hacmi ile artık egzoz gazları hacmi arasındaki eşitsizlik için süpürme katsayısı kullanılır.

Süpürme katsayısı;

ADM için  $\varphi_s = 0.5$

DEM için  $\varphi_s = 1$

f. Emme Sonu Sıcaklığı

$$\text{ADM için; } T_a = \frac{T'_c + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \text{ [K]} \quad (2.2.8. a)$$

$$\text{DEM için; } T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \text{ [K]} \quad (2.2.8. b)$$

Benzin motorlarında emme sonu sıcaklığı  $T_a = (320 \div 400)$  [K] aralığındadır.

g. Volümetrik Verim

Emme sonunda silindire emilen taze dolgunun kilomol sayısının, aynı hacmi dış ortam koşullarında doldurabilecek dolgunun kilomol sayısına oranına volümetrik verim denir.

$$\text{ADM için; } \eta_v = \frac{M_1}{M_0} = \varphi_{ed} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P'_c} \frac{T'_c}{T'_c + \Delta T + \gamma_r T_r} \quad (2.2.9. a)$$

$$\text{DEM için; } \eta_v = \frac{M_1}{M_0} = \varphi_{ed} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_0} \frac{T_0}{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r} \quad (2.2.9. b)$$

ADM için;  $\eta_v = (0.8 \div 0.97)$  aralığındadır.

DEM için;  $\eta_v = (0.7 \div 0.97)$  aralığındadır.

```

asiri_doldurma.m x +
102
103     %2.1.EMME İŞLEMİ
104     fprintf(fid_motor_tasarimi,'2.1. Emme İşlemi\n');
105     %2.1.1 Çevre Basıncı ve Sıcaklığı
106     fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n2.1.1 Çevre Basıncı ve Sıcaklığı (Po ve To)\n');
107     Po=0.1; % Mpa Çevre basıncı Mpa, başlangıç koşulları
108     To= 293; %Çevre sıcaklığı Kelvin,başlangıç koşulları
109     fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n\tPo      = %0.2f Mpa \n', Po);
110     fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tTo      = %0.1f K \n', To);
111     %Pc=(2.2-2.5) Mpa
112     Pc_ussu=2.3*Po;
113     fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tPc_ussu = %0.2f Mpa \n', Pc_ussu);
114     %nc=(1.4;2); sıkıştırma politrop üssü
115     nc=1.4;%seçilmiş değer
116     Tc_ussu=To*(Pc_ussu/Po)^((nc-1)/nc);
117     fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tTc_ussu = %0.2f K \n', Tc_ussu);
118     %2.1.2 Artık egzoz gazı basıncı ve sıcaklığı
119     fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n\n2.1.2 Artık Eksoz Gazları Basıncı ve Sıcaklığı (Pr ve Tr)\n');
120     fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n\tPr=(0.75;0.98)*Pc1,   Pr=0.88*Pc_ussu seçildi. \n');
121     %Pr=(0.75-0.98)*Pc1; artık egzoz gazı basıncı;
122     Pr=0.88*Pc_ussu; %0.88 seçilmiş değer
123     fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tPr = %0.4f Mpa\n',Pr);
124     %Tr=(900-1100);artık egzoz gazı sıcaklığı Kelvin
125     fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tTr=(900;1100) K arasında bir değerdir. \n');
126     Tr=1050; %seçilmiş değer

```

Şekil 3. ADM için emme işleminin MATLAB programının bir kısmı

### 2.2.2. Sıkıştırma İşlemi

Piston yukarı yönlü hareket etmeye başladığında sıkıştırma işlemi başlar. Piston AÖN'ye yaklaştığında kam düzeneği yardımıyla emme supabı kapanır ve piston yukarıya doğru (ÜÖN'ye) hareket etmeye başladığında silindir içindeki dolgu sıkışmaya başlar. Sıkışma başlangıcındaki dolgunun sıcaklığı çevredeki ve emme kanalındaki havanın sıcaklığından daha fazladır. Bunun sebebi dolgunun çevrimden arta kalan artık gazların etkisiyle ısınmasıdır [2].

Sıkıştırılan dolgunun sıcaklığı ve basıncı artar. Sıkıştırma işlemi boyunca dolgu ve silindir duvarları arasında sürekli bir ısı alışverişi olur. Böylece sıkıştırma işleminin ortalama bir  $n_1$  politrop üssüyle gerçekleştiği düşünülerek hesaplamalar yapılır.

$n_1$  politrop üssünü bulmak için aşağıdaki bağıntı kullanılır.

$$A + B T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1}) = \frac{\bar{R}}{n_1 - 1} \quad (2.2.10)$$

A ve B katsayıları havaya ait değerlerdir.

$$(\mu C_v)_h|_0^T = A + B T = 19.880 + 0.002638 T \text{ [kJ/kmol]} \quad (2.2.11)$$

Newton-Raphson yöntemiyle denklem çözülerek bir  $x$  değeri bulunur. Benzin motorlarında sıkıştırma işlemi sırasında taze dolgunun içindeki yakıt parçacıkları buharlaşırken çevreden bir miktar ısı çeker böylece çevredeki gazın sıcaklığı bir miktar düşer. Bu nedenle  $n_1$  değeri denklem çözümünden bulunan  $x$  değerinden bir miktar küçük alınır.

$$\text{Benzin motorları için;} \quad n_1 = (x - 0.02) \div (x - 0.04)$$

Benzin motorları için  $n_1$  politrop üssü (1.32÷1.39) aralığındadır.

$$\text{Sıkıştırma sonu basıncı;} \quad P_c = P_a \epsilon^{n_1} \text{ [MPa]} \quad (2.2.12)$$

$$\text{Sıkıştırma sonu sıcaklığı;} \quad T_c = T_a \epsilon^{n_1-1} \text{ [K]} \quad (2.2.13)$$

```

asiri_doldurma.m  x  +
164      %2.2. SIKIŞTIRMA İŞLEMİ
165 -    A=19.88;B=0.002638; Rc=8.314;
166 -    imax=50; Ru=8.314; x(1)=1.4;
167 -    for i=1:imax
168 -        x(i+1)=x(i)-(A+B*Ta*(1+epsilon^(x(i)-1))-Ru/(x(i)-1)) ...
169 -            / (B*Ta*log(epsilon)*epsilon^(x(i)-1)+Ru/(x(i)-1)^2);
170 -        if abs(x(i+1)-x(i))<=1e-6
171 -            nl=x(i+1); %benzin motorlarında nl=x-0.02
172 -            break;
173 -        end
174 -    end
175
176 -    if nl<1.39 && nl>1.32
177 -        disp('nl değeri uygundur');
178 -    else
179 -        disp('nl değerini kontrol edin');
180 -    end
181 -    Pc=Pa*epsilon^nl;
182 -    Tc=Ta*epsilon^(nl-1);
183

```

Şekil 4. ADM için sıkıştırma işleminin MATLAB programının bir kısmı

### 2.2.3. Yanma İşlemi

Piston sıkıştırma işlemi sonunda ÜÖN'ye vardığında silindir içerisinde yüksek basınç ve sıcaklıktan dolayı buharlaşmış ve tutuşmaya hazır hale gelen yakıt-hava karışımı ile artık egzoz gazları bulunur. Bujiler yardımıyla ateşlenen gaz karışımı yanmaya başlar. Yanma esnasında küresel alev cephesinin ön kısmında yanmamış gazlar ve arka kısmında yanmış gazlar bulunur. Yanmanın ani ve hızlı olmasından dolayı yanmanın yaklaşık sabit hacimde gerçekleştiği varsayılır. Yanma işlemi sonucunda ortaya çıkan ısı mekanik işe dönüştürülür bu nedenle yanma motor çevriminin temel işlemini oluşturur. Ayrıca yanma sonucunda yanma ürünlerin basınç ve sıcaklığı ani bir şekilde artar.

Benzin motorlarında yanmanın sabit hacimde olduğu varsayılır.

$$\text{Ön genişleme oranı; } \rho = \frac{V_z}{V_c} = 1 \quad (2.2.14)$$

#### a. Yakıtın Elemansel Bileşimi

Elemansel bileşim 1 kg yakıtın yapısında bulunan karbon, hidrojen, oksijen, azot, kükürt, su ve külün kütlelerinin veya kütle oranlarının  $c', h', o'_y, n', s', w'$  ve  $a'$  şeklinde gösterimidir.

$$c' + h' + o'_y + n' + s' + w' + a' = 1 \text{ kg}$$

Yanma denklemi; 1 kg Yakıt+ Hava → Ürünler

Benzinin kapalı formülü  $C_8H_{15}$ ' dir.

Karbonun mol ağırlığı= 12.011 [kg/kmol]

Hidrojenin mol ağırlığı=1.008 [kg/kmol]

Benzinin mol ağırlığı;

$$\mu_y = 12.011 \cdot 8 + 1.008 \cdot 15 [\text{kg/kmol}] \quad (2.2.15)$$

$$\text{C için; } c' = \frac{8 \cdot (12.011)}{\mu_y} [\text{kg C}] \quad (2.2.16)$$

$$\text{H için; } h' = \frac{15 \cdot 1.008}{\mu_y} [\text{kg H}] \quad (2.2.17)$$

### b. Hava Fazlalık Katsayısı

Yanma işlemi çok kısa bir sürede gerçekleşmektedir. Bu kısa sürede yakıt moleküllerinin gerekli oksijen miktarını bulması zor olabilir. Bu yüzden hesap edilenden daha fazla miktarda havayı silindire göndermek gerekir. Yakıt-hava karışımının kalitesini arttırmak ve yanmayı iyileştirmek için  $\alpha$  hava fazlalık katsayısı geliştirilmiştir. 1 kg yakıtın yanmasını sağlayan gerçek hava miktarının minimum hava miktarına oranına hava fazlalık katsayısı denir. İdeal yakıt-hava karışımları için geçerlidir [6].  $\alpha$  hava fazlalık katsayısı benzin motorları için (0.8÷0.96) değer aralığındadır.

Hava fazlalık katsayısı yanma hızı, tam yanma, motor gücü ve ekonomiklik gibi değerlere etki etmektedir.

### c. Minimum Hava Miktarı

1 kg yakıtı yakmak için gerekli olan minimum hava miktarıdır ve  $H_{\min}$  olarak gösterilir.

$$H_{\min} = \frac{1}{0.208} \left[ \frac{c'}{12} + \frac{h'}{4} - \frac{O'_y}{12} \right] \left[ \frac{\text{kmolH}}{\text{kgY}} \right] \quad (2.2.18)$$

### d. Taze Dolgu Miktarı

$$M_1 = (1 \text{ kg yakıtın kmol sayısı}) + (\text{havanın kmol sayısı})$$

$$M_1 = \frac{1}{\mu_y} + \alpha H_{\min} \text{ [kmol/kg]} \quad (2.2.19)$$

### e. Yakıtın Alt Isıl Değeri

Bir kg yakıtın yanması sonucu oluşacak yanma ürünlerinin ortam sıcaklığına soğutulması esnasında sistemden çekilen ısıya  $H_0$  üst ısıl değeri denir. Hesaplamalar için  $H_0$  değerinin kullanılması yanıltıcı olabilir. Bunun yerine üst ısıl değerden suyun buharlaşma ısısı  $Q_{su}$  çıkarılarak  $H_u$  alt ısıl değer bulunur.

$$H_u = H_0 - Q_{su} \text{ [MJ/kg]} \quad (2.2.20)$$

Alt ve üst ısıl değer için çeşitli ampirik bağıntılar vardır. Bu tasarımda Mendeleev formülü kullanılacaktır.

Mendeleev formülü;

$$H_u = 33.91 c' + 125.60 h' - 10.89 (o'_y - s') - 2.51 (9 h' + w') \left[ \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right] \quad (2.2.21)$$

Benzin motorlarında  $\alpha < 1$  olduğunda yanma ürünleri bozunuma uğrar ve eksik yanma meydana gelir. Böylece yakıtın ısıl kapasitesinden tam olarak yararlanılamaz. Eksik yanma nedeniyle  $\Delta H_u$  kadar ısıl değerde azalma meydana gelmiş gibi olur.

$$\Delta H_u = 114 (1 - \alpha) H_{\min} [\text{MJ}/\text{kg}] \quad (2.2.22)$$

Motorda yararlanılabilecek ısı  $H'_u$ ;

$$H'_u = H_u - \Delta H_u [\text{MJ}/\text{kg}] \quad (2.2.23)$$

#### f. Yanma Ürünleri

Benzin motorlarında hava fazlalık katsayısı  $\alpha < 1$  olduğundan ve yüksek yanma sonucu oluşan sıcaklıklar nedeniyle eksik yanma görülür. Eksik yanmayı doğru şekilde hesaplamak için kimyasal dengeye dayalı bir hesap yöntemi kullanmak gerekir. Yakıtın içindeki oksijenin yanmada tamamen kullanıldığı varsayılır ve oluşan yanma ürünleri  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{CO}$  ve  $\text{H}_2$  'dir.

$h'/c'$  değeri (0.17 ÷ 0.19) aralığı için K değeri (0.45 ÷ 0.50) aralığındadır. Bu aralıkta çıkmayan değerler için K değeri interpolasyon yöntemiyle yeniden hesaplanır.

$$K = \frac{M_{\text{H}_2}}{M_{\text{CO}}} \quad (2.2.24)$$

Bulunan K değeri yardımıyla yanma ürünlerinin mol sayıları hesaplanır.

$$M_{\text{CO}} = 0.416 \frac{1 - \alpha}{1 + K} H_{\min} [\text{kmol CO}/\text{kgY}] \quad (2.2.25)$$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{c'}{12} - M_{\text{CO}} \text{ [kmol CO}_2\text{/kgY]} \quad (2.2.26)$$

$$M_{\text{H}_2} = K M_{\text{CO}} \text{ [kmol H}_2\text{/kgY]} \quad (2.2.27)$$

$$M_{\text{N}_2} = 0.792 \alpha H_{\text{min}} \text{ [kmol N}_2\text{/kgY]} \quad (2.2.28)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{h'}{2} - M_{\text{H}_2} \text{ [kmol H}_2\text{O/kgY]} \quad (2.2.29)$$

$$M_2 = \sum M_i \text{ [kmol gaz/kgY]} \quad (2.2.30)$$

Yanma ürünlerinin hacimsel oranı ise;

$$y_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2} \quad (2.2.31)$$

$$y_{\text{CO}} = \frac{M_{\text{CO}}}{M_2} \quad (2.2.32)$$

$$y_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_2} \quad (2.2.33)$$

$$y_{\text{H}_2} = \frac{M_{\text{H}_2}}{M_2} \quad (2.2.34)$$

$$y_{\text{N}_2} = \frac{M_{\text{N}_2}}{M_2} \quad (2.2.35)$$

$\sum y_i = 1$  olmalıdır.

g. Yanma Gazlarının Ortalama Özgül Isısı

$$(\mu C_v)_\rho \Big|_0^T = A_g + B_g T \quad (2.2.36)$$

$$A_g = \sum y_i A_i = y_{CO_2} A_{CO_2} + y_{CO} A_{CO} + y_{H_2O} A_{H_2O} + y_{H_2} A_{H_2} + y_{N_2} A_{N_2} \quad (2.2.37)$$

$$B_g = \sum y_i B_i = y_{CO_2} B_{CO_2} + y_{CO} B_{CO} + y_{H_2O} B_{H_2O} + y_{H_2} B_{H_2} + y_{N_2} B_{N_2} \quad (2.2.38)$$

Tablo 1. Bazı Gazların lineer özgül ısı değişimindeki A ve B katsayıları

| Gaz             | 0÷1500 °C aralığında |          | 1501÷2800 °C aralığında |          |
|-----------------|----------------------|----------|-------------------------|----------|
|                 | A                    | B        | A                       | B        |
| Hava            | 19.880               | 0.002638 | 21.991                  | 0.001499 |
| Oksijen         | 19.663               | 0.004641 | 23.300                  | 0.001550 |
| Azot            | 19.716               | 0.002500 | 21.553                  | 0.001457 |
| Hidrojen        | 20.628               | 0.000206 | 19.198                  | 0.001758 |
| CO              | 19.868               | 0.002670 | 22.100                  | 0.001430 |
| CO <sub>2</sub> | 22.754               | 0.019000 | 38.209                  | 0.003349 |
| Su buharı       | 23.490               | 0.005359 | 25.458                  | 0.004438 |

$$A_{CO_2} = 38.209$$

$$B_{CO_2} = 0.003349$$

$$A_{CO} = 22.1$$

$$B_{CO} = 0.001449$$

$$A_{H_2O} = 25.458$$

$$B_{H_2O} = 0.004438$$

$$A_{H_2} = 19.198$$

$$B_{H_2} = 0.001758$$

$$A_{N_2} = 21.553$$

$$B_{N_2} = 0.001457$$

#### h. Molekülisel Değişim Oranı

Yanma sonunda oluşan gazların kmol sayıları toplamının yanma başlangıcındaki gazların kmol sayılarının toplamına oranına molekülisel değişim katsayısı denir.

Molekülisel değişim katsayısı;

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{M_2/M_1}{1 + \gamma_r} \quad (2.2.39)$$

$M_2/M_1 = \mu_0$  olarak tanımlanırsa

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.2.40)$$

$\mu = (1.02 \div 1.12)$  aralığındadır.



### 1. Yanma Sonu Sıcaklığı ve Basıncı

Yanma sonunda sıcaklık ve basınç önemli ölçüde artar.

$\xi_z$  : Isıdan yararlanma verimi

$\xi_z = (0.8 \div 0.95)$  aralığındadır.

Yanma sonu sıcaklığı  $T_z$  için;

$$\frac{\xi_z H'_u}{M_1 (1 + \gamma_r)} + [A + B T_c] T_c = \mu [A_g + B_g T_z] T_z \quad (2.2.41)$$

Denklem düzenlendiğinde;

a  $T_z^2 + b T_z + c = 0$  şeklinde bir denklem elde edilir ve denklem çözülürse pozitif kök  $T_z$  değerini verir.

$T_z = (2400 \div 2900)[K]$  aralığındadır.

$$\text{Yanma sonu basıncı } P_z ; P_z = \mu \frac{T_z}{T_c} P_c \text{ [MPa]} \quad (2.2.41)$$

Gerçek motor çevriminde ateşleme avansı, tutuşma gecikmesi ve yanmanın belli bir süre almasından dolayı basınç daha düşük olur. Gerçek yanma sonu basıncı;

$$P_{z,g} = 0.85 P_z \text{ [MPa]} \quad (2.2.42)$$

```

asiri_doldurma.m x +
184 %2.3. YANMA İŞLEMİ
185 %2.3.1 Yakıtın elemansel bileşimi
186 %benzin=C8H15
187 %Karbonun mol ağırlığı=12.011 kg/kMol
188 %Hidrojenin mol ağırlığı=1.008 kg/kMol
189 cy=8;
190 hy=15;
191 Yakıt= 'C8 H15';
192 oy=0;
193 os=0;
194 ow=0;
195 MU_y=cy*12.011+hy*1.008+oy*15.999; %kg/kMol
196 cy_ussu=cy*12.011/MU_y;
197 hy_ussu=hy*1.008/MU_y;
198 oy_ussu=oy*15.999/MU_y;
199 sy_ussu=os*32/MU_y;
200 wy_ussu=ow*18.016/MU_y;
201
202 %2.3.2 Hava Fazlalık Katsayısı
203 %Benzin motorlarında tam güçlerde hava fazlalık katsayısı ALFA=(0.80-0.96)
204 %değerleri arasında değişmektedir.
205 %alfa=h/hmin=H/Hmin
206 ALFA=0.96; %tam gazda max güç için
207 %2.3.3 Minimum Hava Miktarı
208 Hmin=(1/0.208)*(cy_ussu/12+hy_ussu/4-oy_ussu/32); %[KmolH/kgY]

```

Şekil 5. ADM için yanma işleminin MATLAB programının bir kısmı

#### 2.2.4. Genişleme İşlemi

Yanma sonunda oluşan gazların basıncının etkisiyle piston aşağıya doğru itilir ve genişleme işlemi başlar. Silindir hacmi genişler ve genişleme boyunca çevreyle ısı alışverişi olur. Genişlemenin sabit bir  $n_2$  politrop üssüyle gerçekleştiği kabul edilir.

$\delta$ : Art genişleme oranı

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (2.2.43)$$

Sabit hacimde yanma olduğu için;  $\rho = 1$  ve  $\delta = \varepsilon$  olur.

$$\text{Genişleme sonu basıncı; } P_b = P_z \delta^{-n_2} \text{ [MPa]} \quad (2.2.44)$$

$$\text{Genişleme sonu sıcaklığı; } T_b = T_z \delta^{1-n_2} \text{ [K]} \quad (2.2.45)$$

$n_2$  politrop üssünü bulmak için;

$$f(x) = A_g + B_g T_z (1 + \delta^{1-n_2}) - \frac{\bar{R}}{n_2 - 1} = 0 \quad (2.2.46)$$

Denklemini Newton-Raphson yöntemiyle çözülerek  $n_2$  değeri bulunur.

Genişleme sonu basıncı  $P_b = (0.3 \div 0.5)[\text{MPa}]$  ve

Genişleme sonu sıcaklığı  $T_b = (1300 \div 1500)[\text{K}]$  düzeylerinde olur.

```

asiri_doldurma.m x +
294 %2.4. GENİŞLEME İŞLEMİ
295 %Genişleme işleminin ortalama bir n2 politrop üssü ile gerçekleştiği
296 %varsayılır.
297 %Ag+Bg*Tz*(1+sigma^(1-n2))=Rc/(n2-1) denklemi çözümüyle n2 bulunur;
298 %robenisleme=Vz/Vc; Vz=Vc;
299 - rogenisleme=1;
300 - delta_ard=epsilon/rogenisleme;
301 - imax=50;
302 - for i=1:imax
303 -     x(i+1)=x(i) - (Ag+Bg*Tz*(1+delta_ard^(1-x(i)))-Ru/(x(i)-1)) ...
304 -         / (-Bg*Tz*log(delta_ard)*delta_ard^(1-x(i))+Ru/(x(i)-1)^2);
305 -     if abs(x(i+1)-x(i))<=1e-6; n2=x(i+1);
306 -         break;
307 -     end
308 - end
309 - Pb=Pz*delta_ard^(-n2);
310 - Tb=Tz*delta_ard^(1-n2);
311 %2.5.EGZÖZ İŞLEMİ
312 % Tr=((Pr/Pb)^1/3)*Tb
313 - Tr_son=nthroot(Pr/Pb,3)*Tb; %nthroot komutu küpkök için
314 - hata=abs(Tr_son-Tr)/Tr_son;
315 - if hata<=0.03
316 -     break;
317 - end
318 - Tr=Tr_son;

```

Şekil 6. ADM için genişleme işleminin MATLAB programının bir kısmı

### 2.2.5. Egzoz İşlemi

Piston AÖN'ye yaklaştığında kam düzeneği yardımıyla egzoz supabı açılır ve silindir içerisindeki yanmış gazlar kendi sıcaklık ve basınçlarının etkisiyle dışarıya çıkar. Silindiri içerisinde kalan gazların basıncı hızla azalır ve bu gazlar pistonun yukarı yönlü hareketiyle silindir dışına atılır.

Gerçek çevrimde egzoz supabı tam AÖN’de değil de biraz daha erken (20 ÷ 80 °KMA) açılır ve ÜÖN’yi geçtikten sonra (10 ÷ 50 °KMA) kapanır.

Egzoz işlemiyle birlikte pistonun 4 stroku veya krank milinin 2 devri sonunda bir iş çevrimi tamamlanmış olur [6].

$$\text{Genişleme sonu sıcaklığı; } T_r = \sqrt[3]{\frac{P_r}{P_b}} T_b \text{ [K]} \quad (2.2.47)$$

Çevrim başlangıcında seçilmiş olan egzoz gazı sıcaklığı son bulunan egzoz gazı sıcaklığıyla karşılaştırılır. Aradaki fark %3’ten küçükse hesaplamalara devam edilir. Fark %3’ten büyükse  $T_r$  ve  $P_r$  değerleri yeniden seçilerek çevrim hesapları tekrarlanır.

$$\text{Fark} = \left| \frac{T_{r,\text{son}} - T_{r,\text{ilk}}}{T_{r,\text{son}}} \right| 100 \leq \%3 \quad (2.2.48)$$

```

asiri_doldurma.m* x +
311     %2.5.EGZOZ İŞLEMİ
312     |
313     % Tr=((Pr/Pb)^1/3)*Tb
314 -   Tr_son=nthroot(Pr/Pb,3)*Tb; %nthroot komutu küpkök için
315 -   hata=abs(Tr_son-Tr)/Tr_son;
316 -   if hata<=0.03
317 -   break;
318 -   end
319 -   Tr=Tr_son;
320 -   end
321 -   fprintf(fid_motor_tasarimi, '\tTr = %0.0f K\tolarak hesaplandı\n\n',Tr);
322

```

Şekil 7. ADM için yanma işleminin MATLAB programının bir kısmı

## 2.2.6. İndikatör Diyagramı ve Motor Karakteristikleri

### 2.2.6.1. Teorik Ortalama İndike Basınç

Teorik ortalama indike basınç  $P_{mi,t}$ ;

Basınç artma oranı;  $\lambda = P_z/P_c$

$$P_{mi,t} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \text{ [MPa]} \quad (2.2.49)$$

Teorik çevrim ile gerçek çevrimin indikatör diyagramları birbirinden farklıdır. Gerçek çevrimde avanslar ve supap zamanlamaları olduğu için diyagramın köşeleri yuvarlatılır. Yuvarlatma katsayısı  $\varphi_i = (0.94 \div 0.97)$  değerleri arasındadır. Gerçek indike basıncı bulmak için teorik indike basınç bu yuvarlatma katsayısıyla çarpılır.

$$P_{mi} = \varphi_i P_{mi,t} \text{ [MPa]} \quad (2.2.50)$$

Benzin motorları için  $P_{mi} = (0.6 \div 1.4)$  [MPa] değerleri arasındadır.

### 2.2.6.2. Ortalama Efektif Basınç

Ortalama efektif basınç silindir içindeki bir çevrim sonunda elde edilen  $W_e$  efektif işinin strok hacmi  $V_h$ 'ye bölünmesiyle elde edilir.

$$P_{me} = P_{mi} - P_{m,m} \text{ [MPa]} \quad (2.2.51)$$

Ortalama efektif basınç motor hızı ve büyüklüğünden bağımsızdır. Benzin motorları için  $P_{me} = (0.6 \div 1.1)$  [MPa] değerleri arasındadır.

Mekanik kayıplar ortalama basıncı  $P_{m,m}$ ;

$$\text{ADM. için; } P_{m,m} = (a + b V_{pm}) \frac{P'_c}{P_{mi}} 10 \text{ [MPa]} \quad (2.2.52.a)$$

$$\text{DEM. için; } P_{m,m} = (a + b V_{pm}) \text{ [MPa]} \quad (2.2.52.b)$$

Benzin motorlarında  $z \leq 6$  ve  $\frac{H}{D} < 1$  ise  $a = 0.034$  ve  $b = 0.0113$  alınır.

$z \leq 6$  ve  $\frac{H}{D} > 1$  ise  $a = 0.049$  ve  $b = 0.0152$

### 2.2.6.3. Mekanik Verim

Mekanik kayıplar nedeniyle silindir içindeki gazların basınçlarından %100 yararlanılamaz. Silindir içindeki basınçlı gazların yaptıkları iş krank milinden dışarı aktarılanaya kadar yataklarda ve hareketli motor elemanlarındaki sürtünme kayıpları, supap sistemleri, şarj dinamosu, marş motoru gibi birçok sistemde kayba uğrar.

Krank milinden elde edilen efektif işin indike işe oranına mekanik verim denir.

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{W_e/V_h}{W_e/V_h} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} \quad (2.2.53)$$

Benzin motorlarında mekanik verim  $\eta_m = (0.7 \div 0.9)$  aralığındadır.

### 2.2.6.4. Efektif Verim ve Özgül Yakıt Tüketimi

Motorların toplam verimine efektif verim denir. Bir iş çevrimi sonucunda krank milinden elde edilen net işin, bu işi üretmek için harcanan yakıt ısısına oranı efektif verimi verir.

Efektif verim  $\eta_e$ ;

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_1} \quad (2.2.54)$$

$$\eta_e = \eta_t \eta_r \eta_m \quad (2.2.55)$$

$$\text{ADM için; } \eta_e = \frac{P_{me} m_1 R T'_c}{H_u P'_c \eta_v} \quad (2.2.56. a)$$

$$\text{DEM için; } \eta_e = \frac{P_{me} m_1 R T_0}{H_u P_0 \eta_v} \quad (2.2.56.b)$$

Burada  $m_1$  1 kg yakıt ve yakıtı yakmak için kullanılan havanın toplam kütlesidir.

$$m_1 = 1 + \alpha h_{\min} \text{ [kg]} \quad (2.2.57)$$

Benzin motorlarında  $\eta_e = (0.25 \div 0.33)$  aralığındadır.

Özgül yakıt tüketimi birim zamanda (1 saat veya 1 saniye) birim güç (1 kW veya 1 BG) için harcanan yakıt miktarıdır. Motor verimi ne kadar yüksekse birim zamanda harcadığı yakıt miktarı o kadar düşüktür ve motor efektif verimi özgül yakıt tüketimiyle ters orantılıdır. Özgül yakıt tüketimi motorların verimliliklerini kıyaslamada önemli bir parametredir.

Özgül yakıt tüketimi  $b_e$ ;

$$b_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \left[ \frac{\text{kgY}}{\text{kWh}} \right] \quad (2.2.58)$$

Burada  $H_u$  1 kg yakıtın kayıpsız şekilde yanma odasında yanması sonucu ortaya çıkan ısı değeridir ve yakıtın alt ısı değeri olarak adlandırılır. Benzin yakıtı için;

$H_u \cong 44000$  (kJ/kg) düzeyindedir.

Benzin motorları için  $b_e = (0.235 \div 0.320)$  aralığındadır.

### 2.2.6.5. Motor Ana Boyutların Düzeltilmesi

Ana boyutların ön tasarımı sırasında benzer motorlardan yararlanılarak  $P_{me}$ ,  $V_{pm}$ ,  $H/D$  ve  $N_e/z V_h$  değerleri belli aralıklardan seçilerek hesaplamalar yapılır. Daha sonra hesaplanan  $P_{me}$  değeri ile ön tasarımda seçilen  $P_{me}$  değeri arasındaki hata oranı %3'ten küçükse hesaplamalara devam edilir. Hata oranı %3'ten büyükse hesaplamalar ön tasarımdan başlanarak tekrar yapılır ve hata oranı %3'ten küçük olana kadar devam edilir.

$$\left| \frac{P_{me, \text{hesaplanan}} - P_{me, \text{seçilen}}}{P_{me, \text{hesaplanan}}} \right| 100 \leq \%3 \quad (2.2.59)$$

Hata oranı istenilen değerin altına düştüğünde güç formülünden yararlanılarak yeni ana boyutlar hesaplanır. Güç formülü;

$$N_e = \frac{P_{me} z V_h n}{k 60} \text{ [kW]} \quad (2.2.60)$$

Buradan strok hacmi  $V_h$  hesaplanır;

$$V_h = \frac{N_e k 60}{P_{me} z n} \text{ [L]} \quad (2.2.61)$$

$V_h = \frac{\pi D^2}{4} H 10^{-6} \text{ [L]}$  ve  $\xi = H/D$  kullanılarak silindir çapı  $D$  hesaplanır;

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi \xi}} 100 \text{ [mm]} \quad (2.2.62)$$

Silindir çapı bulununca  $H = \xi D$  formülünden strok uzunluğu ve  $H/D$  oranı bulunur.

### 2.2.6.6. İndikatör Diyagramı Çizimi

Çevrim esnasında silindir içindeki basınç değişimini gösteren diyagramlara indikatör diyagramı denir ve indikatör diyagramları gerçek motor çevrimleridir. Silindir kafasına yerleştirilen indikatör cihazıyla deneysel olarak ya da ampirik bağıntılardan yararlanılarak belirlenir.

Hesaplanan basınç değerleriyle indikatör diyagramı köşeli olarak çizilir ve daha sonra ateşleme avansı, tutuşma gecikmesi, supapların açılma ve kapanma zamanlamalarına göre diyagramın köşeleri uygun şekilde yuvarlatılır.

Diyagramı çizmek için gerekli köşe basınçları  $P_0$  atmosfer basıncı,  $P_c'$  emme zamanı taze dolgunun basıncı,  $P_c'' = (1.15 \div 1.25) P_c$  taze dolgunun gerçek basıncı,  $P_a$  emme sonu basıncı,  $P_c$  sıkıştırma sonu basıncı,  $P_z$  yanma sonu basıncı,  $P_{zg}$  yanma sonu gerçek basıncı,  $P_b$  genişleme sonu basıncı ve  $P_r$  egzoz sonu basıncı gereklidir.

Strok ve basınç ölçekleri grafik boyutlarını düzenlemek için gerekli olan ölçeklerdir.



Strok ölçęęi;

$m_s = |\overline{AB}|/H = 3$  seçilebilir.

$$|\overline{AB}| = m_s H \text{ [mm]} \quad (2.2.63)$$

Basınç ölçęęi;

$m_p = 0.03$  [MPa/mm] seçilebilir.

Ölü hacme karşılık gelen  $|\overline{OA}|$  uzunluğu;

$$|\overline{OA}| = \frac{|\overline{AB}|}{\varepsilon - 1} \text{ [mm]} \quad (2.2.64)$$

Böylece diyagramda O, A ve B noktaları işaretlenerek  $|\overline{AB}|$  uzunluğunun orta noktasından D merkezli  $|\overline{AB}|/2$  yarıçaplı yarım çember çizilir.

D' noktasının belirlenmesi;

$$\lambda = \frac{R}{l_b} = \left( \frac{1}{3.5} \div \frac{1}{4} \right) \quad (2.2.65)$$

Buradan  $\lambda$  seçilir ve  $R = H/2$  belirlenir. Daha sonra;

$$|\overline{DD'}| = m_s \frac{R^2}{2 l_b} \text{ [mm]} \quad (2.2.66)$$

şeklinde hesaplanır.

Krank mili  $\varphi$  açısı kadar döndüğünde, pistonun geldiği konumu belirlemek için D' eksantrik noktasından  $\varphi$  derece kadar bir açıyla bir ışın çizilir. Bu ışının yarım çemberi kestiği noktadan çizilen düşey çizgi pistonun  $\varphi$  krank mili açısındaki konumunu gösterir.  $\varphi = 15^\circ$ 'lik açılarla D' noktasından ışınlar çizilir ve bu ışınların yarım çemberi kestiği piston konumundaki basınçlar sıkıştırma ve genişleme politrop üsleri yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanır [3].

## a. Sıkıştırma İşlemi

$$P_x = P_a \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1} \quad [\text{MPa}] \quad (2.2.67)$$

$$P_x = P_a \left( \frac{|\overline{OB}|}{|\overline{OX}|} \right)^{n_1} \quad [\text{MPa}] \quad (2.2.68)$$

## b. Genişleme İşlemi

$$P'_x = P_b \left( \frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2} \quad [\text{MPa}] \quad (2.2.69)$$

$$P'_x = P_b \left( \frac{|\overline{OB}|}{|\overline{OX}|} \right)^{n_2} \quad [\text{MPa}] \quad (2.2.70)$$

Hesaplanan değerler yardımıyla indikatör diyagramının köşeli hali çizilir. Verilecek olan avans ve gecikme değerleri yardımıyla diyagramın köşeleri yuvarlatılır.

Avans ve Gecikme Değerleri;

$$P_c'' = (1.15 \div 1.25) P_c$$

$$r' = (10 \div 55) \text{°KMA}; \text{Emme açılma avansı}$$

$$a'' = (20 \div 80) \text{°KMA}; \text{Emme kapanma gecikmesi}$$

$$b' = (20 \div 80) \text{°KMA}; \text{Egzoz açılma avansı}$$

$$a' = (10 \div 50) \text{°KMA}; \text{Egzoz kapanma gecikmesi}$$

$$c' = (0 \div 40) \text{°KMA}; \text{Ateşleme avansı}$$

$$\Delta\varphi_1 = (4 \div 6) \text{°KMA}; \text{Tutuşma gecikmesi}$$

$$\Delta\varphi_2 = (8 \div 12) \text{°KMA}; \text{Max. basıncın ÜÖN'den sonra oluşacağı açı}$$

İndikatör diyagramı çizildikten sonra altında kalan bölgenin alanı 1/3 Simpson kuralıyla hesaplanabilir veya planimetre denilen mekanik araçlarla ölçülebilir.

$$A = \frac{(b-a)}{3n} \left[ f(x_0) + 4 \sum_{i=1,3,5,\dots}^{n-1} f(x_i) + 2 \sum_{j=2,4,6,\dots}^{n-2} f(x_j) + f(x_n) \right] (\text{mm}^2) \quad (2.2.71)$$

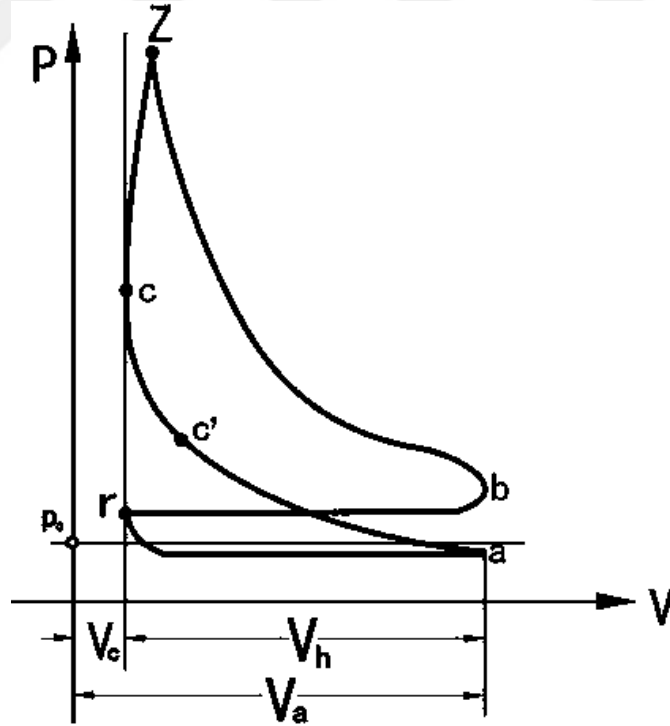
İndikatör diyagramından hesaplanan  $P_{mi}$  indike basıncı;

$$P_{mi} = \frac{A}{|AB|} m_p [\text{MPa}] \quad (2.2.72)$$

İndikatör diyagramından hesaplanan  $P_{mi}$  ve ilk termik hesaplarda hesaplanan  $P_{mi}$  değerleri arasındaki hata oranı %0.3'ten küçükse hesaplamalara devam edilir.

Hata oranı;

$$\varepsilon = \left| \frac{P_{mi,\text{indikatör}} - P_{mi,\text{termik}}}{P_{mi,\text{indikatör}}} \right| 100 \leq \%0.3 \quad (2.2.73)$$



Şekil 8. İndikatör diyagramı

### 2.2.6.7. Motor Hız Karakteristiklerinin Çizimi

Bir taşıt motorunun sabit gazdaki karakteristiklerinin devir sayısına göre değişimlerine hız karakteristikleri denir [3]. Hız karakteristikleri amprik bağıntılarla hesaplanabilir ve belirli  $n_{\min} - n_{\max}$  devir sayısı aralığında hesaplanarak çizilir.

Benzin motorları için;

$$n_{\min} = (600 \div 1000)d/dk,$$

$$n_{\max} = (1.05 \div 1.20) n_N d/dk$$

a. Efektif Gücün Hesabı

$n_N$  nominal devir sayısı ve  $N_{e,N}$  belirlidir.

$x = n_x/n_N$  olmak üzere;

Eski tip motorlarda;

$$N_{e,x} = N_{e,N} x [1 + x - x^2] [kW] \quad (2.2.74)$$

Yeni tip motorlarda;

$$N_{e,x} = N_{e,N} x [0.25 + 2.5 x - 1.75 x^2] [kW] \quad (2.2.75)$$

b. Döndürme Momenti Hesabı

Döndürme momenti güce bağlı bir değerdir. Motorlarda döndürme momenti eğrisi genellikle tümsek bir yapıda olur ve  $n_M \cong (0.50 \div 0.60)n_N$  devir aralığında maksimum değerini alır [2].

$\omega_x$  açısal hız olmak üzere;

$$\omega_x = \frac{\pi n_x}{30} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad (2.2.76)$$

$$N_{e,x} = \frac{M_{d,x} \omega_x}{1000} [kW] \quad (2.2.77)$$

Buradan moment çekilirse;

$$M_{d,x} = \frac{1000 N_{e,x}}{\omega_x} \text{ [Nm]} \quad (2.2.78)$$

### c. Özgül Yakıt Tüketimi

Eski tip benzin motorlarında;

$$b_{e,x} = b_{e,N} [0.7x^2 - x + 1.3] \text{ [kgY/kWh]} \quad (2.2.79)$$

Yeni tip benzin motorlarında;

$$b_{e,x} = b_{e,N} [x^2 - 1.2x + 1.2] \text{ [kgY/kWh]} \quad (2.2.80)$$

Benzin motorlarında  $b_{e,x} = (0.25 \div 0.325)$  aralığındadır.

### d. Efektif Verim

Efektif verim ve özgül yakıt tüketimi birbirleriyle ters orantılıdır. Özgül yakıt tüketimi eğrisi minimumdan geçer ve efektif verim eğrisi ise maksimumdan geçer.

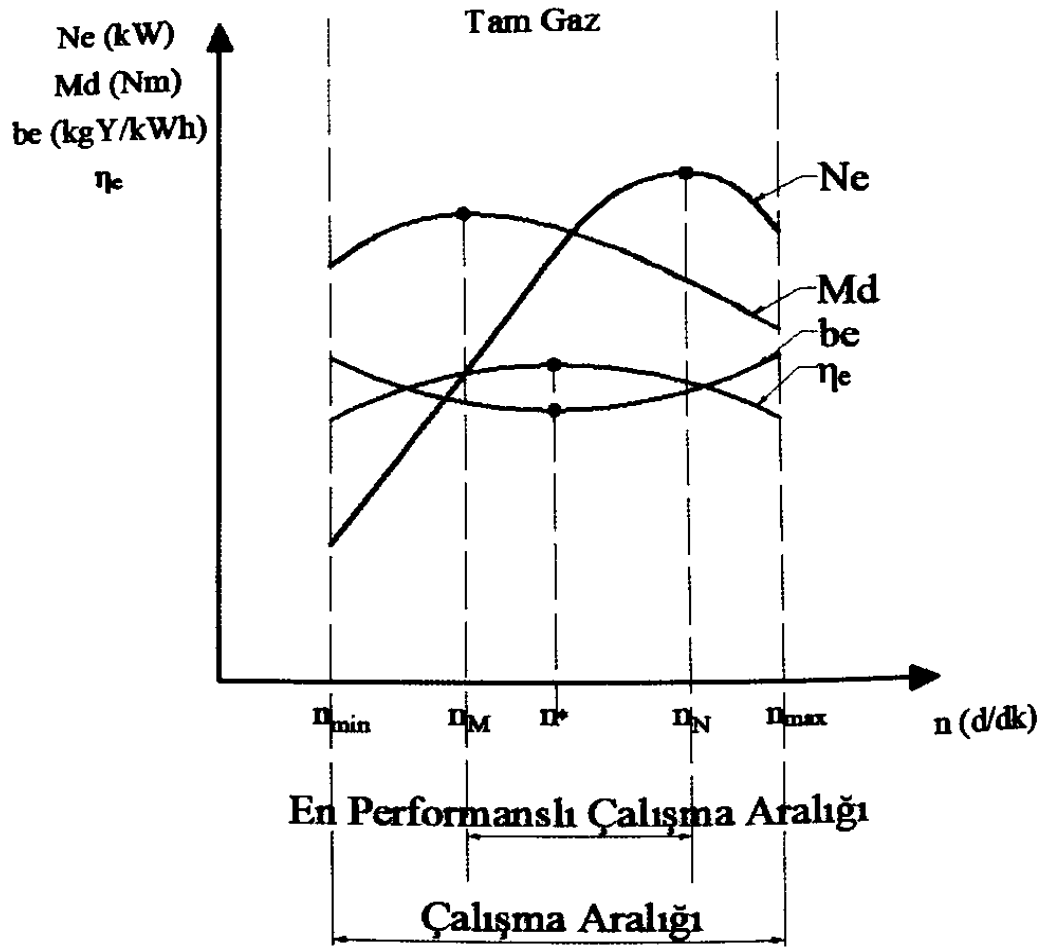
Düşük devirlerde motorun çalışma performansı kararlı olmayabilir ve mekanik kayıplar üretilen gücün içinde fazla yer kaplar. Bu nedenle düşük devir sayılarında efektif verim düşük, özgül yakıt tüketimi yüksektir. Motorun devir sayısı arttıkça verim artar ve  $n^* \cong 0.6 n_N$  değerinde maksimum olur. Bu noktada özgül yakıt tüketimi ise minimumdur. Motor devri artmaya devam ettikçe mekanik kayıplar artmaya başlar, yanma için gerekli zaman azalır ve yanma da bozulmaya başlar böylece verim düşmeye özgül yakıt tüketimi artmaya başlar [3].

$$\eta_{e,x} = \frac{3600}{H_u b_{e,x}} \quad (2.2.81)$$

Benzin motorlarında efektif verim  $\eta_{e,x} = (0.25 \div 0.35)$  arasındadır.

### e. Volümetrik Verim

$$\eta_{v,x} = P_{m,e} \frac{m_1 R T'_c b_{e,x}}{P'_c} \quad (2.2.82)$$



Şekil 9. Motor karakteristiklerinin sembolik olarak gösterimi [2]

### **3. DİNAMİK HESAPLAR ve VOLAN TASARIMI**

#### **3.1. Motor Dinamiği**

Motor dinamiğinin başlıca amacı piston, biyel ve krank milinden oluşan krank mekanizmasına etki eden kuvvetlerin belirlenmesidir. Bu kuvvetlerin belirlenmesinin sebebi ise krank mekanizmasında bulunan parçaların boyutlandırılabilmesidir. Krank mekanizmasındaki parçalara etkiyen kuvvetler gaz kuvveti, eylemsizlik kuvveti ve sürtünme kuvvetleridir. Katı yüzeylerin birbirleriyle teması ve yağlayıcı maddenin viskozitesi sürtünme kuvvetini etkiler. Viskoz sürtünmeler devir sayısının artmasıyla artar. Katı yüzeylerin temasından ortaya çıkan kuvvet ise yüzey pürüzlülüğüne ve malzemelerin sertliğine bağlıdır [8].

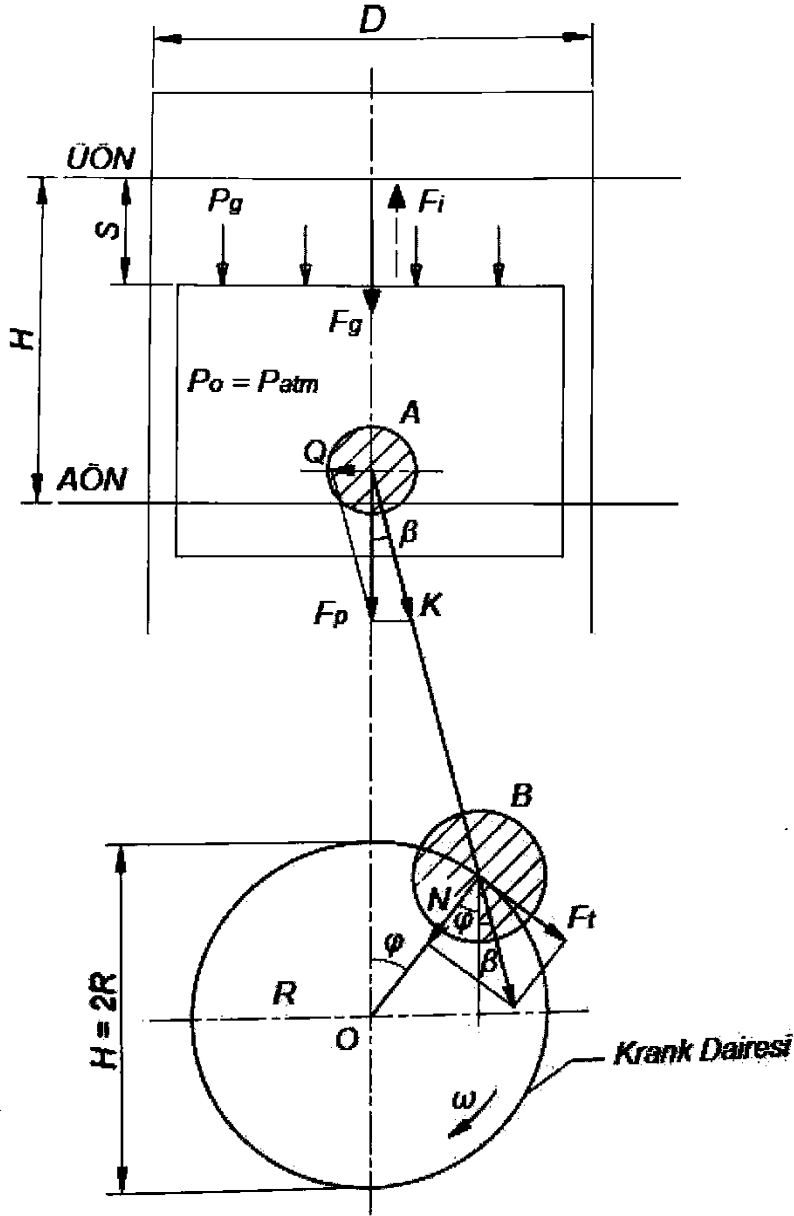
Krank mekanizması doğrusal hareketi dairesel harekete dönüştürmektedir. Dinamik hesaplarda krank mekanizmasının bu hareketlerinin yer değiştirme, hız ve ivme büyüklükleriyle incelenmesi yapılacaktır.

Bu bölümün hazırlanmasında da başlıca Durgun [3], Khovakh [8], Kolchin [9] ve Palavan [10]'dan yararlanılmıştır.

#### **3.2. Dinamik Hesaplar**

Dinamik hesaplara geçmeden önce çevrim hesabı tamamlanıp, indikatör diyagramı çizilir ve silindir içindeki gazların basıncı krank açılara göre belirlenir. Benzer motorlardan yararlanılarak belirlenen motor ana boyutları da hesaplamalarla düzeltilir ve daha düzgün boyutlar elde edilir [3].

### 3.2.1. Piston-Biyel-Krank Mekanizmasına Etki Eden Kuvvetler



Şekil 10. Krank mekanizmasına yanma sonunda etki eden kuvvetler [2].

#### a. Gaz Kuvveti

Silindir içindeki gazların basıncı pistonun konumuna bağlı olarak sürekli değişir.

$$F_g = (P_g - P_o) \frac{\pi D^2}{4} \text{ [N]} \quad (3.2.1)$$



## b. Eylemsizlik Kuvveti

Pistona ivmeli hareketinden dolayı etki eden kuvvettir.

$$F_i = -m_i a_p \text{ [N]} \quad (3.2.2)$$

**3.2.2. Piston-Biyel-Krank Mekanizmasının Kinematığı**

Krank milinin açısal hızı;

$$\omega = 2 \pi \frac{n}{60} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad (3.2.3)$$

## a. Piston Yolu

Pistonun AÖN ve ÜÖN arasında aldığı yolun hesabıdır.

$$s = R \left[ (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \text{ [mm]} \quad (3.2.4)$$

$$\lambda = \frac{R}{l_b} = \frac{1}{3.5} \div \frac{1}{4} ; \text{ Krank yarıçapı ve biyel uzunluğu arasındaki oran}$$

$l_b$ : Biyel uzunluğu

## b. Piston Hızı

Pistonun AÖN ve ÜÖN arasında gidip gelme hareketi yaparkenki hızıdır.

$$V = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \omega$$

$$V = R \omega \left[ (\sin\varphi) + \frac{\lambda}{2} (\sin 2\varphi) \right] \text{ [m/s]} \quad (3.2.5)$$

### c. Piston İvmesi

$$a_p = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dV}{d\varphi} \omega$$

$$a_p = R \omega^2 [(\cos \varphi) + \lambda(\cos 2\varphi)] \quad [\text{m/s}^2] \quad (3.2.6)$$

Böylece istenilen krank mili açısında pistonun konumu, hızı ve ivmesi bulunabilir.

### 3.2.3. Piston-Biyel-Krank Mekanizmasının Dinamiği

#### a. Piston Kütlesinin Hesabı

Pistonun tablası yüzey alanı;

$$A_p = \frac{\pi D^2}{4} [\text{mm}^2] \quad (3.2.7)$$

Pistonun kütlesi (Al alaşımı için)

$$m_p = (80 \div 150) A_p [\text{kg}] \quad (3.2.8)$$

#### b. Biyelin İki Kütleye İndirgenmesi

$$m_b = (100 \div 200) A_p [\text{kg}] \quad (3.2.9)$$

Biyel gidip gelme ve salınım hareketlerinden oluşan karmaşık bir hareket yapar. Biyelin kütlesi pistonla birlikte öteleme hareketi yapan  $(m_b)_A$  ve krankla birlikte dönme hareketi yapan  $(m_b)_B$  kütlelerine indirgenebilir [2].

Biyelin 'A' noktasına indirgenmiş hali;

$$(m_b)_A = 0.275 m_b [\text{kg}] \quad (3.2.10)$$

Biyelin 'B' noktasına indirgenmiş hali;

$$(m_b)_B = 0.725 m_b \text{ [kg]} \quad (3.2.11)$$

c. Gidip Gelme Hareketi Yapan Toplam Kütle

$$m_i = m_p + (m_b)_A \text{ [kg]} \quad (3.2.12)$$

### 3.2.4. Pistona Etki Eden Toplam Kuvvet ve Kuvvetin Bileşenleri

Pistona etki eden toplam kuvvet gaz kuvveti ve eylemsizlik kuvvetinin toplamıdır.

$$F_p = F_g + F_i \text{ [N]} \quad (3.2.13)$$

$F_p$  toplam kuvveti biyel doğrultusunda olan K ve silindir eksenine dik doğrultuda olan Q yan kuvveti olmak üzere kuvvete ayrılabilir.

$$\vec{F}_p = \vec{Q} + \vec{K} \text{ [N]} \quad (3.2.14)$$

$$Q = F_p \tan \beta \text{ [N]} \quad (3.2.15)$$

$$K = F_p / \cos \beta \text{ [N]} \quad (3.2.16)$$

Pistonu silindir duvarlarına doğru itmeye çalışan Q yan kuvvetinin sebep olduğu sürtünmeler nedeniyle zamanla silindir duvarlarında aşınmalar meydana gelir ve ovalleşmeler gözlenir. Bu ovalleşmeleri gidermek silindir içine rektifiye denen taşlama işlemi yapılır ve ovalleşmeler giderilir. Eğer rektifiye işlemi sonucu piston ile silindir duvarları arasındaki boşluk artarsa segmanlar değiştirilir veya daha büyük çaplı piston kullanılır [2].

K kuvveti krank dairesine teğetsel doğrultudaki  $F_t$  ve çapsal doğrultudaki N kuvvetlerine ayrılır.

$$\vec{K} = \vec{F}_t + \vec{N} \text{ [N]} \quad (3.2.17)$$

$$F_t = K \sin(\varphi + \beta) \text{ [N]} \quad (3.2.18)$$

$$N = K \cos (\varphi + \beta) \text{ [N]} \quad (3.2.19)$$

K biyel kuvveti yanma sonunda basma kuvveti ve egzoz sonunda çekme kuvveti olarak biyeye etki eder. Basma kuvveti olarak etkidiğinde eğer biyelin boyu uzunsa ayrıca burkulma olayı da oluşabilir. N çapsal kuvvetinin etkisiyle krank kollarında basma ve krank muylusu ile ana yatak muylularında içeriye doğru eğilmeye zorlanır.  $F_t$  teğetsel kuvvetin etkisinde ise krank kolları eğilmeye krank muyluları ile ana yatak muyluları burulmaya zorlanır [2].

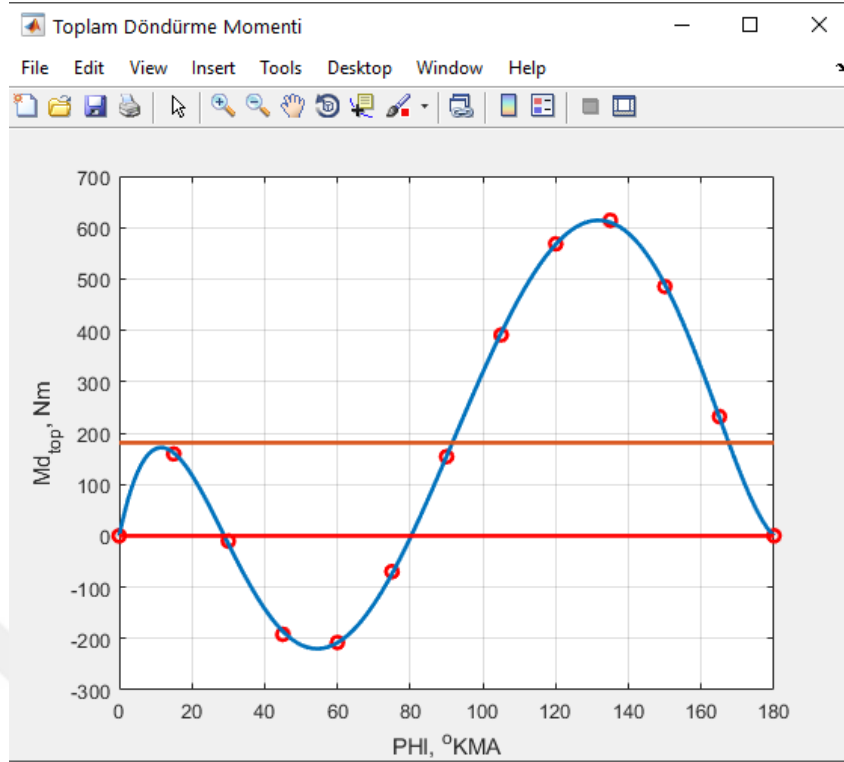
### 3.2.5. Krank Miline Etki Eden Döndürme Momenti

$$M_d = F_t R \text{ [Nm]} \quad (3.2.20)$$

### 3.2.6. Toplam Döndürme Momenti

Çevrim boyunca krank miline etki eden teğetsel kuvvet sabit kalmadığı için döndürme momenti de sabit kalmaz. Eğer döndürme momenti ortalama değerden büyük olursa krank mili hızlanır ve küçük olursa yavaşlar. Böylece krank mili de sabit bir hareketle dönmez. Bu moment fazlalıklarının veya eksikliklerini gidermek için dört silindirli bir motorda birinci silindirde yanma olurken, üçüncü silindirde sıkıştırma, dördüncü silindirde emme ve ikinci silindirde egzoz işlemleri olur.

Toplam döndürme momentini bulmak için silindir sayısının  $720^\circ$ KMA açısına bölünmesiyle kranklar arası açı bulunur. Dört silindirli bir motorda  $0-180^\circ$ ,  $180-360^\circ$ ,  $360-540^\circ$  ve  $540-720^\circ$  lik dört gruba ayrılan döndürme momenti değerleri yan yana yazılarak toplanır ve toplam döndürme momenti elde edilir.



Şekil 11. Toplam döndürme momentini

```

asiri_doldurma.m  x  +
935     %3. DİNAMİK HESAPLAR
936 -   global num_brac;
937     % global p;
938     % global Md_ort;
939     % warning off
940 -   fprintf(fid_motor_tasarimi, '\n3. DİNAMİK HESAPLAR\n\n');
941
942 -   bir_bolu_LAM_R_b_lb=3.5;
943 -   LAMDA_R_b_lb=1/bir_bolu_LAM_R_b_lb;
944 -   omega=pi*n/30; %rad/s
945 -   Phi=0:15:720; %derece KMA
946 -   % Phi_r=Phi*pi/180; %radyan
947 -   % sin(beta)=(R/lb)*sin(Phi)
948 -   beta=asind(LAMDA_R_b_lb*sind(Phi));
949
950     %3.1 Piston Yolu Hesabı
951 -   R_krank=H/2*1e-3; %m
952 -   fprintf(fid_motor_tasarimi, '\tKrank yarıçapı R_krnk=%0.04f (mm)\n', R_krank);
953 -   sp=R_krank*((1-cosd(Phi))+(LAMDA_R_b_lb/4)*(1-cosd(2*Phi)));
954 -   fprintf(fid_motor_tasarimi, '3.1 Piston Yolu\n\n');
955 -   fprintf(fid_motor_tasarimi, '\tS=R*[1-cos(PHI)+LAMDA/4*(1-cos(2*PHI))] (mm)\n');
956 -   |
957     %3.2. Piston Hızı Hesabı
958 -   vp=R_krank*omega*(sind(Phi)+LAMDA_R_b_lb/2*(sind(2*Phi)));
959 -   fprintf(fid_motor_tasarimi, '\n3.2 Piston Hızı\n\n');

```

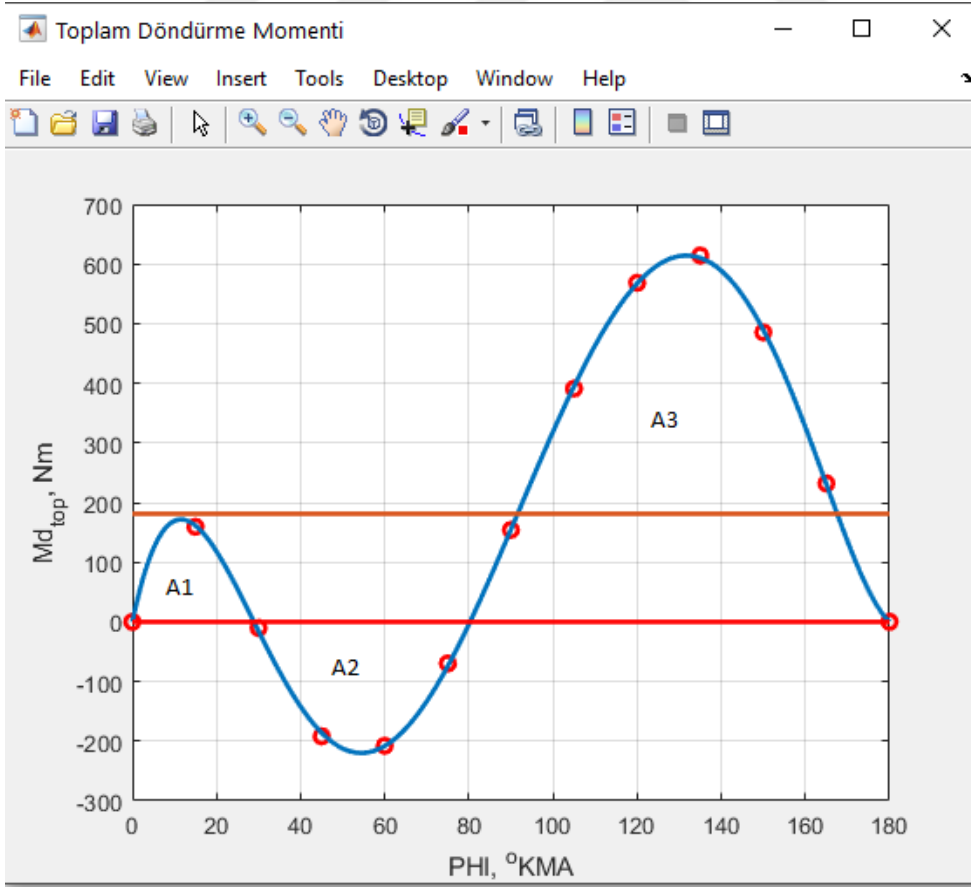
Şekil 12. ADM için dinamik hesapların MATLAB programının bir kısmı

### 3.3. Volan Tasarımı

Volan motorun momentini dengelemeye ve daha düzgün çalışmasını sağlamaya yarayan eylemsizlik momenti yüksek olan bir disklerdir. Volan, krank milinin ucuna takılır ve fazla moment oluştuğunda bunu kinetik enerji olarak depolar ve motorun momenti düştüğünde momentteki dalgalanmaları minimize etmek için bu enerjiyi krank miline aktarır. Yani kısaca volan fazla enerjiyi depolayarak ihtiyaç halinde bu enerjiyi gerektiğinde kullanabilen bir disklerdir. Böylece motor daha düzgün çalışmaya devam eder.

Volan tasarımında silindir sayısı, silindirlerin ateşleme aralıkları, sıkıştırma oranı gibi faktörler etkilidir. Bu bölümde krank milinin belirli bir düzgünlükte dönmesini sağlayacak olan volanın tasarımı yapılacaktır.

#### 3.3.1. Toplam Moment Eğrisi Altında Kalan Alanın Hesaplanması



Şekil 13. Toplam moment eğrisi altında kalan alanlar

1/3 Simpson kuralı kullanılarak hesap yapılır.

$$h = \frac{b^\circ - a^\circ}{n} \quad (3.3.1)$$

$M_d - \varphi$  grafiğinden  $h^\circ$  kadar açı aralığıyla  $a^\circ$ 'den  $b^\circ$ 'ye kadar moment değerleri okunur. Daha sonra aşağıdaki formül kullanılarak alan hesaplaması yapılır. Aynı işlem negatif ve pozitif alanlar için krank açısına dikkat edilerek yapılır.

$$\sum A = \frac{h}{3} \left[ f(x_0) + 4 \sum_{i=1,3,5,\dots}^{n-1} f(x_i) + 2 \sum_{j=2,4,6,\dots}^{n-2} f(x_j) + f(x_n) \right] [\text{mm}^2] \quad (3.3.2)$$

### 3.3.2. Ortalama Döndürme Momenti

$$M_{d,ort} = \frac{\sum A}{180} [\text{Nm}] \quad (3.3.3)$$

### 3.3.3. Bulunan Ortalama Momente Göre Efektif Gücün Hesabı

Mekanik verimi hesaplamak için öncelikle basınç değerleri hesaplanmalıdır.

$$P'_{m,m} = P_{m,m} - (P_r - P_a) [\text{MPa}] \quad (3.3.4)$$

$$P'_{mi} = P_{me} + P'_{m,m} [\text{MPa}] \quad (3.3.5)$$

$$\eta'_v = \frac{P_{me}}{P'_{mi}} \quad (3.3.6)$$

Efektif Güç;

$$N_e = \frac{M_{d,ort} \omega \eta'_m}{1000} [\text{kW}] \quad (3.3.7)$$

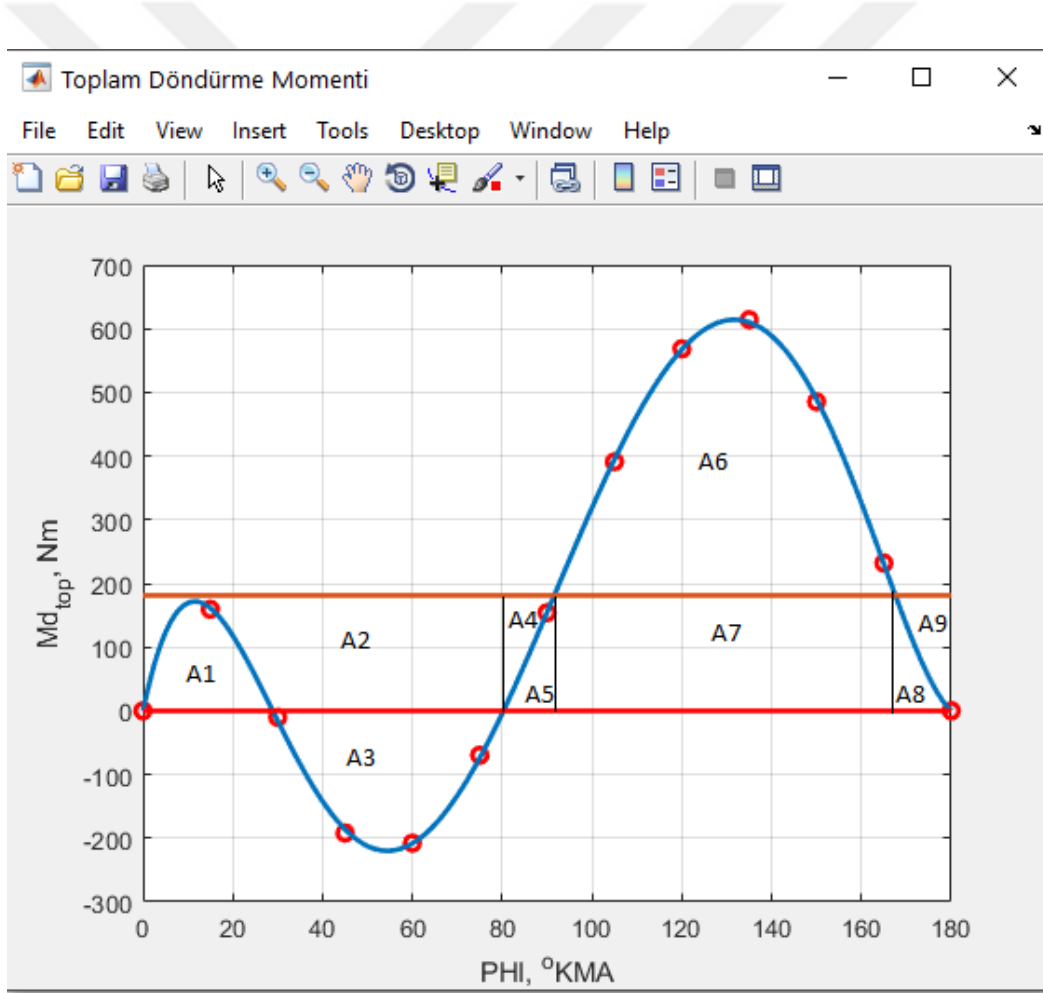
Motor tasarım hesapları başında verilen güç ile hesaplanan güç birbiriyle karşılaştırılır ve hata oranı 0.03'ten küçük ise hesaplamalara devam edilir.

$$\varepsilon = \left| \frac{N_{e,tasarım} - N_{e,hesaplanan}}{N_{e,tasarım}} \right| 100 \leq \%0.3 \quad (3.3.8)$$

### 3.3.4. Volan Atalet Momentinin Hesaplanması

#### a. İş Fazlalığının Hesaplanması

Moment eğrisinin üzerinde kalan alanlar iş fazlalığını verir.



Şekil 14. Ortalama döndürme momenti için gerekli alanlar

Burada A4 ve A5 alanları birbirine, A8 ve A9 alanları yaklaşık olarak birbirine eşittir. Daha önce A1, A3 ve (A6+A7+A5+A8)'lik alan hesaplamaları yapılmıştı.



Moment eğrisinin üstünde kalan alanların toplamının bulunması gerekir.

$$W = A_3 + (A_2 - A_1) + A_4 + A_9$$

Bulunan bu değer  $\pi/180$  ile çarpılarak iş fazlalığı hesaplanır.

$$W_{if} = W \frac{\pi}{180} \text{ [Nm]} \quad (3.3.9)$$

b. Volansız Motorun, Volanlı Motorun ve Volanın Atalet Momentleri Hesabı

Toplam atalet momentini;

$$I_{top} = I_{motor} + I_{volan} \text{ [kg m}^2\text{]} \quad (3.3.10)$$

$$I_{motor} = \left[ m_r + \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{\lambda^2}{4} \right) \right] R^2 \text{ [kg m}^2\text{]} \quad (3.3.1)$$

Burada  $m_r$  kütlesi krank milinin ve biyelinin B noktasına indirgenmiş kütlelerinin toplamıdır. Benzin motorlarının krank milinin kütlesi;

$$m_{kr} = (100 \div 200) A_p \text{ [kg]} \quad (3.3.12)$$

$$m_r = m_{kr} + (m_b)_B \text{ [kg]} \quad (3.3.13)$$

Toplam atalet momentini iş fazlalığına bağlıdır.

$$I_{top} = \frac{W_{if}}{\delta \omega_{ort}^2} \text{ [kg m}^2\text{]} \quad (3.3.14)$$

Dönen kütlelerin dönmesindeki düzensizlik katsayısı  $0.01 < \delta < 0.03$  değer aralığındadır.

$$\omega_{ort} \cong \frac{\pi n}{30} \text{ [rad/s]}$$

$$\omega_{max} = (1 + \delta) \omega_{ort} \text{ [rad/s]} \quad (3.3.15)$$

$$\omega_{\min} = (1 - \delta) \omega_{\text{ort}} \quad [\text{rad/s}] \quad (3.3.16)$$

Toplam atalet momenti ve motorun atalet momenti bulunduktan sonra volanın atalet momenti  $I_{\text{volan}}$ ;

$$I_{\text{volan}} = I_{\text{toplamlam}} - I_{\text{motor}} \quad [\text{kg m}^2] \quad (3.3.17)$$

### 3.3.5. Volana Etki Eden Kuvvetler

$\omega$  açısal hızıyla dönen volanın hacim elemanına etki eden merkezkaç kuvveti;

$$dF = dm R \omega_{\max}^2 \quad (3.3.18)$$

$dm$  kütle elemanı için;

$$dm = \rho A R d\varphi \quad (3.3.19)$$

Buradan merkezkaç kuvveti  $dF$  ;

$$dF = \rho A R^2 d\varphi \omega_{\max}^2 \quad (3.3.20)$$

$$F = \rho A R^2 \omega_{\max}^2 \quad (3.3.21)$$

$R$ : Kütle merkezi yarıçapı [m];

$\rho$ : Volan malzemesinin yoğunluğu

$\sigma_{\text{em}}$ : Volan malzemesinin (dökme demir) emniyet gerilmesi

$$\sigma_{\text{em}} = 60 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{\rho A R^2 \omega_{\max}^2}{A} \leq \sigma_{\text{em}} \quad (3.3.22)$$

Buradan kütle merkezi yarıçapı;

$$R \leq \sqrt{\frac{\sigma_{em}}{\rho \omega_{max}^2}} \text{ [m]} \quad (3.3.23)$$

Aşağıdaki formülden volanın atalet momenti daha önce hesaplanan değere yakın olacak şekilde katsayılar belirlenir.

$$I_{volan} = \frac{\rho \pi [b_1 (D_1^4 - D_2^4) + b_2 (D_2^4 - D_3^4) + b_3 (D_3^4 - D_4^4)]}{32} \quad (3.3.24)$$

$$D_1 = 2 R \text{ (m)}, D_2 = 0.210 R \text{ (m)}, D_3 = 0.102 R \text{ (m)}, D_4 = 0.132 R \text{ (m)}$$

$$b_1 = 0.12 D_1 \text{ (m)}, b_2 = 0.37 b_1 \text{ (m)}, b_3 = 0.2 b_1 \text{ (m)}$$

Volan boyutunu uygun olarak seçmek için bu katsayı değerleriyle oynanabilir.

### 3.3.6. Volan Kütlesinin Hesabı

Volanın hacmi;

$$V_{volan} = \pi (R_1^2 - R_2^2)b_1 - \pi (R_2^2 - R_3^2)b_2 + \pi (R_3^2 - R_4^2)b_3 \text{ [m}^3\text{]} \quad (3.3.25)$$

Burada  $R_1 = D_1/2$ ,  $R_2 = D_2/2$ ,  $R_3 = D_3/2$  ve  $R_4 = D_4/2$

Volanın kütlesi;

$$m_{volan} = \rho V_{volan} \text{ [kg]} \quad (3.3.26)$$

```

asiri_doldurma.m* x +
1303 %4. VOLAN TASARIMI
1304
1305 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n4. VOLAN TASARIMI\n\n');
1306 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n\tVolan tasarımımda amaç krank milinin belirli bir düznlükte');
1307 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n\tdönmesini sağlayacak bir diskin atalet momentini belirlemektir.\n\n');
1308
1309 %4.1 Toplam Moment Eğrisinin Altında Kalan Alanın Yamuk Kuralıyla İntegrali
1310 fprintf(fid_motor_tasarimi,'4.1 Toplam Moment Eğrisi Altında Kalan Alanın');
1311 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n\t1/3 Simpson Kuralıyla İntegrali\n\n');
1312
1313 %Toplam momente uyumlanan 8. dereceden polinomun fonksiyonu
1314 Md_top_fonk = @(phi_kma) p(1).*phi_kma.^8+p(2).*phi_kma.^7 ...
1315 +p(3).*phi_kma.^6+p(4).*phi_kma.^5+p(5).*phi_kma.^4 ...
1316 +p(6).*phi_kma.^3+p(7).*phi_kma.^2+p(8).*phi_kma+p(9);
1317
1318 phi_kma=linspace(0,180,1801);
1319 Md_Nm = Md_top_fonk(phi_kma);
1320
1321 % alan_mom = 0;
1322 Md4 = 0;
1323 Md2 = 0;
1324
1325 adim = phi_kma(2)-phi_kma(1);
1326 for ii = 2:2:1800
1327 Md4 = Md4 + Md_Nm(ii);

```

Şekil 15. ADM için volanın MATLAB programının bir kısmı

## 4. MOTORLARIN HAREKETLİ ELEMANLARININ TASARIMI

Motorların hareket elemanları piston, biyel ve krank mekanizmasından oluşur.

### 4.1. Piston

Piston silindir içerisinde AÖN ve ÜÖN arasında aşağı yukarı doğrusal hareket eden motor elemanıdır. Piston aşağı yukarı hareket ederken gaz kuvvetlerinin ve eylemsizlik kuvvetlerinin bileşkesini bağlı olduğu biyeye, biyel yardımıyla da krank miline iletir [2]. Emme işlemi sırasında pistonun aşağı yönlü hareketi vakum etkisi yaratarak taze dolgunun silindir içinde çekilmesi sağlanır. Piston sıkıştırma işlemi sırasında yukarı yönlü hareketiyle silindir içindeki gazları sıkıştırır ve gazların sıcaklıkları ile basınçları arttırarak çevrime katkıda bulunur. Yanma işlemi sırasında basıncı ve sıcaklığı artmış gazlar sayesinde piston hızla aşağıya doğru itilir. Piston genişleme işlemi sırasında aşağı yönlü hareket eder ve krank milinden yararlı iş elde edilir. Pistonun egzoz işlemi sırasında yukarı yönlü hareketi ise artık egzoz gazlarının silindir dışına atılmasını sağlar.

Piston, sıcaklığı ve basıncı sürekli olarak değişen yakıt-hava karışımı nedeniyle termik gerilmelerin etkisine maruz kalır. Bu nedenle piston malzemesi seçilirken motorun büyüklüğü, hızı, sıkıştırma oranı; malzemenin ısı iletkenliği, gerilmelere ve aşınmaya karşı dayanıklılığı, ağırlığı ve iyi hareket özelliği gibi konulara dikkat edilmelidir. Eylemsizlik kuvvetinin fazla değer almaması için piston malzemesi mümkün olduğu kadar hafif seçilmelidir. Piston malzemesi olarak alüminyum alaşımı kullanılabilir.

Piston genel olarak piston tablası, piston eteği ve sızdırmazlık bölümlerinden oluşur. Piston tablası küçük taşıt motorlarında genellikle düz yapıdayken orta ve büyük dizel motorlarında küresel şekilli, oyuklu veya farklı tasarımlarda olabilir. Pistonun soğutulması için piston tablasındaki segmanlar ve karterden sıçrayarak çarpan yağlama yağı etkili olur. Böylece piston sıcaklığının bir kısmı yağlama yağına bir kısmı da segmanlar tarafından silindir duvarına oradan da soğutma suyuna verilir. Gaz ve yağ sızdırmazlığını sağlamak için ise piston tablasının yan taraflarına açılmış oyuklara segmanlar takılır [2].

#### 4.1.1. Pistonun Ampirik Yollarla Boyutlandırılması

##### a. Pistonun Kütlesi

Başlangıç olarak piston kütlesi benzer motorlar yardımıyla tahmin edilir ve daha sonra piston tasarımı sonunda gerçek piston kütlesi belirlenebilir. Hafif olması nedeniyle piston malzemesi olarak Al alaşımı kullanılır.

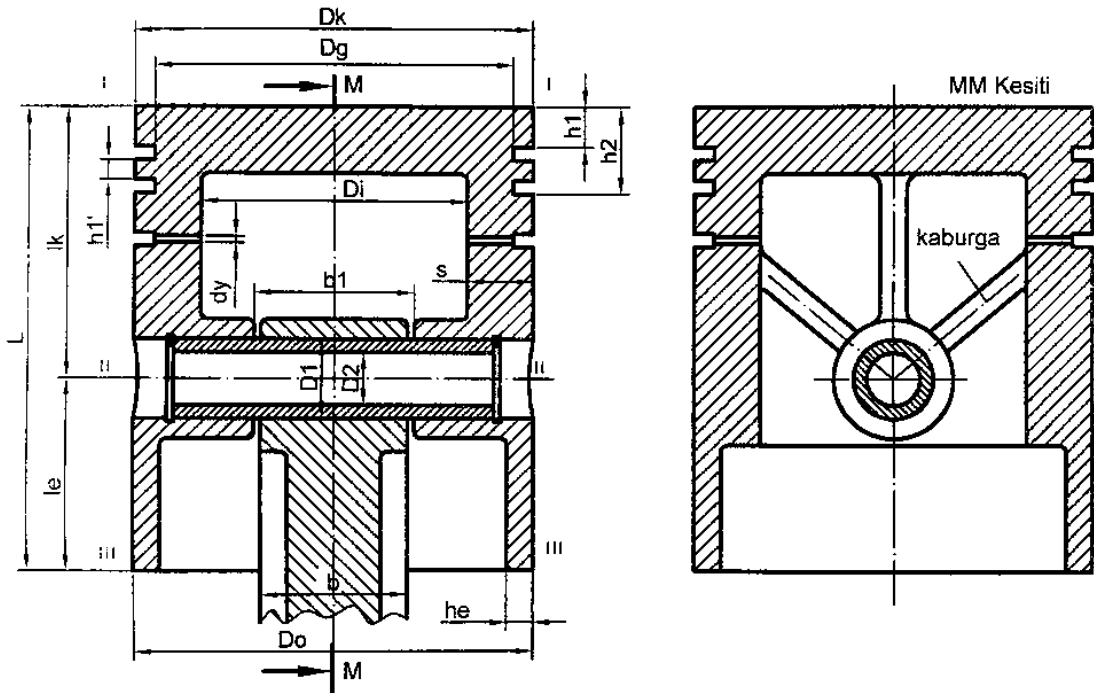
Piston tablasını alanı;

$$A_p = \pi \frac{D^2}{4} \text{ [m}^2\text{]}$$

Pistonun kütlesi;

$$m_p = (80 \div 150)A_p \text{ [kg]} \quad (4.1.1)$$

##### b. Piston Tablası ve Eteği Çapları



Şekil 16. Piston kesitleri ve boyutları

I-I kesitinde piston kafası çapı;

$$\Delta D = D - D_k = (0.007 \div 0.009)D \text{ [mm]} \quad (4.1.2)$$

II-II kesitinde perno bölgesinde piston çapı;

$$\Delta D = D - D_k = (0.00022 \div 0.00027)D \text{ [mm]} \quad (4.1.3)$$

III-III kesitinde piston eteği çapı;

$$\Delta D = D - D_k = (0.00020 \div 0.00025) \text{ [mm]} \quad (4.1.4)$$

c. Pistonun Boyu

$$L = (0.9 \div 1.3) D \text{ [mm]} \quad (4.1.5)$$

d. Etek Boyu ve Piston Kafası Boyu

$$L = l_k - l_e \text{ [mm]} \quad (4.1.6)$$

Piston eteği boyu;

$$l_e = 0.52 L \text{ [mm]} \quad (4.1.7)$$

Piston kafası boyu;

$$l_k = L - l_e \text{ [mm]} \quad (4.1.8)$$

e. Biyel Genişliği ve Perno Yuvası Aralığı

Biyel genişliği;

$$b \cong 0.4 D \text{ [mm]} \quad (4.1.9)$$

Perno yuvası aralığı;

$$b_1 \cong b + (2 \div 3) \text{ [mm]} \quad (4.1.10)$$

#### f. Piston Pernosu Boyutları

Biyel küçükbaşını pistonu bağlamaya yarayan motor parçasına piston pernosu denir. Piston pernosu pistonun içindeki yuvalara takılır ve içi boş bir mildir.

$$l = 0.8 D \text{ [mm]} \quad (4.1.11)$$

Pernonun dış çapı  $D_1$ ;

$$D_1 = (0.30 \div 0.32) D \text{ [mm]} \quad (4.1.12)$$

Pernonun iç çapı  $D_2$ ;

$$D_2 = (0.52 \div 0.58) D \text{ [mm]} \quad (4.1.13)$$

#### g. Segman Konumları ve Boyutları

Segmanlar gaz ve yağ sızdırmazlığını sağlamak amacıyla piston tablasının yan taraflarına açılmış çevresel oyuklardır. Segmanlar dikdörtgen kesitli yapısı elastik olan halkalardır. Segmanların malzemesi dökme demirdir.

İlk segmanın tabladan uzaklığı;

$$h_1 = 0.078 D + 1 \text{ [mm]} \quad (4.1.14)$$

İki segman arasındaki mesafe;

$$h'_1 = (0.03 \div 0.05)D \text{ [mm]} \quad (4.1.15)$$

Son segmanın tabladan uzaklığı;

$$h_2 = 0.33 L - 2 \text{ [mm]} \quad (4.1.16)$$



Segmanlar basınçlı gazların sızmasını engelleyen kompresyon segmanı ve yağların sızmasını engelleyen yağ segmanları olmak üzere ikiye ayrılır.

#### g.1. Kompresyon Segmanları

Segman genişliği;

$$t = (0.04 \div 0.045)D \text{ [mm]} \quad (4.1.17)$$

Segman kalınlığı;

$$a = (2 \div 4)(\text{mm}) \cong (0.6 \div 1)t \text{ [mm]} \quad (4.1.18)$$

Segman iç kenarı ile piston duvarı arasındaki düşey boşluk;

$$\Delta t = (0.7 \div 0.95) \text{ [mm]} \quad (4.1.19)$$

#### g.2. Yağ Segmanı

Segman genişliği;

$$t = (0.038 \div 0.043)D \text{ [mm]} \quad (4.1.20)$$

Segman kalınlığı;

$$a = (2 \div 4)(\text{mm}) \cong (0.6 \div 1)t \text{ [mm]} \quad (4.1.21)$$

Segman iç kenarı ile piston duvarı arasındaki düşey boşluk;

$$\Delta t = (0.9 \div 1.1) \text{ [mm]} \quad (4.1.22)$$

Segman üst yüzeyiyle piston duvarı arasındaki yatay boşluk;

$$\Delta t' = (0.1 \div 0.2)t \text{ [mm]} \quad (4.1.23)$$

Segman boşluğu bölgesinde piston et kalınlığı;

$$s = (0.05 \div 0.10)D \text{ (mm)} \quad (4.1.24)$$

h. Diğer Özellikler

$$\text{Piston iç çapı; } D_i = D - 2(t + \Delta t + s) \text{ [mm]} \quad (4.1.25)$$

$$\text{Yağ delikleri çapı; } d_{\text{yağ}} = (0.3 \div 0.5)a \text{ [mm]} \quad (4.1.26)$$

$$\text{Yağ delikleri sayısı; } n_{\text{yağ}} = (6 \div 12) \text{ adet} \quad (4.1.27)$$

Segman sayısı;

$D < 80$  mm ise 2 kompresyon+1 yağ segmanı

$D > 80$  mm ise 3 kompresyon+1 yağ segmanı seçilir.

$$\text{Piston tablası et kalınlığı; } h = (0.08 \div 0.1)D \text{ [mm]} \quad (4.1.28)$$

$$\text{Perno yuvası dış çapı; } D_0 = (0.3 \div 0.5)D \text{ [mm]} \quad (4.1.29)$$

$$\text{Piston eteği et kalınlığı; } h_e = (1.5 \div 4.5) \text{ [mm]} \quad (4.1.30)$$

#### 4.1.2. Piston Boyutlarının Kontrol Hesabı

Piston ampirik yollarla boyutlandırıldıktan sonra kontrol hesapları yapılır.

##### 4.1.2.1. Piston Eteği Yağlama Kontrolü

Piston, Q yan kuvvetinin etkisiyle silindir duvarlarına doğru itilir. Q yan kuvveti  $\varphi = (20 \div 30)^\circ$ KMA açılarında maksimum değerini alır. Ortalama yüzey basıncı (q), yağlama aşamasında aşağıda belirtilen değerlerin üzerine çıkmamalıdır. Sınır değerleri

aşılırsa piston boyu (L) arttırılmalı veya son segmanın tabladan uzaklığı ( $h_2$ ) küçültülmelidir. [2].

Silindirik yüzeyde oluşan q ortalama yüzey basıncı;

$$q = \frac{Q_{\max}}{D(L - h_2)} \text{ [MPa]} \quad (4.1.31)$$

Yüksek hızlı motorlarda;  $q \leq (0.6 \div 1) \text{ [MPa]}$

Orta hızlı motorlarda;  $q \leq (0.3 \div 0.4) \text{ [MPa]}$

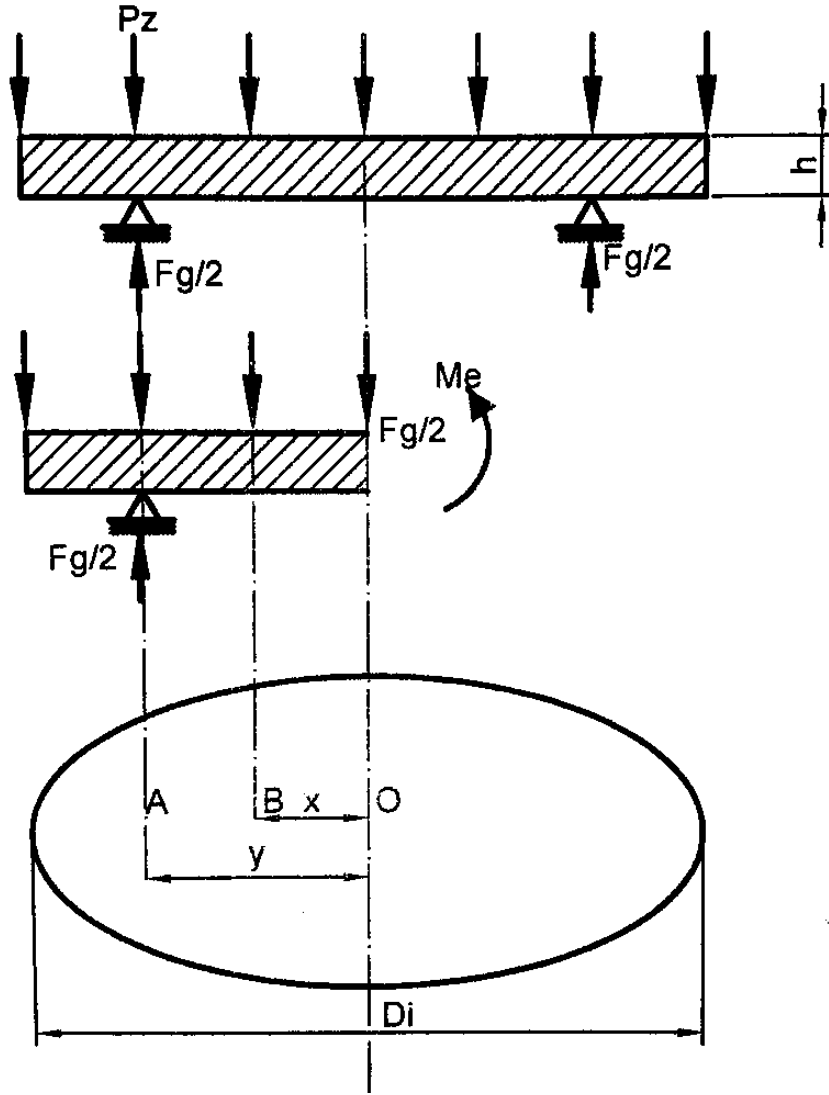
Yavaş motorlarda;  $q \leq (0.18 \div 0.28) \text{ [MPa]}$

#### 4.1.2.2. Piston Tablası Et Kalınlığı Kontrolü

Piston tablası basıncı ve sıcaklığı yüksek gazlardan dolayı eğilme gerilmesine ( $\sigma_e$ ) ve aynı zamanda basıncı ve sıcaklığı sürekli değişen gazlardan dolayı termik gerilmeye ( $\sigma_{\text{ter}}$ ) maruz kalmaktadır. Piston tablası et kalınlığı kontrolü yapılırken eğilme ve termik gerilmelere karşı kontrol edilmelidir.

##### a. Piston Tablasının Et Kalınlığının Eğilme Gerilmesine Karşı Kontrolü

Dairesel olan piston tablasının üzerine gazların  $P_z$  basıncıyla etki ettiği düşünülür. Maksimum eğilme gerilmesi tablanın ortasında I-I kesitinde oluşur. Yarım daireye etkiyen yayılı yükün bileşkesi A ağırlık merkezinden aşağıya doğru ve mesnet tepkisinin bileşeni B ağırlık merkezinden yukarıya doğru etki eder.



Şekil 17. Piston tablasına etki eden kuvvetler

$$\frac{F_g}{2} = (P_g - P_0) \frac{\pi D_i^2}{4} \frac{1}{2} \quad [\text{N}] \quad (4.1.32)$$

$$\frac{F_g}{2} \cong \frac{P_z \pi D_i^2}{2 \cdot 4} \quad [\text{N}] \quad (4.1.33)$$

Yarım dairenin ve yarım çemberin ağırlık merkezlerinin orta noktaya olan uzaklıkları;

$$x = \frac{2 D_i}{3 \pi} \quad [\text{mm}] \quad (4.1.34)$$

$$y = \frac{D_i}{\pi} \text{ [mm]} \quad (4.1.35)$$

I-I kesitinde oluşan toplam eğilme momenti;

$$M_e = \frac{F_g}{2} y - \frac{F_g}{2} x \text{ [Nm]} \quad (4.1.36)$$

$$M_e = \frac{F_g}{2} (y - x) \text{ [Nm]} \quad (4.1.37)$$

$$M_e = \frac{P_z}{2} \frac{\pi D_i^2}{4} \left( \frac{D_i}{\pi} - \frac{2 D_i}{3 \pi} \right) \text{ [Nm]} \quad (4.1.38)$$

$$M_e = P_z \frac{D_i^3}{24} \text{ [Nm]} \quad (4.1.39)$$

I-I kesitindeki eğilme gerilmesi;

$$\sigma_e = \frac{W_e}{M_e} \text{ [MPa]} \quad (4.1.40)$$

I-I kesitindeki atalet momenti;

$$I_{x-x} = \frac{D_i h^3}{12} \quad (4.1.41)$$

$$W_e = \frac{I_{x-x}}{y_{\max}} = \frac{D_i h^2}{6} \text{ [mm}^3] \quad (4.1.42)$$

Bu durumda eğilme gerilmesinin son hali;

$$\sigma_e = \frac{P_z D_i^2}{4} \frac{1}{h^2} \leq \sigma_{e,em} \quad (4.1.43)$$

Kaburgasız pistonlar için;

Al alaşımları;  $\sigma_{e,em} = (20 \div 25)$  [MPa]

Dökme demir;  $\sigma_{e,em} = (40 \div 50)$  [MPa]

Kaburgalı pistonlar için;

Al alaşımları;  $\sigma_{e,em} = (50 \div 150)$  [MPa]

Dökme demir;  $\sigma_{e,em} = (80 \div 200)$  [MPa]

#### b. Piston Tablasının Et Kalınlığının Termik Gerilme Kontrolü

Gazların basınç ve sıcaklığının sürekli değişmesi piston tablasında termik gerilmelere neden olur. Piston tablasının üst kısmı yanmış gazların etkisiyle ısınırken alt kısmı karterden sıçrayan yağlarla soğutulur. Piston malzemesinin ısı iletim katsayısı  $\lambda$  [W/mK] ve ısı akısı  $q$  [ $W/m^2$ ]’dir.

Sıcaklık farkı;

$$\Delta t = t_{\bar{u}} - t_a = q \frac{h}{\lambda} \quad (4.1.44)$$

4-zamanlı motorlar için;

$$q \cong 11.8 (6000 + 26 n) P_{mi} \text{ [W/m}^2] \quad (4.1.45)$$

$$\sigma_{termik} = \frac{\alpha E q h}{2 \lambda} \text{ [MPa]} \quad (4.1.46)$$

Burada Al alaşımları için;

Uzama katsayısı;  $\alpha = 2.47 \cdot 10^{-5}$  [1/K]

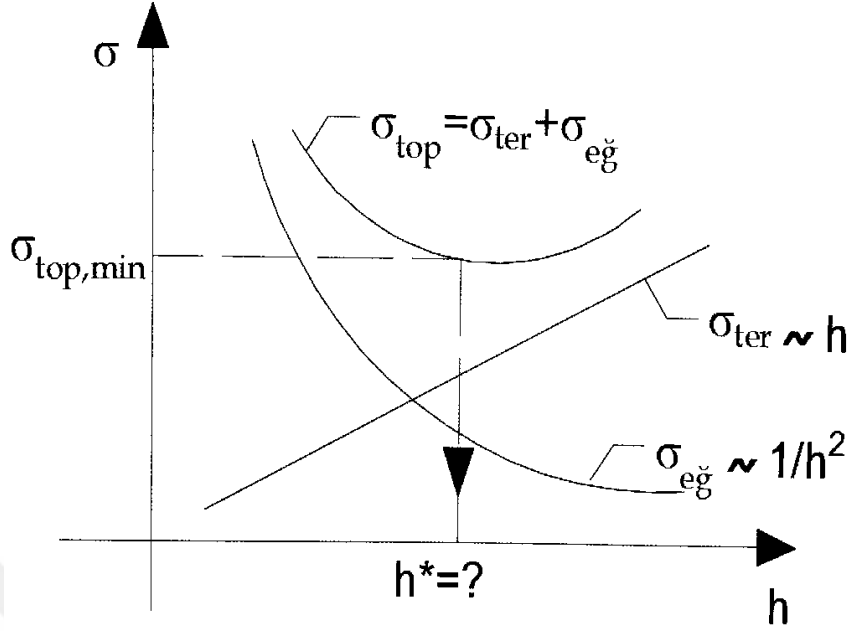
Elastisite modülü;  $E = 0.66 \cdot 10^5$  [MPa]

Isı iletim katsayısı;  $\lambda = 202$  [W/mK]

Toplam gerilme;

$$\sigma_{top} = \sigma_{eğilme} + \sigma_{termik} \text{ [MPa]} \quad (4.1.47)$$

Toplam gerilme  $\sigma_{top} = (90 \div 150)$  [MPa] aralığındadır.



Şekil 18. Piston tablası et kalınlığı kontrolü [2].

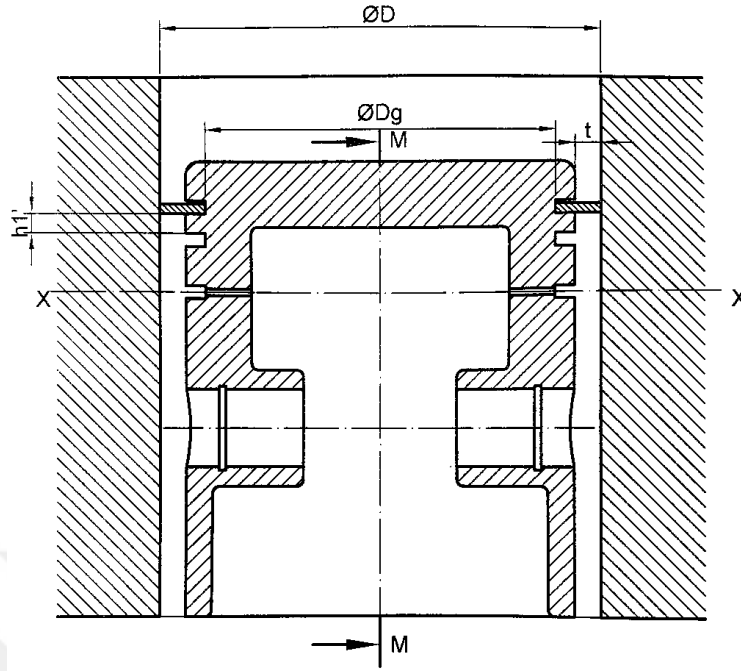
Optimum et kalınlığını bulmak için  $\sigma_{top}$  referans alınır.  $\sigma_{top}$  h' a göre türev alınıp 0' a eşitlenirse;

$$h^* = \sqrt[3]{\frac{P_z D_i^2 \lambda}{\alpha q E}} \text{ [mm]} \quad (4.1.48)$$

#### 4.1.3. Segman Bölgesinin Mukavemet Kontrolü

Piston aşağı yönlü hareket ederken, piston tablasının en alt kısmındaki segman karterden sıçrayarak silindir duvarlarına yapışan yağlama yağını sıyrarak yağın yanmasını engeller. Piston tablasının en alt kısmındaki bu segman yağ segmanı olarak adlandırılır ve delikli yapıda olur. Bu delikler nedeniyle segmanın mukavemeti zayıflar ve tasarım yapılırken mukavemet kontrolü yapılması gerekir.

##### a. Yağ Delikleri Bölgesinin Basma Kontrolü



Şekil 19. Piston kesit görüntüsü

Segman yuvaları ve yağ delikleri nedeniyle en zayıf bölge x-x kesitinde oluşur.

$$A_{x-x} = \frac{\pi (D_g^2 - D_i^2)}{4} - n_{yağ} A_{yağ} \quad [\text{mm}^2] \quad (4.1.49)$$

$$D_g = D - 2(t + \Delta t) \quad [\text{mm}] \quad (4.1.50)$$

$$D_i = D - 2(t + \Delta t + s) \quad [\text{mm}] \quad (4.1.51)$$

$$A_y \cong \frac{D_g - D_i}{2} d_y \quad [\text{mm}^2] \quad (4.1.52)$$

Yanma sonunda x-x kesitinde etki edecek basma kuvveti;

$$F_g = P_z \frac{\pi D^2}{4} \quad [\text{N}] \quad (4.1.53)$$

Yanma sonunda x-x kesitinde etki edecek basma gerilmesi;



$$\sigma_{\text{basma}} = \frac{F_g}{A_{x-x}} \leq \sigma_{\text{em}} \text{ [MPa]} \quad (4.1.54)$$

Al alaşımları için;  $\sigma_{\text{basma,em}} = (30 \div 40) \text{ [MPa]}$

Dökme demir için;  $\sigma_{\text{basma,em}} = (60 \div 80) \text{ [MPa]}$

Emniyet gerilmesinin altında kalmak için  $D_i$  çapıyla oynanabilir yani et kalınlığı artırılabilir.

b. Yağ Delikleri Bölgesinde Çekme Kontrolü

Piston ÜÖN'ye yaklaştığında, egzoz sonu emme başlangıcında, piston x-x kesitinde yukarı yönlü maksimum eylemsizlik kuvvetine maruz kalır.

$$F_i = -m_i a \quad (4.1.55)$$

Çekme kuvveti;

$$F_\zeta = m_{x-x} R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \text{ [N]} \quad (4.1.56)$$

ÜÖN'de  $\varphi = 0^\circ \text{ KMA}$  veya  $\varphi = 360^\circ \text{ KMA}$  olduğu için  $\cos \varphi = 1$  olur. Buradan;

$$F_\zeta = m_{x-x} R \omega^2 (1 + \lambda) \text{ [N]} \quad (4.1.57)$$

Burada  $m_{x-x}$  pistonun x-x kesitinden üstte kalan ağırlığıdır.

$$m_{x-x} = (0.4 \div 0.6)m_p \text{ [kg]} \quad (4.1.58)$$

Çekme gerilmesi;

$$\sigma_\zeta = \frac{F_\zeta}{A_{x-x}} \leq \sigma_{\zeta\text{eki,em}} \quad (4.1.59)$$

Al alaşımları için;  $\sigma_{\zeta\text{eki,em}} = (4 \div 10) \text{ [MPa]}$

Dökme demir için;  $\sigma_{\zeta\text{eki,em}} = (8 \div 20) \text{ [MPa]}$

c. İki Segman Arası Mukavemet Kontrolü

Birinci kompresyon segmanın olduğu bölgeye yanma sonunda çevreden sızan gazlar nedeniyle yaklaşık  $0.9 P_z$  basıncında yayılı yük etki eder. Böylece segman ve arkasındaki boşluğun oluşturduğu daireye etki eden gaz kuvveti;

$$F_g = 0.9 P_z A' \text{ [N]} \quad (4.1.60)$$

$$A' = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_g^2) \text{ [mm}^2\text{]} \quad (4.1.61)$$

İlk iki segman arasındaki  $h'_1$  yüksekliğinde ve  $D_g$  çapındaki silindirik yüzey  $F_g$  gaz kuvvetinin etkisiyle hem eğilmeye hem kesilmeye zorlanır.

Kayma gerilmesi;

$$\tau = \frac{F_g}{A_{y-y}} \text{ [MPa]} \quad (4.1.62)$$

$$A_{y-y} = \pi D_g h'_1 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (4.1.63)$$

Eğilme Gerilmesi;

$$M_e \cong F_g \frac{D - D_g}{4} \text{ [Nm]} \quad (4.1.64)$$

$$W_e = \frac{\pi}{6} D_g (h'_1)^2 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (4.1.65)$$

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} \text{ [MPa]} \quad (4.1.66)$$

Toplam Gerilme;

$$\sigma_{\text{top}} = \sqrt{\sigma_e^2 + 4 \tau^2} \text{ [MPa]} \quad (4.1.67)$$

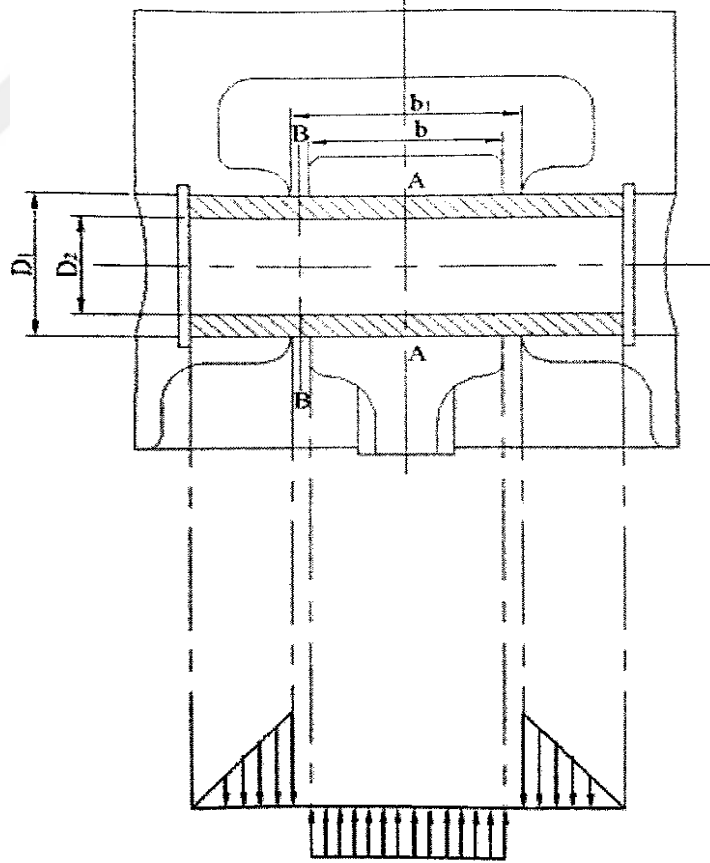
Al alaşımları için ;  $\sigma_{t,em} = (30 \div 40)$  [MPa]

Dökme Demir için;  $\sigma_{t,em} = (60 \div 80)$ [MPa]

Hesaplamalar sonucu toplam gerilme emniyetli çıkmazsa iki segman arasındaki mesafe  $h'_1$  arttırılarak yeniden hesaplamalar yapılır.

#### 4.1.4. Piston Pernosunun Boyutlarının Kontrolü

Piston pernosu pistonu biyel küçükbaşına bağlayan elemandır. Pernoları desteklemek amacıyla kaburgalar kullanılır. Perno piston ve biyel tarafından gerilmelere ve zorlanmalara maruz kalır ve eğilmeye, kesmeli eğilmeye, ovalleşmeye zorlanır. Bu zorlanmalara karşı piston ve biyel içinde yeterli yataklamayı sağlamak için içi elastik dışı sert yapıda olan sementasyon çelikleri kullanılır.



Şekil 20. Perno boyutları

a. Pernonun Yağlama Kontrolü

Piston ÜÖN'ye yaklaştığında yanma işlemine uğramış gazların yüksek sıcaklık ve basınç kuvvetine maruz kalır. Yağlama açısından bu kuvvet altında ortalama yüzey basıncının belirli bir değeri aşmaması gerekir.

Biyel-perno arası yağlama kontrolü;

Biyel küçükbaşı içinde oluşacak basınç;

$$q_b = \frac{F_b}{D_1 b} \leq (20 \div 60) \text{ [MPa]} \quad (4.1.68)$$

Emniyetli aralıkta çıkmazsa  $D_1$  değeri değiştirilebilir.

$F_b = F_g + F_i$  ve  $F_g = P_z \pi D^2/4$  ampirik bağıntıları daha önce verilmişti.

ÜÖN'de  $\varphi = 0^\circ \text{KMA}$  veya  $\varphi = 360^\circ \text{KMA}$  olduğundan  $\cos \varphi = 0$  ve  $\cos 2\varphi = 0$  olur.

$$F_i = -m_p R \omega^2 (1 + \lambda) \text{ [N]} \quad (4.1.69)$$

Piston-perno arası yağlama kontrolü;

Perno yuvasındaki ortalama basınç;

$$q_p = \frac{F_p}{D_1(l - b_1)} \leq (15 \div 20) \text{ [MPa]} \quad (4.1.70)$$

Emniyetli aralıkta çıkmazsa  $l$  ve  $D_1$  değerleri değiştirilebilir.

$$F_b = F_g + F'_i \text{ [N]} \quad (4.1.71)$$

$$F'_i \cong -(m_p - m_{\text{perno}})R \omega^2 (1 + \lambda) \text{ [N]}$$

Pernonun kütlesi;

$$m_{\text{perno}} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) l \rho \text{ [kg]} \quad (4.1.72)$$

### b. Pernonun Eğilme Gerilmesi Kontrolü

$F_p$  kuvveti olarak pistonu etkileyen kuvvet, perno yuvalarında iki uçtan  $F_p/2$  olarak etki eder. Biyelin mesnet tepkisi ise alttan yukarı  $F_p$  şeklinde olur.

A-A kesitinde maksimum eğilme momenti olur;

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} \text{ [MPa]}$$

$$M_e = \frac{F_p}{2} \left[ \frac{l - b_1}{2} \frac{1}{3} + \frac{b_1}{2} \right] - \frac{F_p}{2} \left[ \frac{b}{2} \frac{1}{2} \right] \text{ [Nm]} \quad (4.1.73)$$

$$M_e = \frac{F_p}{12} [l + 2 b_1 - 1.5 b] \text{ [Nm]} \quad (4.1.74)$$

Kesitin eğilme mukavemet kontrolü;

$$W_e = \frac{\pi (D_1^4 - D_2^4)}{32 D_1} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (4.1.75)$$

Böylece eğilme gerilmesi;

$$\alpha = D_2/D_1$$

$$\sigma_e = \frac{F_p [l + 2 b_1 - 1.5 b]}{1.178 D_1^3 (1 - \alpha^4)} \text{ [MPa]} \quad (4.1.76)$$

$\sigma_{e,em} = (150 \div 250)$  [MPa] aralığındadır.

### c. Pernonun Kesmeli-Eğilme Gerilmesi Kontrolü

B-B kesitinde pernoya hem kesme hem de eğilme gerilmesine maruz kalır. Kesmeli eğilme için maruz kalacağı kayma gerilmesi;

$$\tau_{\max} = \frac{8}{3 \pi} F_p \frac{1 + \alpha + \alpha^2}{D_1^2 (1 - \alpha^4)} \text{ [MPa]} \quad (4.1.77)$$

$\tau_{em} = (60 \div 250)[\text{MPa}]$  aralığındadır.

d. Pernonun Ovalleşme Kontrolü

Perno, üstten gelen piston kuvveti ve alttan gelen biyelin mesnet kuvveti etkisiyle şekil bozukluğuna uğrayabilir. Bu yaylı yüklerin etkisiyle oluşacak maksimum çap değişikliği;

$$\Delta D_{\max} = \frac{1.35 F_p}{E l} \left[ \frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right]^3 [0.1 - (\alpha - 0.4)^3] [\text{mm}] \quad (4.1.78)$$

$E = 2.2 \cdot 10^5 [\text{MPa}]$

$0.02 \leq \Delta D_{\max} \leq 0.05$  aralığındadır.

#### 4.1.5. Segmanların Hesap ve Kontrolleri

Segmanlar gaz ve yağ sızdırmazlığını sağlamak amacıyla pistonu açılan oyuklara takılan elastik yapıli halkalardır. Segmanlar silindir içindeki gazların basıncında ve motor performansında düşüklük yaşanmaması için gazların krank karterine geçişini ve yağın krank karterinden yanma odasına geçişini engellerler. Segmanların silindir duvarında aşırı aşınmaya sebep olması motorun ömrünü kısaltır. Bu nedenle segman malzemesi seçilirken doğru tercihler yapılmalıdır. Segmanlar termik gerilmelere, yorulmalara ve sıcak korozyona karşı dayanıklı olmalıdırlar.

Segmanlar kompresyon ve yağ segmanları olmak üzere ikiye ayrılır. Gaz sızdırmazlığını sağlayanlar kompresyon segmanlar, yağ sızdırmazlığını sağlayanlar yağ segmanlarıdır. Segmanlar %100 sızdırmaz değildir ve çok küçük miktarda gaz sızıntıları olabilir.

Piston segmanlarının bir diğer önemli görevi ise pistonun yanma sırasında absorbe ettiği sıcaklığı silindir duvarlarına aktarmaktır.

a. Segman Uçları Arasındaki Boşluk

$\Delta$ : Soğuk motorda segman uçları arasındaki boşluk

$\Delta_1$ : Sıcak motorda segman uçları arasındaki minimum boşluk

$\Delta_2$ : Genleşme farkı

$\Delta_1 = (0.06 \div 0.10)[\text{mm}]$  arasında bir değer alır.

$\Delta_2 = \pi D [\alpha_{\text{segman}} (T_{\text{segman}} - T_0) - \alpha_{\text{silindir}} (T_{\text{silindir}} - T_0)]$

Su soğutmalı motorlarda;  $T_{\text{segman}} = (473 \div 573)$  [K] aralığındadır.

$T_{\text{silindir}} = (383 \div 388)$  [K] aralığındadır.

$\alpha_{\text{segman}} = \alpha_{\text{silindir}} = 11 \cdot 10^{-6}$  [1/K]

$A_0/t = (3.2 \div 4)$

Segman uçları arasındaki boşluk;

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 \text{ [mm]} \quad (4.1.79)$$

b. Segman Ortalama Basıncı

$$P_m = 0.152 E \frac{A_0/t}{\left[\left(\frac{D}{t}\right) - 1\right]^3 \left[\frac{D}{t}\right]} \text{ [MPa]} \quad (4.1.80)$$

Alaşımli dökme demir için elastisite modülü;  $E = 1.2 \cdot 10^5$  [MPa]

c. Segmanların Eğilme Gerilmesi Kontrolü

$$\sigma_e = \frac{3 P_m D^2}{t^2} \text{ [MPa]} \quad (4.1.81)$$

Emniyet gerilmesi  $\sigma_{e,em} = (230 \div 450)$  [MPa] aralığındadır.

d. Segmanın Serbest Durumdaki Şekli

Burada Durgun [3]'ün belirli açılarda  $\rho$  eğrilik yarıçaplarında orijinal olarak geliştirmiş olduğu yöntem uygulanmıştır.

Segmanın eğrilik yarıçapını belirlemek için;

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r} - \frac{12 P_m r^2 (1 - \cos\theta)}{E t^3}; \quad r = \frac{D}{2};$$

$\theta$ : Segman aralığından başlayarak giden açı

Segman boyutları istenilen açı boyutlarında hesaplanabilir.

Kompresyon segmanları için;

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r} - 0.00108 (1 - \cos\theta) \quad (4.1.82)$$

$$\frac{1}{\rho_i} = \frac{1}{\rho_{i-1}} - 0.00108 (1 - \cos\theta) \quad (4.1.82)$$

```

asiri_doldurma.m x +
1611 %5. PİSTON TASARIMI
1612 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n5. PİSTON TASARIMI\n');
1613 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tBu bölümde pistonun boyutlandırılması');
1614 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tperno bölgesinde, piston tablası bölgesinde \n');
1615 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tve yağ segmanları bölgesinde mukavemet kontrolleri yapılacaktır.\n');
1616 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n\tEylemsizlik kuvvetinin yüksek değer almaması için\n');
1617 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tpiston mümkün olduğu kadar hafif olmalıdır.\n');
1618 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tMalzeme olarak Al alaşımı kullanılır.\n');
1619 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tm_p=(80-150)*Ap kg seçilebilir\n');
1620
1621 %5.1 Pistonun Kütlesi
1622 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n5.1 Pistonun Kütlesi\n');
1623 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tPiston kütlesi=%0.5f kg', m_p);
1624
1625 %5.2 Piston Çapları
1626 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n5.2 Piston Çapları\n');
1627 % I-I kesiti (En üstte)
1628 %DEL_D=D-Dk=(0.007-0.009)*D
1629 DEL_D=0.008*D; %mm boşluk
1630 Dk=D-DEL_D; %mm Piston kafası
1631 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tI-I kesitinde piston kafası çapı Dk = %0.3f mm\n', Dk);
1632 % II-II kesiti
1633 %DEL_D=D-Dk=(0.00022-0.00027)*D
1634 DEL_D=0.00025*D; %mm boşluk
1635 D II II=D-DEL D; %mm II-II kesitinde (perno bölgesi)

```

Şekil 21. ADM için pistonun MATLAB programının bir kısmı

## 4.2. Biyel

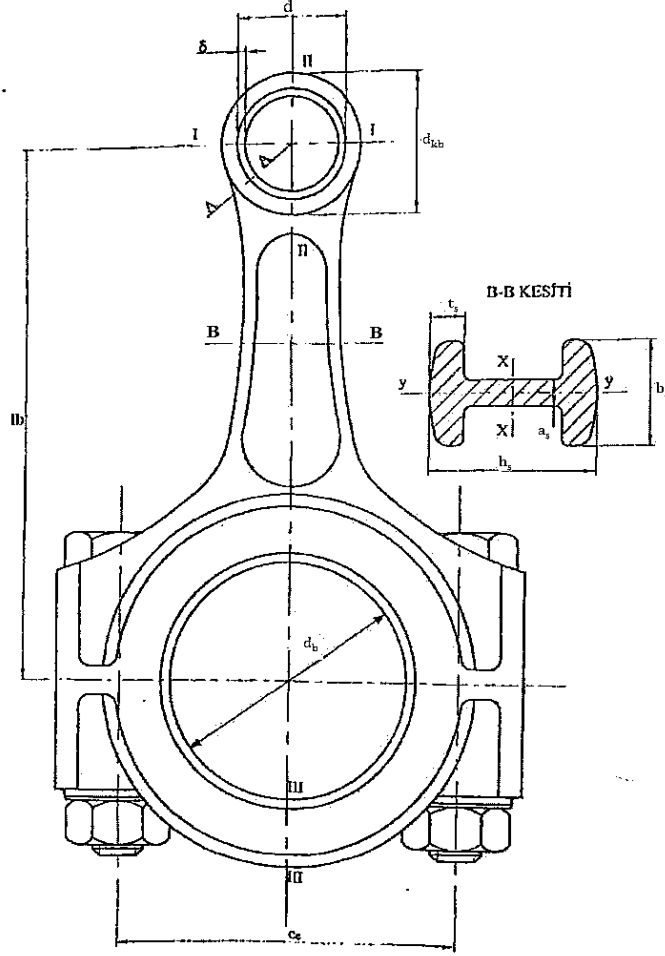
Biyel bir ucu pistonla diğer ucu krank miline mafsallarla bağlı olan hareket iletim elemanıdır. Biyel pistonla birlikte dikey ekseninde gidip gelme hareketi yaparken diğer taraftan krank milinin dairesel ekseninde hareket etmesini sağlar. Kısaca biyel pistondan aldığı hareketle krank milinin dairesel hareket etmesini sağlar. Biyel pistonla etkileyen gazların  $F_p$  kuvvetinin bileşkesi olan  $K$  kuvvetini krank miline iletir.

Biyel küçük başı piston pernosuyla pistonla, biyel büyük başı ise biyel yatağıyla krank miline bağlıdır. Biyel hem piston hem de krank mili tarafından basma kuvveti, çekme kuvveti, eğilme gerilmesi, burkulma gerilmesi gibi sürekli değişen kuvvet ve gerilmelerin etkisinde olur. Biyel küçükbaşlı piston etkisiyle çekme ve basma kuvvetlerine maruz kalır. Biyel şaftı ise çekmeye, basmaya ve salınım hareketi sebebiyle yana doğru eğilmeye maruz kalır. Şaftın boyu uzun ve çapı küçükse burkulmaya da zorlanabilir. Biyel büyükbaşlı civatalarla krank miline yataklanır ve bu bağlama civataları ön gerilmeyle



takılır. Biyel sürekli olarak değişen kuvvetlerin etkisinde olduğu için mukavemet özellikleri iyi olmalıdır ve bu nedenle alaşımlı ve alaşımsız çeliklerden dövme yöntemiyle üretilir.

#### 4.2.1. Biyelin Ampirik Yollarla Boyutlandırılması



Şekil 22. Biyelin kesit görüntüsü

##### a. Biyel Boyu

Biyel boyu, biyel küçükbaşı ve biyel büyükbaşı arasındaki mesafedir. Biyel boyu biyel büyükbaşının dönmesine, krank karşı ağırlığına, silindirin boyuna ve H/D oranına bağlıdır. Biyel boyu motor yüksekliğinde ve ağırlığında önemli bir etkindir.

$$\lambda = \frac{R}{l_b} = \frac{H}{2l_b} \quad (4.2.1)$$

$\lambda = \frac{1}{3.5} \div \frac{1}{4}$  aralığında olduğu daha önce verilmişti.

Buradan biyel boyu  $l_b$  çekilirse;

$$l_b = \frac{H}{2\lambda} \text{ [mm]} \quad (4.2.2)$$

b. Biyelin Kütlesi Biyel kütlesi iki parçaya ayrılarak biri piston kütlesine diğeri krank mili kütlesine eklenir. Ama genel olarak biyelin kütlesi  $m_b$ ;

$$m_b = (100 \div 200)A_p \text{ [kg]} \quad (4.2.3)$$

$$A_p = \frac{\pi D^2}{4} \text{ [mm}^2\text{]}$$

c. Biyel Küçükbaşı

Biyel küçükbaşı piston pernosuyla pistonla bağlanır. Biyel küçükbaşın içinde piston pernosu üzerinde yataklama sağlayan ve sıkı geçme olarak takılan bronz burç bulunur. Biyel küçükbaşının hesabı piston pernosunun boyutlarına bağlıdır.

Biyel küçükbaşı dış çapı  $d_{kb}$ ;

$$d_{kb} = (1.25 \div 1.65) D_1 \text{ [mm]} \quad (4.2.4)$$

$D_1$ : Perno dış çapı [mm]

Biyel küçükbaşı iç çapı  $d$ ;

$$d = (1.10 \div 1.25)D_1 \text{ [mm]} \quad (4.2.5)$$

Biyel küçükbaş et kalınlığı  $\delta_1$ ;

$$\delta_1 = (0.08 \div 0.085) D_1 \text{ [mm]} \quad (4.2.6)$$

Biyel genişliği  $b$ ;

$$b = (0.33 \div 0.45)D \text{ [mm]} \quad (4.2.7)$$

#### 4.2.2. Biyel Boyutlarının Hesabı ve Kontrolü

Şekil 10'da gösterildiği gibi biyel, pistonu etkileyen gaz kuvvetlerinin ve eylemsizlik kuvvetlerinin bileşkesi olan  $F_p$  kuvvetinin bileşeni olan  $K$  kuvvetinin etkisiyle bazen çekme kuvvetine bazen de basma kuvvetine maruz kalır.

##### a. I-I Kesitinde Çekme Kontrolü

Biyel küçükbaşı piston pernosu tarafından çekmeye zorlanır.

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F_{\zeta}}{A} = \frac{F_{\zeta}}{(d_{kb} - d) b} \text{ [MPa]} \quad (4.2.8)$$

$$F_{\zeta} = -m' R \omega^2 (1 + \lambda) \text{ [N]} \quad (4.2.9)$$

Biyelin kütesinin bir kısmı pistonu bir kısmı krank miline eklenir.

$$m' = m_p + m'_b \text{ [kg]} \quad (4.2.10)$$

$$m'_b = (0.06 \div 0.09)m_b \text{ [kg]} \quad (4.2.11)$$

Alaşımlı çelikler için;  $\sigma_{\zeta,em} = (150 \div 200) \text{ [MPa]}$  aralığındadır.

##### b. Burcun Preste Takılmasından Doğacak Gerilmeler

Bronz burç sıkı geçme pres yöntemiyle takılır ve burcun dış çapının biyel küçükbaşı iç çapından  $\Delta$  kadar büyük olması gerekir.

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_{termik} \text{ [mm]} \quad (4.2.12)$$

Soğuk durumda çap farkı  $\Delta_1 \text{ [mm]}$ ;

$$\Delta_1 = (0.0004 \div 0.0014)D_1 \text{ [mm]}$$

$$\Delta_{\text{termik}} = d (\alpha_{\text{burç}} - \alpha_{\text{biyel}}) \Delta T \text{ [mm]} \quad (4.2.13)$$

$\alpha_{\text{burç}} = 1.8 \cdot 10^{-5} \text{ [1/K]}$ ; Burcun uzama katsayısı

$\alpha_{\text{biyel}} = 1.0 \cdot 10^{-5} \text{ [1/K]}$ ; Biyelin uzama katsayısı

$\Delta T = (100 \div 120) \text{ [K]}$

P çap farkından ileri gelen basınç;

$$P = \frac{\Delta}{d \left[ \frac{(d_{\text{kb}}^2 + d^2)/(d_{\text{kb}}^2 - d^2) + \mu}{E_{\text{biyel}}} + \frac{(d^2 + D_1^2)/(d^2 + D_1^2) - \mu}{E_{\text{burç}}} \right]} \text{ [MPa]} \quad (4.2.14)$$

$E_{\text{biyel}} = 2.2 \cdot 10^5 \text{ [MPa]}$ ; Biyelin elastisite modülü

$E_{\text{burç}} = 1.15 \cdot 10^5 \text{ [MPa]}$ ; Burcun elastisite modülü

$\mu = 0.3$ ; Poisson oranı

Buna göre biyelin içinde ve dışında oluşacak gerilmeler şöyledir;

İç gerilme;

$$\sigma_{\text{iç}} = P \frac{2 d^2}{d_{\text{kb}}^2 - d^2} \text{ [MPa]} \quad (4.2.15)$$

$100 \leq \sigma_{\text{iç,em}} \leq 150 \text{ [MPa]}$  ralığındadır.

Dış gerilme;

$$\sigma_{\text{dış}} = P \frac{d_{\text{kb}}^2 + d^2}{d_{\text{kb}}^2 - d^2} \text{ [MPa]} \quad (4.2.16)$$

$100 \leq \sigma_{\text{dış,em}} \leq 150 \text{ [MPa]}$  aralığındadır.

c. II-II ve A-A Kesitlerinin Kontrolü

Egzoz sonunda biyel küçükbaşına etkiyen çekme kuvveti;

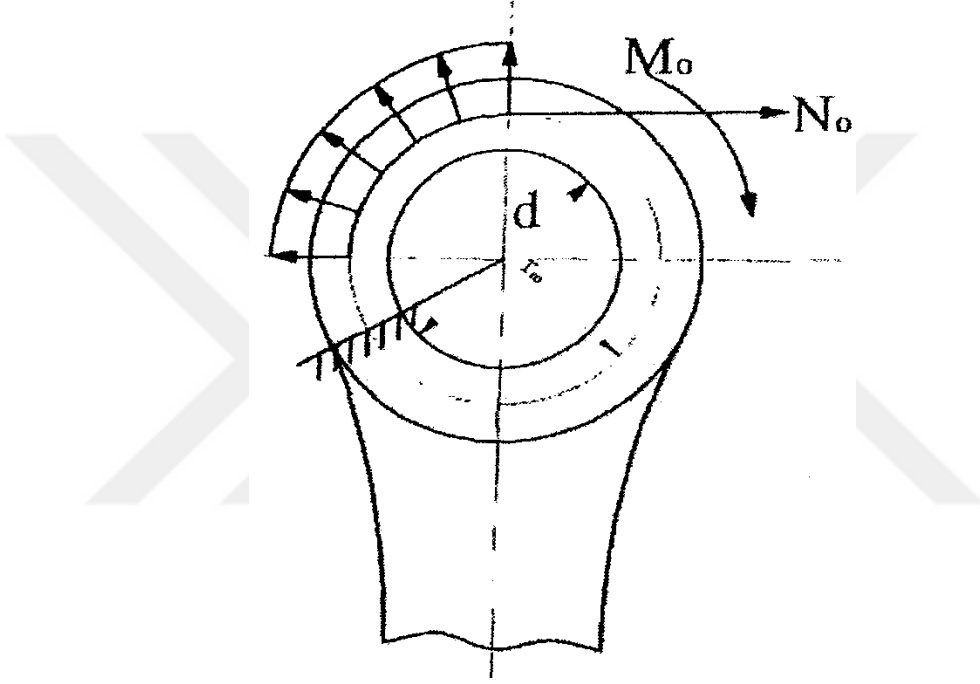
$$F_{\text{ç}} = -m' R \omega^2 (1 + \lambda) \text{ [N]} \quad (4.2.17)$$

Yanma sonunda biyel küçükbaşına etkiyen toplam basma kuvveti;

$$F = -m_p R \omega^2(1 + \lambda) + P_z \frac{\pi D^2}{4} \text{ [N]} \quad (4.2.18)$$

Ortalama yarıçap;

$$r_{m,ort} = \frac{d + d_{kb}}{4} \text{ [mm]} \quad (4.2.19)$$



Şekil 23. Biyel küçükbaşına etkiyen kuvvetler

Maksimum çekme etkisinde gerilme;

$\phi_{geçiş}$  açısı tasarıma göre belirlenir.

Çekme kuvveti;

$$N_o = F_{\check{c}} (0.572 - 0.0008 \phi_{geçiş}) \text{ [N]} \quad (4.2.20)$$

Çekme momenti;

$$M_o = F_{\check{c}} r_m (0.00033 \phi_{geçiş} - 0.0297) \text{ [Nmm]} \quad (4.2.21)$$

Normal gerilme N;

$$N = N_0 \cos\emptyset - \frac{F_c}{2} (\cos\emptyset - \sin\emptyset) [N] \quad (4.2.22)$$

Eğilme Momenti;

$$M_e = M_0 + N_0 r_m (1 - \cos\emptyset) + \frac{F_c}{2} r_m (\cos\emptyset - \sin\emptyset) [Nmm] \quad (4.2.23)$$

d. Burcun Etkisiyle İç ve Dış Yüzeylerde Oluşan Gerilmeler

Burcun mukavemete katkısı nedeniyle bir K sayısı tanımlanır.

$$K = \frac{E_{biyel} E_{burç}}{E_{biyel} F_{kb} + E_{burç} F_{burç}} \quad (4.2.24)$$

$$F_{kb} = b (d_{kb} - d) [mm^2] \quad (4.2.25)$$

$$F_{burç} = b(d - D_1) [mm^2] \quad (4.2.26)$$

Burcun dışında oluşacak dış gerilme;

$$\sigma_{dış} = \left[ 2 M_e \frac{6 r_m + h_{kb}}{h_{kb} (2 r_m + h_{kb})} + K N \right] \frac{10^{-6}}{b h_{kb}} [MPa] \quad (4.2.27)$$

Alaşımli çelikler için  $160 \leq \sigma_{dış,em} \leq 240$  [MPa] aralığındadır..

Burcun içinde oluşacak gerilme;

$$\sigma_{iç} = \left[ -2 M_e \frac{6 r_m - h_{kb}}{h_{kb} (2 r_m - h_{kb})} + K N \right] \frac{10^{-6}}{b h_{kb}} [MPa] \quad (4.2.28)$$

Alaşımli çelikler için  $160 \leq \sigma_{iç,em} \leq 240$  [MPa] aralığındadır.

e. Maksimum Basma Kuvvetini Etkisi;

$$F_{\text{basma}} = (P_{z,g} - P_0) A_p - m_p R \omega^2 (\cos\varnothing + \lambda + \cos 2\varnothing) [\text{N}] \quad (4.2.29)$$

$\varnothing = (10 \div 20)^\circ [\text{KMA}]$  aralığındadır.

### 4.2.3. Biyel Şaftı Hesabı

Biyel kolu gaz kuvvetlerinin ve ileri geri hareket eden kütlelerin etkisiyle çekme, basma, eğilme ve burkulma gibi etkilere maruz kalır.

$$h_{s,\text{min}} = (0.5 \div 0.55) d_{\text{kb}} [\text{mm}] \quad (4.2.30)$$

$$h_s = (1.2 \div 1.4) h_{s,\text{min}} [\text{mm}] \quad (4.2.31)$$

$$b_s = (0.5 \div 0.6) h_s [\text{mm}] \quad (4.2.32)$$

$$a_s \cong t_s = (2.5 \div 4) [\text{mm}] \quad (4.2.33)$$

Biyel Şaftına Etki Eden Kuvvetler;

a. Yanma Sonunda Maksimum Basma

Basma kuvveti;

$$F_{\text{basma}} = (P_{z,g} - P_0) A_p - m_p R \omega^2 (1 + \lambda) [\text{N}] \quad (4.2.34)$$

$$m \cong m_p + 0.275 m_b [\text{kg}] \quad (4.2.35)$$

Basma gerilmesi;

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_s} [\text{MPa}] \quad (4.2.36)$$

Alaşımli çelikler için  $160 \leq \sigma_{b,\text{em}} \leq 240$  [MPa] aralığındadır.

b. Emme Başlangıcında Maksimum Çekme

$$F_{\zeta} = P_r \left[ \frac{\pi D^2}{4} \right] - m_p R \omega^2 (1 + \lambda) \text{ [N]} \quad (4.2.37)$$

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F_{\zeta}}{A_s} \text{ [MPa]} \quad (4.2.38)$$

Alaşımlı çelikler için  $160 \leq \sigma_{\zeta,em} \leq 227$  [MPa] aralığındadır.

#### 4.2.3.1. Biyel Şaftında Burkulma Kontrolü

Şaftın boyu uzun, kesiti dar ise şaft burkulmaya zorlanır.

Atalet momenti;

$$I_{x-x} = \frac{h_s^3 b_s - (b_s - a_s) (h_s - 2t_s)^3}{12} \text{ [m}^4\text{]} \quad (4.2.39)$$

Şaftın alanı;

$$A_s = h_s b_s - (b_s - a_s)(h_s - 2t_s) \text{ [mm}^2\text{]} \quad (4.2.40)$$

$$i = \sqrt{\frac{I_{x-x}}{A_s}} \text{ [m]} \quad (4.2.41)$$

Narinlik derecesi;

$$\lambda = \frac{l_b}{i} \quad (4.2.42)$$

$\lambda < 60$  ise burkulma yok demektir.

$60 < \lambda < 105$  olursa burkulma kontrolü Tetmayer formülüne göre yapılır.

$\lambda > 105$  ise burkulma kontrolü Euler formülüne göre yapılır.



#### 4.2.3.2. Biyel Şaftında Salınım Nedeniyle Eğilme Kontrolü

Biyel şaftı salınım hareketi nedeniyle eğilmeye zorlanır.

$$\sigma_e = \frac{M_{e,max}}{W_{x-x}} \text{ [MPa]} \quad (4.2.43)$$

Maksimum eğilme momenti;

$$M_{e,max} = \frac{R \omega^2 g A l_b^2}{9\sqrt{3}} \text{ [Nm]} \quad (4.2.44)$$

Burada g malzeme yoğunludur;

$$g = 7.8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$

$$W_{x-x} = \frac{I_{x-x}}{(h_s/2)} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (4.2.45)$$

Şaftın toplam gerilmesi;

$$\sigma_{top} = \sigma_e + \sigma_b \text{ [MPa]} \quad (4.2.46)$$

$200 \leq \sigma_{top,em} \leq 350$  [MPa] aralığındadır..

#### 4.2.4 Biyel Büyükbaşı

Biyel büyükbaşı krank miline hareket aktaran elemandır. Krank mili muylusuyla birlikte hareket eder. İki parçadan imal edilir. Alt kapak biyel gövdesine ön gerilmeli civatalarla bağlanır. Biyel büyükbaşına etki eden kuvvetler gidip gelen kütlelerin ÜÖN civarındaki etkisiyle, dönen kütlelerin atalet kuvvetlerinin toplamıdır.

a. Krank Muylusu Boyutları

Krank muylusu çapı;

$$d_k = 0.67 D \text{ [mm]} \quad (4.2.47)$$

Krank muylusu boyu;

$$l_k = 0.42 D \text{ [mm]} \quad (4.2.48)$$

b. Yatak Zarfi Kalınlığı

$$\delta_2 = (0.03 \div 0.05)d_k \text{ [mm]} \quad (4.2.49)$$

c. Bağlama Cıvataları Aralığı

$$c_c = (1.3 \div 1.75)d_k \text{ [mm]} \quad (4.2.50)$$

d. Biyel Büyükbaşı Genişliği

$$l = (0.45 \div 0.95) d_k \text{ [mm]} \quad (4.2.51)$$

Biyel büyükbaşı genişliği biyel genişliğine yaklaşık olarak eşit olmalıdır.

#### 4.2.5. Mukavemet Kontrolleri

a. III-III Kesitinde Eğilme Kontrolü

Alt kapak et kalınlığı;

$$s \cong \frac{c_c}{2} - \frac{d_k}{2} \text{ [mm]} \quad (4.2.52)$$

Alt kapağa etkiyen kuvvet;

$$F = R \omega^2 [(m_p + m_A)(1 + \lambda) + m_b - m'] \text{ [N]} \quad (4.2.53)$$

Biyelin A noktasına indirgenmiş kütlesi;

$$(M_b)_A = 0.275 m_b \text{ [kg]} \quad (4.2.54)$$

Biyelin B noktasına indirgenmiş kütlesi;

$$(M_b)_B = 0.725 m_b \text{ [kg]} \quad (4.2.55)$$

Biyelin alt kapak kütlesi;

$$m' = (0.2 \div 0.28)m_b \text{ [kg]} \quad (4.2.56)$$

Alt kapağın eğilme momenti;

$$M_e = \frac{F}{2} \left[ \frac{c_c}{2} - \frac{d_k}{4} \right] \text{ [Nm]} \quad (4.2.57)$$

Alt kapağın emniyet gerilmesi;

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} \text{ [MPa]} \quad (4.2.58)$$

$$W_e = l \frac{s^2}{6} \text{ [m}^3\text{]} \quad (4.2.59)$$

$100 \leq \sigma_{e,em} \leq 300$  [MPa] olmalıdır.

b.Bağlama Cıvataları Kontrolü

Cıvataların sıkılma kuvveti;

$$F_{civ} = (1.35 \div 1.5)F \text{ [N]} \quad (4.2.60)$$

Cıvata sayısı;  $i=2$

Cıvataya etkiyen çekme gerilmesinden cıvata çapı hesabı yapılabilir.

Alaşımli çelikler için;  $120 \leq \sigma_{ç,em} \leq 170$  [MPa] aralığındadır.

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F_{civ}}{2 \frac{\pi d_{civ}^2}{4}} \leq 170 \text{ [MPa]} \quad (4.2.61)$$

Buradan civata çapı çekilirse;

$$d_{civ} \geq \sqrt{\frac{F_{civ} 2}{\pi 170}} \text{ [mm]} \quad (4.2.62)$$

Cıvata çapı en yakın tam sayıya yuvarlanır ve standart cıvata çaplarından uygun olan seçilir.

```

asiri_doldurma.m x +
2096 %6.1.Biyel Boyu
2097 fprintf(fid_motor_tasarimi,'6.1.Biyel Boyu\n');
2098 %bir_bolu_LAM_R_b_lb=3.5;
2099 %LAMDA_R_b_lb=1/bir_bolu_LAM_R_b_lb;
2100 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tLAMDA = R/lb = 1/%0.1f seçilmiştir\n',bir_bolu_LAM_R_b_lb);
2101 lb=(D/2)/LAMDA_R_b_lb;
2102 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tBiyel boyu lb = R/LAMDA = %0.1f mm\n',lb);
2103
2104 %6.2 Biyel Kütlesi
2105 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n6.2 Biyel Kütlesi\n');
2106 %D=(60-100)mm için m_p=(80-150)*Ap kg seçilir. interpolasyonla
2107 %m_p=(100*(D-60)/40+100)*Ap şeklinde 3.1.6 numaralı konuda hesaplandı
2108 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tBiyel kütlesi m_b = %0.4f kg\n',m_b);
2109
2110 %6.3 Biyel Küçükbaşı
2111 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n6.3 Biyel Küçükbaşı\n');
2112 %d_kb_biy=(1.25-1.65)*Dl_pern
2113 d_kb_biy=1.264*Dl_pern;
2114 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tBiyel Küçükbaşı dış çapı d_kb = %0.2f mm\n',d_kb_biy);
2115 %d_kb_delik_biy=(1.100-1.250)*Dl_pern
2116 d_kb_delik_biy=1.137*Dl_pern;
2117 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tBiyel Küçükbaşı delik çapı d = %0.2f mm\n',d_kb_delik_biy);
2118 %delta_l_burc= (0.080-0.085)*Dl_pern
2119 delta_l_burc=0.8*Dl_pern;
2120 fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tBiyel Küçükbaşı burc et kalınlığı delta l = %0.2f mm\n',delta_l_burc);
<

```

Şekil 24. ADM için biyelin MATLAB programının bir kısmı

### 4.3. Krank Mili Tasarımı

Krank mili pistondan gelen doğrusal hareketi dairesel harekete döndüren dinamik makine elemanıdır. Yatay eksene yerleşmiştir ve üzerinde U şeklinde çıkıntılar vardır. Bu çıkıntılara biyel kolu yardımıyla pistonlar bağlanır. Krank mili ana yataklar, muylu yatakları, krank kolları ve karşı ağırlıklardan oluşur. 4-strokluk bir motorda bir iş çevrimi krank milinin 2 devrinde gerçekleşir.



Şekil 25. Krank mili

Krank mili biyelden gelen  $K$  kuvvetini  $F_t$  teğetsel kuvveti ile  $N$  normal kuvvetine dönüştürür. Bu kuvvetlerin etkisi altında krank muyluları ve kolları bazı zorlanmalara maruz kalır.  $N$  kuvvetinin etkisi altında krank muylusu eğilmeye, krank kolları basmaya ve ana yatak muyluları eğilmeye zorlanır.  $F_t$  kuvvetinin etkisinde ise muylular burulmaya, krank kolları ise öne doğru eğilmeye zorlanır. Krank milindeki ana yatak sayısı silindir sayısından bir fazladır ve krank mili ana yataklara ana yatak muylularıyla yataklanmıştır. Biyel büyükbaşı ise krank muylusuna bağlıdır ve krank ve ana yatak muylularının eksenleri arasındaki uzaklık  $R$  krank yarıçapı olarak adlandırılır [2].



Şekil 26. Krank mili görünüşü

Krank mili zorlanmalara ve tirreşimlere karşı dayanıklı malzemeden üretilmek zorundadır. Genellikle krank mili demir veya çelik alaşımli malzemeden üretilir. Bu maddeler ayrıca yüksek sıcaklığa ve deformasyona karşı dayanıklıdır.

#### 4.3.1. Krank Milinin Amprik Olarak Boyutlandırılması

Silindirler arası uzaklık L;

$$L = (1.19 \div 1.28)D \text{ [mm]} \quad (4.3.1)$$

Krank muylusunun genişliği  $l_k$ ;

$$l_k = 0.42 D \text{ [mm]} \quad (4.3.2)$$

Krank muylusu çapı;

$$d_k = (0.60 \div 0.70) D \text{ [mm]} \quad (4.3.3)$$

Ana yatak muylusu genişliği;

$$l_m = (0.6 \div 0.7)D \text{ [mm]} \quad (4.3.4)$$

Ana yatak muylusu çapı;

$$d_m = (0.75 \div 0.77)D \quad (4.3.5)$$

Krank kollarının genişliği B;

$$B = (0.9 \div 1.2)D \text{ [mm]} \quad (4.3.6)$$

Krank kollarının uzunluğu;

$$H_1 = 0.25 D \text{ [mm]} \quad (4.3.7)$$

Geçiş dairesinin yarıçapı  $r$ ;

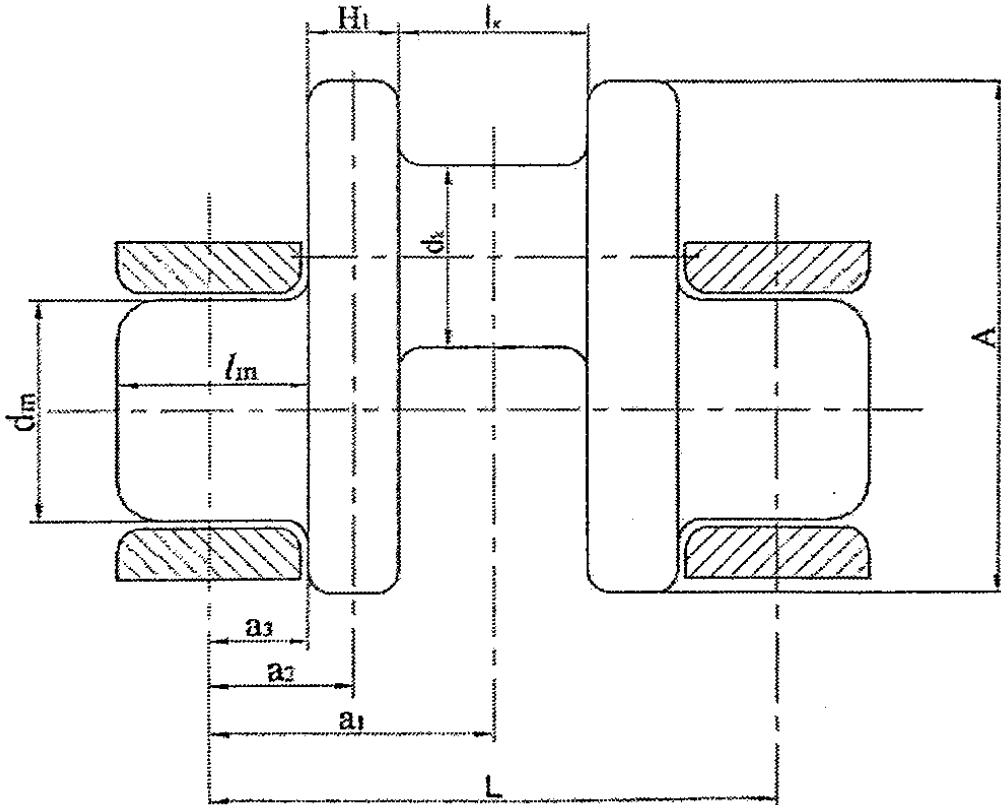
$$r = 0.08 D \text{ [mm]} \quad (4.3.8)$$

Karşı ağırlık kolunun toplam uzunluğu  $A$ ;

$$A = 1.9668 B \text{ [mm]} \quad (4.3.9)$$

Karşı ağırlıksız kolun uzunluğu  $A_k$ ;

$$A_k = 1.49 B \text{ [mm]} \quad (4.3.10)$$



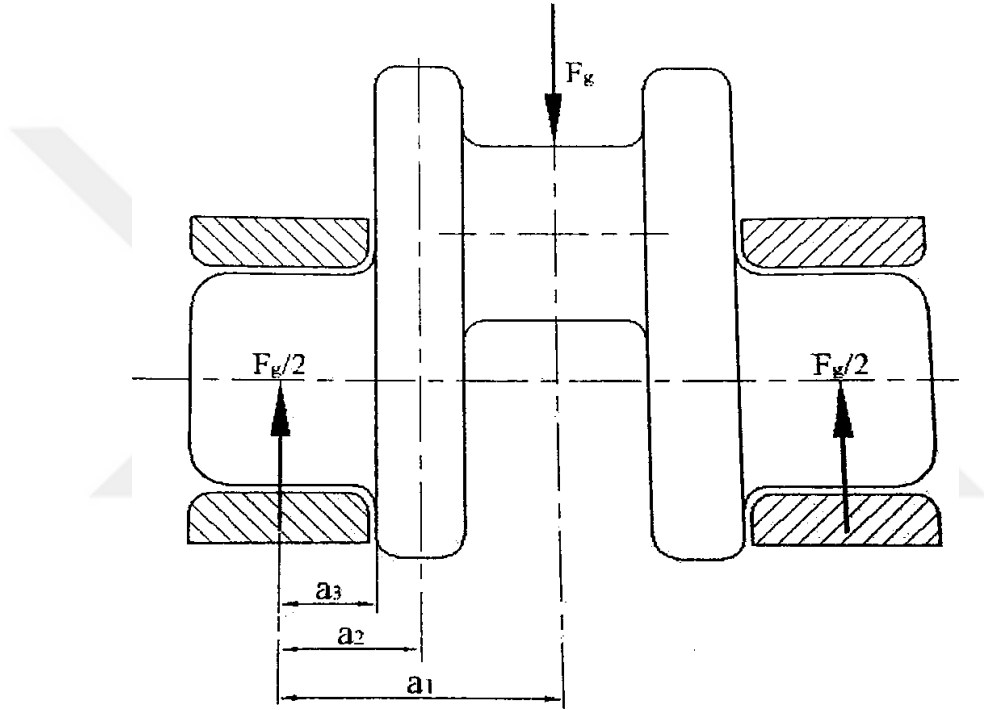
Şekil 27. Krank mili ana boyutları

### 4.3.2. Krank Milinin Mukavemet Hesapları

#### 4.3.2.1. ÜÖN'de Maximum Gaz Basıncının Etkidiği Durum

##### a. Ana Yatak Muylusu Mukavemet Kontrolleri

Ana yatak muylusu krank milini yataklar ve silindir sayısından bir fazladır. Yataklar yumuşak malzemeyle muylular ise sert malzemeyle yapılır. Yatak malzemesi olarak kurşun, kalay, bronz gibi yumuşak malzemeler tercih edilir.



Şekil 28. Max. gaz basıncının etkidiği durum

$$a_1 = \frac{l_m + l_k}{2} + H_1 \text{ [mm]} \quad (4.3.11)$$

$$a_2 = \frac{l_m + H_1}{2} \text{ [mm]} \quad (4.3.12)$$

$$a_3 = \frac{l_m}{2} \text{ [mm]} \quad (4.3.13)$$

Eğilmeye göre mukavemet kontrolü;



$$F_g = (P_g - P_0) \pi \frac{D^2}{4} \text{ [N]} \quad (4.3.14)$$

$P_0$  ihmal edilir ve gaz basıncı  $P_g$  ise yanma sonu basıncı  $P_z$ 'ye eşittir.

Bu durumda;

$$F_g = P_z \pi \frac{D^2}{4} \text{ [N]} \quad (4.3.15)$$

Eğilme momenti;

$$M_{e,1} = \frac{F_g}{2} a_3 \text{ [Nmm]} \quad (4.3.16)$$

$$W_1'' = \pi \frac{d_m^3}{32} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (4.3.17)$$

Eğilme gerilmesi;

$$\sigma_1 = \frac{M_{e,1}}{W_1''} \text{ [MPa]} \quad (4.3.18)$$

Burulmaya göre mukavemet kontrolü;

Ana yatak muylusuna etki eden burulma momenti olarak ortalama döndürme momenti alınabilir. Ortalama döndürme momenti diğer silindirlere gelen döndürme momentidir ve bölüm 3.3.2'de hesaplanmıştır.

Burulma gerilmesi;

$$\tau_1 = \frac{M_{d,ort}}{2 W_1''} \text{ [MPa]} \quad (4.3.19)$$

Toplam Gerilme;

$$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma_1^2 + 4 \tau_1^2} \text{ [MPa]} \leq 385 \text{ [MPa]} \quad (4.3.20)$$

## b. Krank Kolu Mukavemet Kontrolleri

Krank kollarının eğilme gerilmesi (Dar taraf);

$$M_{e,2} = \frac{F_g}{2} a_2 \text{ [Nmm]} \quad (4.3.21)$$

Eğilme mukavemet momenti;

$$W_1 = \frac{B H_1^3}{6} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (4.3.22)$$

Eğilme gerilmesi ;

$$\sigma_2 = \frac{M_{e,2}}{W_1} \text{ [MPa]} \quad (4.3.23)$$

Krank kollarının basma gerilmesi;

$$\sigma_3 = \frac{F_g}{2 B H_1} \text{ [MPa]} \quad (4.3.24)$$

Döndürme momentinden dolayı oluşan eğilme gerilmesi (geniş taraf);

$$\sigma_3 = \frac{M_{d,ort}}{W_2} \text{ [MPa]} \quad (4.3.25)$$

$$W_2 = \frac{H_1 B^2}{6} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (4.3.26)$$

Dar taraftaki toplam gerilme;

$$\sigma_{top,dar} = \sigma_2 + \sigma_3 \text{ [MPa]} \leq 385 \text{ [MPa]} \quad (4.3.27)$$

Geniş taraftaki toplam gerilme;

$$\sigma_{\text{top,geniş}} = \sigma_3 + \sigma_4 \text{ [MPa]} \leq 385 \text{ [MPa]} \quad (4.3.28)$$

c. Krank Muylusu Mukavemet Kontrolleri

Krank muylusunun eğilme gerilmesi;

$$M_{e,3} = \frac{F_g}{2} a_1 \text{ [Nmm]} \quad (4.3.29)$$

$$W_2'' = \frac{\pi d_k^3}{32} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (4.3.30)$$

$$\sigma_5 = \frac{M_{e,3}}{W_2''} \text{ [MPa]} \quad (4.3.31)$$

Döndürme momentinden kaynaklanan burulma;

$$\tau_2 = \frac{M_{d,ort}}{W_2''} \text{ [MPa]} \quad (4.3.32)$$

Toplam gerilme;

$$\sigma_{\text{top}} = \sqrt{\sigma_5^2 + 4 \tau_2^2} \text{ [MPa]} \leq 385 \text{ [MPa]} \quad (4.3.33)$$

#### 4.3.2.2. Maximum Teğetsel Kuvvetin Etki Ettiği Durum

a. Ana Yatak Muylusu Mukavemet Kontrolü

Maksimum teğetsel kuvvet için dinamik hesaplara bakılır ve oradan max. teğetsel kuvvet alınır.

Max. teğetsel kuvvetten kaynaklanan gerilme;

$$M_{e,1} = \frac{F_{t,\text{max}}}{2} a_3 \text{ [Nmm]} \quad (4.3.34)$$

$$\sigma_1 = \frac{M_{e,1}}{W_1''} [\text{MPa}] \quad (4.3.35)$$

Radyal kuvvetten kaynaklanan eğilme gerilmesi;

$$M_{e,1} = \frac{N}{2} a_3 [\text{Nmm}] \quad (4.3.36)$$

Döndürme momentinden kaynaklanan burulma;

$$M_{b,1} = (F_t + F_t')R [\text{Nmm}] \quad (4.3.37)$$

$$F_t' = \frac{M_{d,ort}}{R} [\text{N}] \quad (4.3.38)$$

$$\tau_1 = \frac{M_{b,1}}{2 W_1''} [\text{MPa}] \quad (4.3.39)$$

Toplam Gerilme;

$$\sigma_{top} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + 4 \tau_1^2} [\text{MPa}] \leq 385 [\text{MPa}] \quad (4.3.40)$$

#### b. Krank Kolu Mukavemet Kontrolleri

Radyal kuvvetten kaynaklanan eğilme gerilmesi (dar taraf);

$$M_{e,3} = \frac{N}{2} a_2 [\text{Nmm}] \quad (4.3.41)$$

$$\sigma_3 = \frac{M_{e,3}}{W_1} [\text{MPa}] \quad (4.3.42)$$

Radyal kuvvetten kaynaklanan basma gerilmesi;

$$\sigma_4 = \frac{N}{2 B H_1} \text{ [MPa]} \quad (4.3.43)$$

Max. teğetsel kuvvetten kaynaklanan eğilme gerilmesi (geniş taraf);

$$M_{e,4} = \frac{F_t R}{2} \text{ [Nmm]} \quad (4.3.44)$$

$$\sigma_5 = \frac{M_{e,4}}{W_2} \text{ [MPa]} \quad (4.3.45)$$

Diğer silindirlere gelen momentlerin oluşturduğu gerilme (geniş taraf)

$$\sigma_6 = \frac{M'_d}{W_2} \text{ [MPa]} \quad (4.3.46)$$

Max. teğetsel kuvvetin oluşturduğu burulma gerilmesi (dar taraf)

$$M_{b,2} = \frac{F_t}{2} a_2 \text{ [Nmm]} \quad (4.3.47)$$

$$\tau_2 = \frac{M_{b,2}}{W'_1} \text{ [MPa]} \quad (4.3.48)$$

Max. teğetsel kuvvetin oluşturduğu burulma gerilmesi (dar taraf);

$$\tau_2 = \frac{M_{b,2}}{W'_2} \text{ [MPa]} \quad (4.3.49)$$

Dar taraf için toplam gerilme;

$$\sigma_{\text{top,dar}} = \sqrt{(\sigma_3 + \sigma_4)^2 + 4 \tau_2} \text{ [Mpa]} \quad (4.3.50)$$

Geniş taraf için toplam gerilme;

$$\sigma_{\text{top,geniş}} = \sqrt{(\sigma_4 + \sigma_5 + \sigma_6)^2 + 4 \tau_3^2} \text{ [MPa]} \leq 385 \text{ [MPa]} \quad (4.3.51)$$

c. Krank Muylusu Mukavemet Kontrolleri

Max. teğetsel kuvvetin oluşturduğu gerilme;

$$M_{e,5} = \frac{F_t}{2} a_1 \text{ [Nmm]} \quad (4.3.52)$$

$$\tau_7 = \frac{M_{e,5}}{W_2''} \text{ [MPa]} \quad (4.3.53)$$

Radyal kuvvetlerin oluşturduğu eğilme gerilmesi;

$$M_{e,6} = \frac{N}{2} a_1 \text{ [Nmm]} \quad (4.3.54)$$

$$\sigma_7 = \frac{M_{e,6}}{W_2''} \text{ [MPa]} \quad (4.3.55)$$

Max. teğetsel kuvvetin oluşturduğu burulma;

$$M_{b,3} = \frac{F_t}{2} R \text{ [Nmm]} \quad (4.3.56)$$

$$\tau_4 = \frac{M_{b,3}}{2 W_2''} \text{ [MPa]} \quad (4.3.57)$$

Diğer silindirlere gelen momentlerin oluşturduğu burulma;

$$\tau_5 = \frac{M_{d,ort}}{2 W_2''} \text{ [MPa]} \quad (4.3.58)$$

Toplam gerilme;

$$\sigma_{\text{top}} = \sqrt{\sigma_7^2 + \sigma_8^2 + 4 (\tau_4 + \tau_5)^2} \text{ [MPa]} \leq 385 \text{ [MPa]} \quad (4.3.59)$$

### 4.3.3. Ana Yatak Konstrüksiyonu ve Yaklaşık Hesabı

Ana yatak zarfının dış çapı;

$$d_1 = 1.25 d_m \text{ [mm]} \quad (4.3.60)$$

Burç kalınlığı;

$$U = \left( \frac{1}{25} \div \frac{1}{30} \right) d_m \text{ [mm]} \quad (4.3.61)$$

Cıvatalar arası mesafe;

$$L_1 = (1.5 \div 1.75) d_m \text{ [mm]} \quad (4.3.62)$$

a. Krank Milinin Yaklaşık Ağırlık Hesabı;

$$G_k = \left[ 8 H B A + 5 \pi \frac{d_m^2}{4} l_m + 4 \pi \frac{d_k^2}{4} l_k \right] \rho g \text{ [N]} \quad (4.3.63)$$

b. Asılı Yataklarda Kapağa Etkiyen Kuvvet ve Mukavemet Kontrolü

Yatağa etki eden kuvvet;

$$F_k = \pi \frac{D^2}{4} P_k + \frac{G_k}{z + 1} \text{ [N]} \quad (4.3.64)$$

$$P_k = (0.4 \div 0.5) P_z \text{ [MPa]} \quad (4.3.65)$$

Yatağa etkiyen gerilme;

$$M_e = \frac{F_k}{2} \left[ \frac{L_1 - d_1}{2} \right] \text{ [Nmm]} \quad (4.3.66)$$

$$W'' = \pi \frac{d_1^3 - d_m^3}{32} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (4.3.67)$$

$$\sigma = \frac{M_e}{W''} \text{ [MPa]} \quad (4.3.68)$$

Kapak malzemesi olarak dökme demir seçilirse  $\sigma_{em} = 20 \text{ MPa}$  olur.  $\sigma < \sigma_{em}$  olmalıdır.

#### c. Cıvata Hesabı

Emniyet gerilmesi  $80 < \sigma < 120 \text{ [MPa]}$  aralığındadır.

$$\sigma = \frac{1.25 F_k}{i \pi \frac{d_{civ}^2}{4}} \text{ [MPa]} \quad (4.3.69)$$

Buradan  $\sigma = 120 \text{ MPa}$  alınır ve cıvata çapı çekilir;

$$d_{civ} \geq \sqrt{\frac{1.25 F_k 4}{i \pi \sigma}} \text{ [mm]} \quad (4.3.70)$$

Cıvata çapı olarak en yakın standart cıvata çapı alınır.

#### 4.3.4. Karşı Ağırlıkta Denge Kontrolü

Krank muylusunun kütlesi;

$$m_m = \rho \frac{\pi d_k^2}{4} l_k \text{ [kg]} \quad (4.3.71)$$

Kısa krank kolunun dengelenmemiş kütlesi;



$$m_{kol} = B H_1 (A_k - d_m) \rho \frac{R'}{R} \text{ [kg]} \quad (4.3.72)$$

Burada;  $R' = \frac{A_k}{2}$  [mm]

Krank yarıçapına indirgenmiş dengelenmemiş kütle;

$$m' = \frac{m_r}{A_p} \text{ [kg]} \quad (4.3.73)$$

$m' = (100 \div 200) \text{ kg/m}^2$  bir değer seçilir ve yerine yazılırsa;

$$m_r = m' \pi \frac{D^2}{4} \text{ [kg]} \text{ olur.}$$

Karşı ağırlıkta dengelenmesi gereken krank yarıçapına indirgenmiş kütle;

$$m_{den} = m_m + m_{kol} - m_r \text{ [kg]} \quad (4.3.74)$$

Karşı ağırlık merkezi;

Öncelikle karşı ağırlığın alanı bulunmalıdır. 1/3 Simpson kuralıyla alan hesabı yapılır.

$$A = \frac{h}{3} \left\{ f(x_0) + 4 \sum_{i=1,3,5,\dots}^{n-1=5} f(x_i) + 2 \sum_{j=2,4,\dots}^{n-2=4} f(x_j) + f(x_6) \right\} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (4.3.75)$$

Moment hesabı için tekrar 1/3 Simpson kuralı kullanılır;

$$M = \frac{h}{3} x_0 f(x_0) + 4 \sum_{i=1,3,5,\dots}^{n-1=5} (x_i f(x_i)) + \sum_{j=2,4,\dots}^{n-2=4} (x_j f(x_j)) + x_6 f(x_6) \text{ [Nmm]} \quad (4.3.76)$$

$x_i$  değerleri h cinsinden yazılabilir. Örneğin  $x_0 = 0$  h,  $x_1 = 1$  h,  $x_2 = 2$  h gibi

Buradan karşı ağırlık merkezi  $x_G$ ;

$$x_G = \frac{M}{A} \text{ [mm]} \quad (4.3.77)$$

Karşı ağırlık kütlesi;

$$m_g = A H \rho \text{ [kg]} \quad (4.3.78)$$

Eğer,  $m_g x_G < m_{den} R$  olursa dengelenme sağlanmış demektir.

```

asiri_doldurma.m  x  +
2428      % 7. KRANK MİLİ TASARIMI
2429 -    fprintf(fid_motor_tasarimi, '\n7.KRANK MİLİ TASARIMI\n');
2430
2431      %7.1 Silindirler Arası Açıklık
2432 -    fprintf(fid_motor_tasarimi, '\n7.1 Silindirler Arası Açıklık\n');
2433      %L_aciklik=(1.19-1.28)*D
2434 -    L_aciklik=1.25*D; %mm
2435 -    fprintf(fid_motor_tasarimi, '\t\tSilindirler arası açıklık L= %0.2f mm\n', L_aciklik);
2436
2437      %7.2 Krank Muyluları
2438 -    fprintf(fid_motor_tasarimi, '\n7.2 Krank Muyluları\n');
2439      %d_km=0.67*D; %mm
2440 -    fprintf(fid_motor_tasarimi, '\t\tKrank muylusu çapı d_k= %0.2f mm\n', d_km);
2441      %l_km=0.42*D; %mm
2442 -    fprintf(fid_motor_tasarimi, '\t\tKrank muylusu boyu l_k= %0.2f mm\n', l_km);
2443
2444      %7.3 Anayatak Muyluları mukavemet kontrolleri
2445 -    fprintf(fid_motor_tasarimi, '\n7.3 Anayatak Muyluları mukavemet kontrolleri\n');
2446      %d_aym=(0.63-0.77)*D; %mm
2447 -    d_aym=0.75*D;
2448 -    fprintf(fid_motor_tasarimi, '\t\tAnayatak muylusu çapı d_ay= %0.2f mm\n', d_aym);
2449
2450      %7.4 Krank Kolları mukavemet kontrolleri
2451 -    fprintf(fid_motor_tasarimi, '\n7.4 Krank Kolları mukavemet kontrolleri\n');
2452      %B kr k qen=(0.90-1.2)*D;

```

Şekil 29. ADM için krank milinin MATLAB programının bir kısmı

## 5. SUPAP ve KUMANDA MEKANİZMALARI TASARIMI

Supaplar, motorun üst kapak kısmında bulunan pistonun hareketlerine göre gerekli zamanlarda açılıp kapanan, emme zamanında silindir içine taze dolgu emilmesini sağlayan, egzoz zamanında artık gazların silindir dışına çıkarılmasını sağlayan hareketli parçalardır. Supaplar hareketlerini kam milinden alırlar. Kam mili ise hareketini krank milinden zincir-dişli donanımıyla alır ve 4-stroklı motorlarda kam mili krank milinin yarı devrinde döner . Kam milinin üzerinde supaplara göre ayarlanmış kam profilleri bulunur. Kam mili döndükçe bu profiller supapları iterek supapların açılıp kapanmasını sağlarlar.

Egzoz supabı piston AÖN'ye gelmeden önce açılmaya başlar ve piston ÜÖN'yi biraz geçtikten sonra kapanır. Aynı şekilde emme supabı da piston ÜÖN'ye ulaşmadan önce açılmaya başlar ve piston AÖN'yi biraz geçtikten sonra kapanır. Böylece belli bir süre emme ve egzoz supapları aynı anda açık kalmış olur. Bu duruma supap bindirmesi denir. Supap bindirmesi boyunca silindir içine daha fazla taze dolgu emilir ve silindir dışına daha fazla artık gaz atılır.

Supap ve kumanda mekanizması kam mili, itecek, külbütör ve supap yaylarından oluşur. Bütün parçaların hesabı tek tek yapılacaktır.

### 5.1. Supap Hesabı

#### 5.1.1. Emme Kanalının ve Supap Boyutlarının Belirlenmesi

Supap kesit alanları hesabı yapılırken dolgu değişiminin rahat yapılabilmesi ve volümetrik verimin yüksek tutulması gereklilikleri göz önüne alınmalıdır.

Emme kanalı için gaz hızı;  $V_g = (50 \div 90)[m/s]$  aralığındadır.

Süreklilik denkleminde;

$$A_k V_g = A_p V_{p,m} \quad (5.1.1)$$

Buradan emme kanalı kesit alanı  $A_k$  çekilirse;

$$A_k = \frac{A_p V_{p,m}}{V_g} [\text{mm}^2] \quad (5.1.2)$$

Yarıca emme kanalı kesit alanı  $A_k$  başka bir formülle de hesaplanabilir.

$$A_k = \frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi \delta}{4} [\text{mm}^2] \quad (5.1.3)$$

$D_1$ : Emme kanalı çapı [mm]

$\delta$ : Emme supabı sapı kesit alanı [ $\text{mm}^2$ ]

$A_p$ : Piston tablası alanı [ $\text{mm}^2$ ]

4-zamanlı benzin motoru için 2 emme, 2 egzoz supabı bulunur.

Bir emme supabı için alan;

$$A_{k,2} = \frac{A_k}{2} [\text{mm}^2] \quad (5.1.4)$$

Emme supabı sap çapı;

$$\delta = (0.18 \div 0.23)D_1 [\text{mm}] \quad (5.1.5)$$

Supap sap çapı (5.1.3) formülünde yerine yazılırsa emme kanalı çapı  $D_1$  hesaplanabilir. Hesaplanan  $D_1$  çapı (5.1.5) formülünde yerine yazılırsa emme supabı sap çapı  $\delta$  hesaplanır. Hesaplanan  $\delta$  değeri yuvarlatılarak tam sayı alınır.

Emme supabı kalkma miktarı;

$$A_{k,2} = \pi (D_1 - h \cos\theta \sin\theta)h \sin\theta [\text{mm}^2]$$

$\theta = 30^\circ$  veya  $\theta = 45^\circ$  alınır. Bilinenler yerine yazılırsa ve denklem çözülürse 2.dereceden bir polinom elde edilir.

$$\pi \sin^2\theta \cos\theta h^2 - \pi D_1 \sin\theta h + A_{k,2} = 0$$

Bu polinomun kökü  $h$ 'yi yani emme supabı kalkma miktarını verir. Bulunan  $h$  değeri en yakın üst tam sayıya yuvarlatılır.

Min. supap tablası çapı;

$$D = (0.95 \div 1)D_1 \text{ [mm]} \quad (5.1.6)$$

Max. supap tablası çapı;

$$D' = (1.06 \div 1.16)D_1 \text{ [mm]} \quad (5.1.7)$$

Supabın geometrisinden supap oturma yüzeyi genişliği;

$$D' = 2 b \cos \theta + D \text{ [mm]} \quad (5.1.8)$$

$$b = \frac{D' - D}{2 \cos \theta} \text{ [mm]} \quad (5.1.9)$$

$b = (0.1 \div 0.12)D_1$  aralığındadır.

$$h_2 = b \sin \theta \text{ [mm]} \quad (5.1.10)$$

$$h_2 = h_2 + 1.25 \text{ [mm]} \quad (5.1.11)$$

Yuva çapı;

$$D_2 = (1.20 \div 1.26)D_1 \text{ [mm]} \quad (5.1.12)$$

$$h_s = \frac{D_2 - D_1}{2 \cot \theta} \text{ [mm]} \quad (5.1.13)$$

Toplam tabla kalınlığı kontrolü;

$$\rho' \geq 0.5 D' \sqrt{\frac{P_z}{\sigma}} \text{ [mm]} \quad (5.1.14)$$

Alaşımli çelik için  $\sigma_{em} = 120$  [MPa] alınabilir.

Eğer  $h_1 + h_2 \geq \rho'$  ise seçilen değerler emniyetlidir.

Supap Sapı Kontrolü;

$$\sigma_b = \frac{F}{A} = \frac{\pi D'^2 P_r / 4}{\pi \delta^2 / 4} \leq 2 \text{ kg/mm}^2 \quad (5.1.15)$$

Buradan supap sapı çekilirse,

$$\delta \geq \sqrt{\frac{D'^2 P_r}{2}} \text{ [mm]} \quad (5.1.16)$$

Supap sapı bir üst tamsayıya yuvarlanır.

### 5.1.2. Egzoz Kanalının ve Supap Boyutlarının Belirlenmesi

Emme kanalı için gaz hızı;  $V_g = (70 \div 120)$  [m/s] aralığındadır.

Süreklilik denkleminde;

$$A_k V_g = A_p V_{p,m} \quad (5.1.17)$$

Buradan emme kanalı kesit alanı  $A_k$  çekilirse;

$$A_k = \frac{A_p V_{p,m}}{V_g} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.1.18)$$

Yarıca emme kanalı kesit alanı  $A_k$  başka bir formülle de hesaplanabilir.

$$A_k = \frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi \delta^2}{4} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.1.19)$$

$D_1$ : Emme kanalı çapı [mm]

$\delta$ : Emme supabı sapı kesit alanı [mm<sup>2</sup>]

$A_p$ : Piston tablası alanı [mm<sup>2</sup>]

4-zamanlı benzin motoru için 2 emme, 2 egzoz supabı bulunur.

Bir emme supabı için alan;

$$A_{k,2} = \frac{A_k}{2} [\text{mm}^2] \quad (5.1.20)$$

Emme supabı sap çapı;

$$\delta = (0.22 \div 0.28)D_1 [\text{mm}] \quad (5.1.21)$$

Supap sap çapı (5.1.19) formülünde yerine yazılırsa emme kanalı çapı  $D_1$  hesaplanabilir. Hesaplanan  $D_1$  çapı (5.1.21) formülünde yerine yazılırsa emme supabı sap çapı  $\delta$  hesaplanır. Hesaplanan  $\delta$  değeri yuvarlatılarak tam sayı alınır.

Emme supabı kalkma miktarı;

$$A_{k,2} = \pi (D_1 - h \cos\theta \sin\theta)h \sin\theta [\text{mm}^2] \quad (5.1.22)$$

$\theta = 30^\circ$  veya  $\theta = 45^\circ$  alınır. Bilinenler yerine yazılırsa ve denklem çözümlerse 2.dereceden bir polinom elde edilir.

$$\pi \sin^2\theta \cos\theta h^2 - \pi D_1 \sin\theta h + A_{k,2} = 0$$

Bu polinomun kökü  $h$ 'yi yani emme supabı kalkma miktarını verir. Bulunan  $h$  değeri en yakın üst tam sayıya yuvarlatılır.

Min. supap tablası çapı;

$$D = (0.95 \div 1)D_1 [\text{mm}] \quad (5.1.23)$$

Max. supap tablası çapı;

$$D' = (1.06 \div 1.16)D_1 [\text{mm}] \quad (5.1.24)$$

Supabın geometrisinden supap oturma yüzeyi genişliği;

$$D' = 2 b \cos\theta + D [\text{mm}] \quad (5.1.25)$$

$$b = \frac{D' - D}{2 \cos\theta} [\text{mm}] \quad (5.1.26)$$

$b = (0.1 \div 0.12) D_1$  aralığındadır.

$$h_2 = b \sin\theta \text{ [mm]} \quad (5.1.27)$$

$$h_2 = h_2 + 0.5 \text{ [mm]} \quad (5.1.28)$$

Yuva çapı;

$$D_2 = (1.20 \div 1.26)D_1 \text{ [mm]} \quad (5.1.29)$$

$$h_s = \frac{D_2 - D_1}{2 \cot\theta} \text{ [mm]} \quad (5.1.30)$$

Toplam tabla kalınlığı kontrolü;

$$\rho' \geq 0.5 D' \sqrt{\frac{P_z}{\sigma}} \text{ [mm]} \quad (5.1.31)$$

Alaşımlı çelik için  $\sigma_{em} = 120$  [MPa] alınabilir.

Eğer  $h_1 + h_2 \geq \rho'$  ise seçilen değerler emniyetlidir.

Supap Sapı Kontrolü;

$$\sigma_b = \frac{F}{A} = \frac{\pi D'^2 P_r / 4}{\pi \delta^2 / 4} \leq 2 \text{ kg/mm}^2 \quad (5.1.32)$$

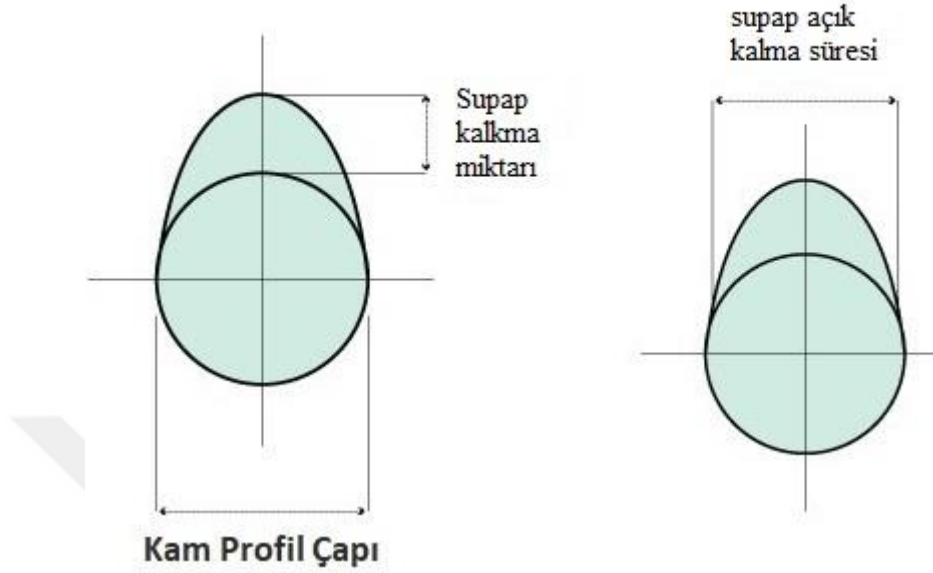
Buradan supap sapı çekilirse,

$$\delta \geq \sqrt{\frac{D'^2 P_r}{2}} \text{ [mm]} \quad (5.1.33)$$

Supap sapı bir üst tamsayıya yuvarlanır.



## 5.2. Kam Profiline Belirlenmesi



Şekil 30. Kam profili görünüşü

Kam profili tam yuvarlak olmayan asimetrik bir yapıya sahiptir. Çıkıntı kısmı iticiyi iter ve itici de supap hareketlerini belirler. Emme ve egzoz supaplarının açılma ve kapanma avansları kam milinin dönüşüne bağlıdır.

Emme açılma avansı:  $\alpha_1 = (10 \div 20)^\circ \text{KMA}$

Emme kapanma gecikmesi:  $\alpha_2 = (40 \div 60)^\circ \text{KMA}$

Egzoz açılma avansı:  $\alpha_3 = (45 \div 60)^\circ \text{KMA}$

Egzoz kapanma gecikmesi:  $\alpha_4 = (4 \div 15)^\circ \text{KMA}$

Krank mili açılma hızı;  $\omega_{\text{krank}} = \pi n/30 \text{ [rad/s]}$

Emme supabının açık kaldığı zaman;

$$\omega_{\text{krank}} t_{\text{emme}} = \frac{\pi}{180} (\alpha_1 + 180 + \alpha_2) \quad (5.2.1)$$

$$t_{\text{emme}} = \frac{1}{6n} (\alpha_1 + 180 + \alpha_2) \text{ [s]} \quad (5.2.2)$$

Emme kam açısı;

$$2\varphi_{emme} = \frac{(\alpha_1 + 180 + \alpha_2)}{2} \text{ } ^\circ\text{KMA} \quad (5.2.3)$$

Egzoz supabının açık kaldığı zaman;

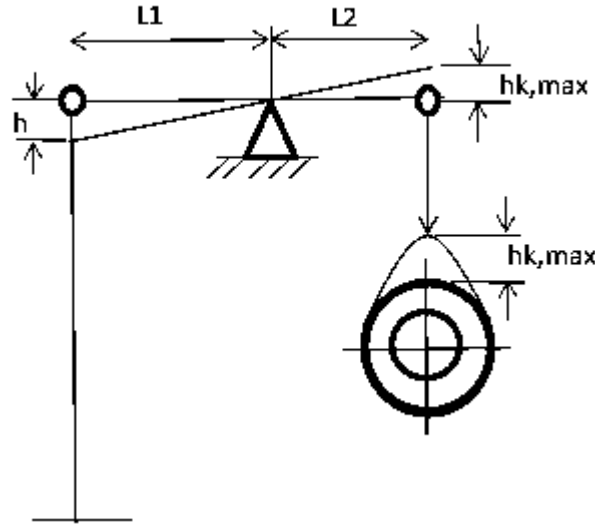
$$\omega_{krank} t_{egzoz} = \frac{\pi}{180} (\alpha_3 + 180 + \alpha_4) \quad (5.2.4)$$

$$t_{egzoz} = \frac{1}{6n} (\alpha_3 + 180 + \alpha_4) \text{ [s]} \quad (5.2.5)$$

Egzoz kam açısı;

$$2\varphi_{egzoz} = \frac{(\alpha_3 + 180 + \alpha_4)}{2} \quad (5.2.6)$$

### 5.2.1. Emme Kam Profilinin Belirlenmesi



Şekil 31. Emme kam profili

$$\frac{L_2}{L_1} = \frac{h_k}{h} = \frac{h_{k,max}}{h} = \frac{\Delta s_k}{\Delta s} = (0.5 \div 0.96) \quad (5.2.7)$$

Kam tarafındaki kalkma miktarı;

$$h_{k,max} = (0.5 \div 0.96)h \text{ [mm]} \quad (5.2.8)$$

Külbütör ile supap sapı arasındaki boşluk;

$$s = (0.25 \div 0.35)[\text{mm}] \quad (5.2.9)$$

Kam mili çapı;

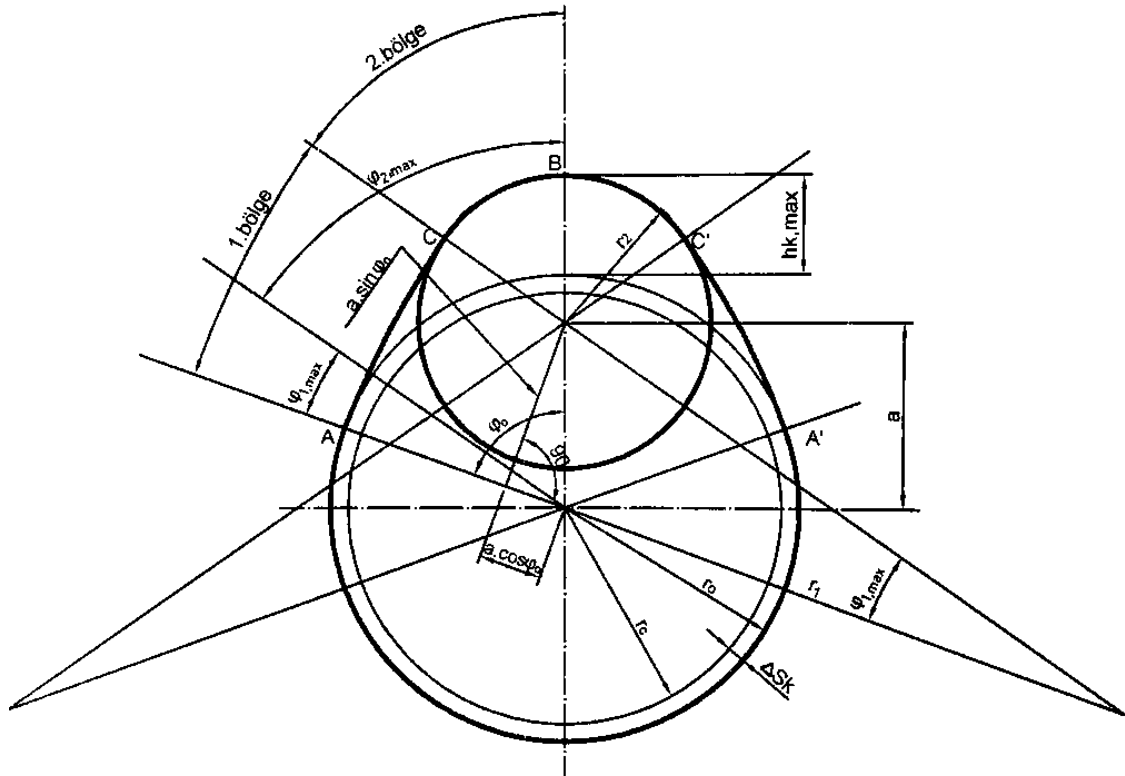
$$d_k = (0.25 \div 0.3)D \text{ [mm]} \quad (5.2.10)$$

Kam genişliği;

$$b_k = (0.15 \div 0.40)d_k \text{ [mm]} \quad (5.2.11)$$

Kam ile itecek arası boşluk;

$$s_k = (0.5 \div 0.96)s \text{ [mm]} \quad (5.2.12)$$



Şekil 32. Emme Kam Ölçüleri

Emme supabı kalkma miktarı  $h$  daha önce hesaplanmıştı.

$$h = h_{\text{sup,max}}$$

$$r_0 = (1.5 \div 2.5) h_{\text{sup,max}} \text{ [mm]} \quad (5.2.13)$$

Kam yarıçapı;

$$r_c = r_0 - s_k \text{ [mm]} \quad (5.2.14)$$

$$\varphi_0 = \frac{2\varphi_{\text{emme}}}{2} \text{ [mm]} \quad (5.2.15)$$

İlk hesaplar için  $r_2 = h$  kabul edilerek işlemler yapılır.

$$a = r_0 + h_{k,\text{max}} - r_2 \text{ [mm]} \quad (5.2.16)$$

$$r_1 = \frac{r_0^2 + a^2 - r_2^2 - 2 r_0 a \cos\varphi_0}{2(r_0 - r_2 - a \cos\varphi_0)} \text{ [mm]} \quad (5.2.17)$$

Kontrol için;

$$r_1 = (8 \div 20)h_k \text{ [mm]} \quad (5.2.18)$$

$$b = r_1 - r_0 - h_{k,\text{max}} \text{ [mm]} \quad (5.2.19)$$

$$r_2 = \frac{r_0 b - 0.5 h_k^2 - (r_1 - r_0)(r_0 + h_k)\cos\varphi_0}{b - (r_1 - r_0)\cos\varphi_0} \text{ [mm]} \quad (5.2.20)$$

Hesaplanan  $r_2$  değerini başlangıçta seçilen  $r_2$  değeriyle aynı ise hesaplanan değer uygundur demektir.

$$\sin\varphi_{1,\text{max}} = \frac{a \sin\varphi_0}{r_1 - r_2} \quad (5.2.21)$$

$$\varphi_{1,\max} = \arcsin\left(\frac{a \sin \varphi_0}{r_1 - r_2}\right) \quad (5.2.22)$$

$$\varphi_{2,\max} = \varphi - \varphi_{1,\max} \quad (5.2.23)$$

### 5.2.1.1. Emme Supabı Supap Kalkma Miktarının, Supap Hızının ve İvmesinin Hesabı

Kam mili krank milinin yarı devrinde döner. Bu nedenle  $n_{\text{kam}} = n/2$  (d/dk) olur.

$$\omega_{\text{kam}} = \frac{2 \pi n}{60} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad (5.2.24)$$

I. Bölge için;

Supap kalkma miktarı;

$$h_1 = (r_1 - r_0)(1 - \cos\varphi_1) \text{ [mm]} \quad (5.2.25)$$

Supap hızı;

$$v_1 = (r_1 - r_0) \omega_{\text{kam}} \sin\varphi_1 \text{ [m/s]} \quad (5.2.26)$$

Supap ivmesi;

$$a_1 = (r_1 - r_0) \omega_{\text{kam}}^2 \cos\varphi_1 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (5.2.27)$$

II. Bölge için;

Supap kalkma miktarı;

$$h_2 = a \cos\varphi_2 + r_2 - r_0 \text{ [mm]} \quad (5.2.28)$$

Supap hızı;

$$v_2 = -\omega_{\text{kam}} a \sin\varphi_2 \text{ [m/s]} \quad (5.2.29)$$

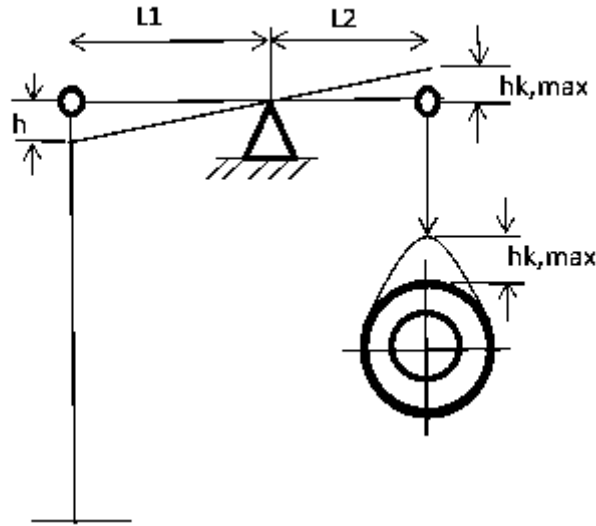
Supap ivmesi;

$$a_2 = -\omega_{\text{kam}}^2 a \cos\varphi_2 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (5.2.30)$$

$\varphi_1$  ve  $\varphi_2$  açılara dikkat edilmelidir.

$\varphi_1$  açısının işareti;                       $\varphi_2$  açısının işareti;  
 Supap açılırken (+)                      Supap açılırken (-)  
 Supap kapanırken (-)                      Supap kapanırken (+)  
 Hızın işareti;  
 supap açılırken (+)  
 Supap kapanırken (-)  
 İvmenin işareti;  
 supap açılırken I. Bölgede (+), II. Bölgede (-)  
 supap kapanırken I. Bölgede (-), II. Bölgede (+)

### 5.2.2. Egzoz Kam Profiline Belirlenmesi



Şekil 33. Egzoz kam profili

$$\frac{L_2}{L_1} = \frac{h_k}{h} = \frac{h_{k,\max}}{h} = \frac{\Delta S_k}{\Delta S} = (0.5 \div 0.96) \quad (5.2.31)$$

Kam tarafındaki kalkma miktarı;

$$h_{k,\max} = (0.5 \div 0.96)h \text{ [mm]} \quad (5.2.32)$$

Külbütör ile supap sapı arasındaki boşluk;

$$s = (0.35 \div 0.5)[\text{mm}] \quad (5.2.33)$$

Kam mili çapı;

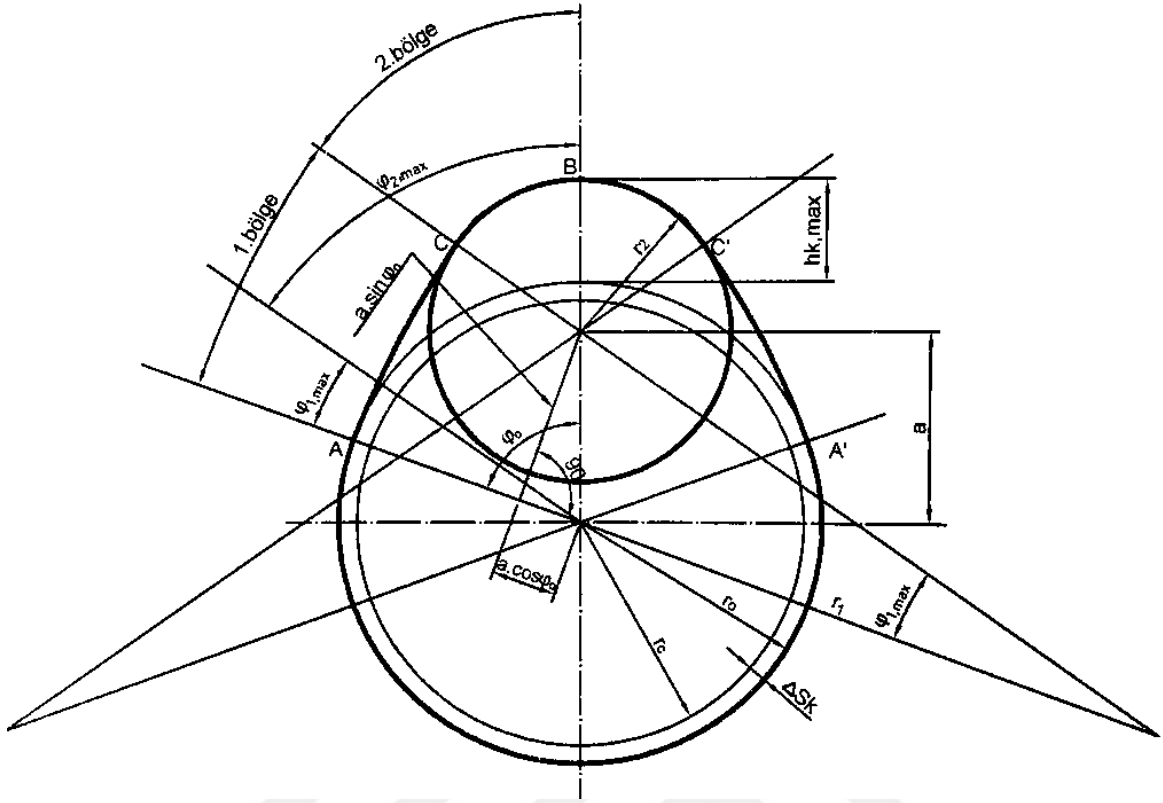
$$d_k = (0.25 \div 0.3)D \text{ [mm]} \quad (5.2.34)$$

Kam genişliği;

$$b_k = (0.15 \div 0.40)d_k \text{ [mm]} \quad (5.2.35)$$

Kam ile itecek arası boşluk;

$$s_k = (0.5 \div 0.96)s \text{ [mm]} \quad (5.2.36)$$



Şekil 34. Egzoz kam ölçüleri

Egzoz supabı kalkma miktarı  $h$  daha önce hesaplanmıştır.

$$h = h_{\text{sup,max}}$$

$$r_0 = (1.5 \div 2.5) h_{\text{sup,max}} \text{ [mm]} \quad (5.2.37)$$

Kam yarıçapı;

$$r_c = r_0 - s_k \text{ [mm]} \quad (5.2.38)$$

$$\varphi_0 = \frac{2\varphi_{\text{egzoz}}}{2} \text{ [mm]} \quad (5.2.39)$$

İlk hesaplar için  $r_2 = h$  kabul edilerek işlemler yapılır.

$$a = r_0 + h_{k,\text{max}} - r_2 \text{ [mm]} \quad (5.2.40)$$



$$r_1 = \frac{r_0^2 + a^2 - r_2^2 - 2 r_0 a \cos\varphi_0}{2(r_0 - r_2 - a \cos\varphi_0)} \text{ [mm]} \quad (5.2.41)$$

Kontrol için;

$$r_1 = (8 \div 20)h_k \text{ [mm]} \quad (5.2.42)$$

Hesaplanan  $r_1$  değeri (5.2.42) formülündeki aralıkta çıkarsa değer uygun demektir.

$$b = r_1 - r_0 - h_{k,\max} \text{ [mm]} \quad (5.2.43)$$

$$r_2 = \frac{r_0 b - 0.5 h_k^2 - (r_1 - r_0)(r_0 + h_k)\cos\varphi_0}{b - (r_1 - r_0)\cos\varphi_0} \text{ [mm]} \quad (5.2.44)$$

Hesaplanan  $r_2$  değerini başlangıçta seçilen  $r_2$  değeriyle aynı ise hesaplanan değer uygundur demektir.

$$\sin\varphi_{1,\max} = \frac{a \sin \varphi_0}{r_1 - r_2} \quad (5.2.45)$$

$$\varphi_{1,\max} = \arcsin\left(\frac{a \sin \varphi_0}{r_1 - r_2}\right) \quad (5.2.46)$$

Burada seçilen değilen hesaplanan r değerleri kullanılır.

$$\varphi_{2,\max} = \varphi - \varphi_{1,\max} \quad (5.2.47)$$

### 5.2.2.1. Egzoz Supabı Supap Kalkma Miktarının, Supap Hızının ve İvmesinin Hesabı

Kam mili krank milinin yarı devrinde döner. Bu nedenle  $n_{\text{kam}} = n/2$  [d/dk] olur.

$$\omega_{\text{kam}} = \frac{2 \pi n}{60} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad (5.2.48)$$

I. Bölge için;

Supap kalkma miktarı;

$$h_1 = (r_1 - r_0)(1 - \cos\varphi_1) \text{ [mm]} \quad (5.2.49)$$

Supap hızı;

$$v_1 = (r_1 - r_0) \omega_{\text{kam}} \sin\varphi_1 \text{ [m/s]} \quad (5.2.50)$$

Supap ivmesi;

$$a_1 = (r_1 - r_0) \omega_{\text{kam}}^2 \cos\varphi_1 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (5.2.51)$$

II. Bölge için;

Supap kalkma miktarı;

$$h_2 = a \cos\varphi_2 + r_2 - r_0 \text{ [mm]} \quad (5.2.52)$$

Supap hızı;

$$v_2 = -\omega_{\text{kam}} a \sin\varphi_2 \text{ [m/s]} \quad (5.2.53)$$

Supap ivmesi;

$$a_2 = -\omega_{\text{kam}}^2 a \cos\varphi_2 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (5.2.54)$$

$\varphi_1$  ve  $\varphi_2$  açılarının işaretlerine dikkat edilmelidir.

$\varphi_1$  açısının işareti;

$\varphi_2$  açısının işareti;

Supap açılırken (+)

Supap açılırken (-)

Supap kapanırken (-)

Supap kapanırken (+)

Hızın işareti;

supap açılırken (+)

Supap kapanırken(-)

İvmenin işareti;

supap açılırken I. Bölgede (+), II. Bölgede (-)

supap kapanırken I. Bölgede (-), II. Bölgede (+)

Emme Supabının Hesaplanan Değerler Tablosu ve Grafikleri;

Seçilen değerlerle aşağıdaki tablo MATLAB yardımıyla oluşturulup excell dosyasına aktarılmıştır. Adım adım tablonun nasıl oluşturulduğu anlatılacaktır.

İlk olarak 1. Bölge  $\varphi_1$  değeri sıfırdan başlamak üzere 2.5 değer eklenerek  $\varphi_{1,max}$  değerine kadar yazılır. Daha sonra kam açısı  $\varphi$ 'nin ik değeri  $\varphi = (360 - |\alpha_1|/2)$  formülünden hesaplanır.  $\varphi_{1,max}$  değerinin bir önceki satırına kadar 2.5 eklenerek yazılır.  $\alpha$  değerinin ilk satırı ise emme supabı açılma avansı olarak seçilmiş değer (-) ile çarpımıdır. Daha sonra kam açısına eklenen değer 2 katı  $\alpha$  değerine eklenerek.  $\varphi_{1,max}$  değerinin bir önceki satırına kadar yazılır. 1. Bölge değerleri kullanarak  $h_k$ ,  $h$ ,  $v$  ve  $a$  değerleri hesaplanarak tablonun ilk kısmı tamamlanır.

$\varphi_{1,max}$ 'ın bittiği yerde II. bölge  $\varphi_{2,max}$  değeri başlar. II. bölge hesapları tablonun ortasından  $\varphi_2 = 0$  olduğu noktadan başlar.  $\varphi_2 = 0$ 'dan 5'er adımla artarak geri gelir ve  $\varphi_{2,max}$  değerine yaklaştığında beşin katı en yakın tam sayıya kadar ilerler.  $\varphi_2 = 0$  olduğu noktada krank mili açısı  $\alpha = (-4 + 2\varphi_{emme})$  olur. Kam açısı  $\varphi$  ise  $\varphi = (\alpha/2)$  olur.  $\varphi_2$  değeri 5°'lik açılarla geriye doğru artarak devam ederken kam açısı  $\varphi$  5°'lik açılarla azalarak geriye doğru gelir ve krank açısı  $\alpha$  ise 10°'lik açılarla azalarak geriye doğru gelir ve  $\varphi_{2,max}$  değerinde durur.  $\varphi_2$  değeriyle  $h_k$ ,  $h$ ,  $v$  ve  $a$  değerleri hesaplanır ve böylece tablonun yarısı tamamlanmış olur. Tablonun kalan kısmı ise  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $h_k$ ,  $h$ ,  $v$  ve  $a$  değerleri için simetriktir.  $\alpha$  değeri 10°'lik açılarla ve  $\varphi$  değeri 5°'lik açılarla artarak  $\varphi_{1,max}$ 'ın bir önceki satırına kadar ilerler. Daha sonra tablonun sonundan başlanır ve  $\alpha$ 'nın max. değeri hesaplanır.  $\alpha$  için;  $\alpha_1 + 180 + \alpha_2 = |\alpha_2| + \text{son açı değeri}$  formülünden  $\alpha$ 'nın son açı değeri bulunur. Kam açısı da bu  $\alpha$  değerlerinin yarısıdır. Yani  $\varphi = \alpha/2$ 'dir.  $\alpha$  değerleri  $\varphi_1$  açısının artış miktarının 2 katı,  $\varphi$  değerleri ise  $\varphi_1$  açısının artış miktarının değerinde azalış gösterirler.

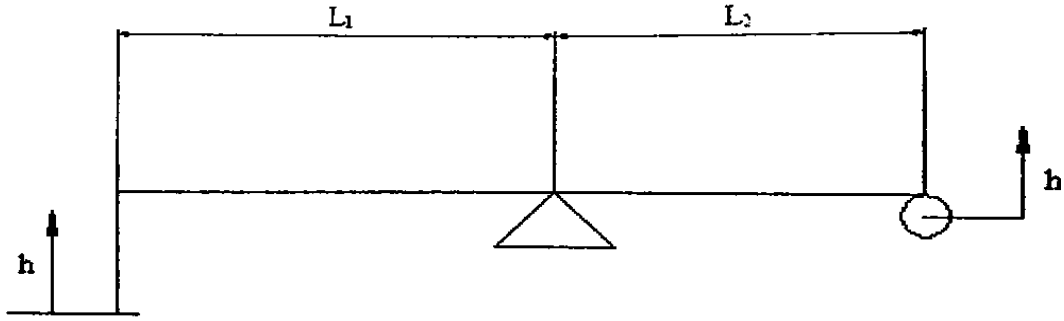
Egzoz Supabının Hesaplanan Değerler Tablosu ve Grafikleri;

Egzoz tablosunu hazırlarken 1. Bölgeden başlanır.  $\varphi_1$  açısı 0°'den başlayarak 5°'lik artışla  $\varphi_{1,max}$ 'a kadar ilerler.  $\alpha = (360 + 90 + \alpha_3)$  değerinden başlar ve  $\varphi_{1,max}$  'ın bir önceki değerine kadar 10°'lik artışla ilerler. Kam açısı  $\varphi = (\alpha/2)^\circ$ 'dir.  $\varphi_{1,max}$  değerinin olduğu satırda  $\varphi_{2,max}$  değerleri başlar.  $\varphi_2$  değerleri  $\varphi_{2,max}$  'a en yakın 5 sayısının tam katı

olan sayıyla devam eder ve  $5^\circ$ 'lik açılarla azalış gösterir. Sıfır sayısına vardığında tablonun yarısı tamamlanmış olur ve  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $h_k$ ,  $h$ ,  $v$  ve  $a$  değerleri için tablonun simetri merkezi  $\varphi_2$ 'nin 0 olduğu açıdır. Krank ve kam açıları sürekli bir artış gösterir ve  $10^\circ$ 'lik açılarla artmaya devam eder. Krank ve kam açıları  $\varphi_{1,max}$  'a ulaştığında tablonun en alt kısmına geçilir. Krank açısının maksimum olduğu değer ( $\alpha_{max} = 720 + \alpha_4$ ) olduğu değeridir. Bu değerden sonra  $\alpha$   $10^\circ$ 'lik açılarla azalmaya başlar ve  $\varphi_{1,max}$ 'in bir önceki satırında durur.  $\varphi_{1,max}$  değerinden bir önceki satırın değerini çıkarıp bulduğumuz fark  $\alpha$ 'ya eklenir ve böylece tablo tamamlanmış olur.

### 5.3. Supap Yayları Hesabı

Supap yayları kam milinin açtığı supapların eski konumuna dönmesini sağlayan elemanlardır. Yani supaplar, supap yayı vasıtasıyla yuvalarına oturmuş olur. Supap yayları yüksek ve değişken basınç ve sıcaklıklar altında çalışırlar. Supaplar yay çeliklerinden helezon yapıda üretilirler. Yay kuvveti kamdan gelen negatif ivmeleri, sürtünme ve gaz kuvvetlerini karşılamalıdır.



Şekil 35. Supap yayları indirgenmiş diyagramı

$$\frac{L_2}{L_1} = (0.5 \div 0.96) \text{ [mm] aralığında bir değer seçilir.}$$

Supap hacimleri;

L: supap boyu [mm]

$$V_{\text{supap}} = \frac{\pi D'^2}{4} (h_1 + h_2) + \pi \frac{s^2}{4} L \text{ [mm}^3\text{]} \quad (5.3.1)$$

Tabla üzerindeki A hacmini de hesaba katmak için supap hacimleri 1.05 ile çarpılırlar.

$$V_{\text{supap,gerçek}} = V_{\text{supap}} 1.05 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (5.3.2)$$

Supap yoğunluğu olarak  $\rho = 7870 \text{ kg/m}^3$  alınabilir.

Supap kütleleri;

$$m_{\text{supap}} = V_{\text{supap,gerçek}} \rho \text{ [kg]} \quad (5.3.3)$$

Külbütör supapların uç kısımlarının bulunduğu yerdir. Bu bölümde supap yayları ve külbütör milleri bulunur. Külbütörün kütlesi;

$m_{\text{külbütör}}$  çok küçük bir değer alınabilir.

Külbütörün kütleli atalet momenti;

$$I_2 = m_{\text{külbütör}} \frac{(L_1 + L_2)^2}{12} \text{ [kgm}^3\text{]} \quad (5.3.4)$$

Supaba gelen maksimum kuvvet;

$$P_{\text{max}} = a_{\text{max}} \left( \frac{I_2}{L_2^2} + m_{\text{supap}} \frac{L_1}{L_2} \right) \text{ [N]} \quad (5.3.5)$$

Burada  $a_{\text{max}}$  değeri hesaplanan Tablo.2'den alınır.

Yay kuvvetinin atalet kuvveti ve sürtünme kuvvetini karşılaması gerekir.

$$P_{\text{yay}} \geq P_{\text{max}} \frac{L_2}{L_1} + P_{\text{sürtünme}} \text{ [N]} \quad (5.3.6)$$

Sürtünme kuvvetini tam doğru olarak belirlemek mümkün değildir.

$P_{\text{sürtünme}} = 5 \text{ N}$  alınabilir.

Yaya verilen ön yükleme;

$$P_{\text{ön}} = A_{\text{emme}} (P_r - P_a)[N] = \frac{\pi D'^2}{4} (P_r - P_a)[N] \quad (5.3.7)$$

$(P_r - P_a) = (0.05 \div 0.07)[N]$  aralığında bir değer alınır.

Bulunan bu ön gerilme değeri yayın biraz daha kısaldığını göstermektedir. Supap açıldığında yay h kadar daha kısaldığı varsayılırsa;

h değeri 5.2.1. bölümünde hesaplanan supap kalkma miktarıdır.

Yay kanununa göre;

$$\frac{P_{\text{max}}}{P_{\text{ön}}} = \frac{P_{\text{yay}}}{P_{\text{ön}}} = \frac{f_{\text{max}}}{f_{\text{max}} - h} = (1.3 \div 2.3) \quad (5.3.8)$$

Formülünden  $f_{\text{max}}$  değeri hesaplanır. Burada  $f_{\text{max}}$ , supap azami açıkken yayın kısılma miktarıdır.

Ortalama yay çapı;

$$D_{\text{yay}} = (0.6 \div 0.7)D'[\text{mm}] \quad (5.3.9)$$

Yay malzemesinin emniyet gerilmesi  $\tau_{\text{em}} = 450[\text{MPa}]$

Yay teli yarıçapı;

$$d_{\text{tel}} = \sqrt[3]{\frac{8 P_{\text{max}} D_{\text{yay}}}{\pi \tau_{\text{em}}}} [\text{mm}] \quad (5.3.10)$$

$$c = \frac{D_{\text{yay}}}{d_{\text{tel}}} \quad (5.3.11)$$

Yay katsayısı K;

$$K = \frac{c - 1}{c - 4} + \frac{0.615}{c} \quad (5.3.12)$$

$$P_{\max} = \frac{\pi d_{\text{tel}}^3 \tau_{\max}}{8 D_{\text{yay}} K} \text{ [N]} \quad (5.3.13)$$

Maksimum gerilme;

$$\tau_{\max} = \frac{P_{\max} 8 D_{\text{yay}} K}{\pi d_{\text{tel}}^3} \text{ [MPa]} \quad (5.3.14)$$

$\tau_{\max} \leq \tau_{\text{em}}$  ise sonuç uygundur. Değilse seçilen değerler değiştirilip tekrar hesap yapılmalıdır.

Sarım sayısı için;

$$i \cong \frac{f_{\max} d_{\text{tel}} E}{\pi D_{\text{yay}}^2 \tau_{\max}} \quad (5.3.15)$$

$$E = 8 \cdot 10^5 \text{ [MPa]}$$

Çıkan sonuca göre  $i$  değeri bir üst tamsayıya yuvarlanarak alınır.

Sıkışmaya aktif olarak katılmayan sarım sayısı;  $i^n = (1 \div 2)$  aralığında seçilir.

Serbest durumdaki yayların uzunluğu;

$$H = (d_{\text{tel}} + \Delta)i + f_{\max} + i^n d_{\text{tel}} \text{ [mm]} \quad (5.3.16)$$

Supaplar tam açıkken ki yay uzunluğu;

$$L_{\min} = i_t d_{\text{tel}} + i_s \Delta_{\min} \text{ [mm]} \quad (5.3.17)$$

$i_t$ : Toplam sarım sayısı

$i_s$ : Sarım sayısı

$\Delta_{\min}$ : Sıkışmış durumdaki yaylar arasındaki boşluk

$$\Delta_{\min} = (0.2 \div 0.55) \text{ [mm]}$$

Supaplar kapalı durumdaki yay uzunluğu;

$$L = L_{\min} + h \text{ [mm]} \quad (5.3.18)$$

Yayların doğal frekansı;

$$\omega_n = \left( \frac{21.7 \cdot 10^6 \cdot d_{tel}}{i_s \cdot D_{yay}^2} \right) / 60 \text{ [rad/s]} \quad (5.3.19)$$

Eğer  $\omega_{kam} \neq \omega_n$  ise hesaplar emniyetlidir.

```

asiri_doldurma.m x +
2822 %8.SUPAP ve KUMANDA MEKANİZMALARI TASARIMI
2823 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n\n8.SUPAP ve KUMANDA MEKANİZMALARI TASARIMI\n\n');
2824 %önceden hesaplanan termik ve dinamik hesaplardan bilgiler alınır.
2825
2826 %8.1. Supap Hesabı
2827 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n8.1.Supap Hesabı\n\n');
2828 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tVg gazlarının emme kanalındaki geçiş hızı olmak üzere;\n');
2829 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tEmme Supabı için: Vg=(50-90)m/s\n');
2830 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tEgzoz supabı için Vg=(70-120) m/s değerleri arasındadır.\n');
2831 - Vg_emme=90; %m/s alınmıştır.
2832 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tEmme supabı için Vg_emme= %0.0f m/s\n',Vg_emme);
2833 - Vg_egzoz=120; %m/s alınmıştır.
2834 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tEgzoz supabı için Vg_emme=%0.0f m/s\n',Vg_egzoz);
2835 - A_p=pi*D^2*10^-6/4; %m^2
2836 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tPiston tablası alanı A_p=%0.6f m/s\n',A_p);
2837 - Vpm=H_son*10^-3*n/30;
2838 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tOrtalama Piston hızı Vpm=%0.2f m/s\n',Vpm);
2839 %Süreklilik denkleminde
2840 %A_k*Vg_emme=A_p*Vpm
2841
2842 %8.1.1 Emme Supabı Boyutları ve Kalkma Miktarı
2843 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\n8.1.1 Emme Supabı Boyutları ve Kalkma Miktarı\n\n');
2844 - A_k_emme=A_p*Vpm/Vg_emme; %m^2 emme kanalı kesit alanı
2845 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tEmme kanalı kesit alanı A_k_emme=%0.6f m/s\n',A_k_emme);
2846 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tÇift emme ve çift egzoz supabı kullanıldı ve\n');
<

```

Şekil 36. ADM için supap ve kontrol mekanizması MATLAB programının bir kısmı



## 6. MOTOR DONANIMLARI TASARIMI

### 6.1. Soğutma Donanımı

Motor soğutma sisteminin görevi motorun aşırı ısınmasını önlemek ve motorun en verimli ısıda çalışmasını sağlamaktır. Motor çalışırken ortaya çıkan ısının bir miktarını silindirler, pistonlar ve silindir kafası absorbe eder. Motor soğutması düzgün yapılmadığı takdirde motor aşırı ısınır, hareketli parçalar arasındaki yağ filmi yanar, yağ tabakası özelliğini kaybeder ve bu nedenle parçalar mekanik özelliklerini kaybederek motoru hasara uğrattırır. Ayrıca motor soğutması yeterli olmazsa parçalar aşırı ısınmadan dolayı aşırı genleşme gösterir ve hareketli parçalar arasındaki yağ boşluğu kapanır ve kuru sürtünme oluşarak parçalar birbirine kaynar. Motorun tamamen soğutulması bu olumsuzlukların çözümü olmaz çünkü motorun en verimli şekilde çalışabilmesi için belli bir çalışma sıcaklığına ihtiyacı vardır. Bu nedenle motor en verimli çalışma sıcaklığı aralığına gelmeden soğutma sistemi devreye girmez.

Geçme kovanlarının çeper kalınlığı;

$$s = \sqrt{\frac{P_{me} D \lambda}{q E \alpha}} \text{ [mm]} \quad (6.1.1)$$

q: Isı iletim miktarı [W/m<sup>2</sup>]

$$q = \frac{\beta_s b_e N_e H_u}{\pi D H} \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (6.1.2)$$

$\beta_s$ : Yakıt ısıtma değeri oranı,  $\beta_s = 0.16$  alınabilir.

Al için özellikler;

$\alpha = 2.47 \cdot 10^{-5}$  [1/°C] : Isı genleşme katsayısı

$E = 0.66 \cdot 10^5$  [MPa]: Elastisite Modülü

$\lambda = 202$  [W/mK]: Isı İletim Katsayısı

Değerler yerine yazılarak et kalınlığı bulunur. Et kalınlığını kontrol etmek için ise;

$$s_{\text{kontrol}} \geq \frac{P_z D}{2 \sigma_{\text{em}}} \quad (6.1.3)$$

$\sigma_{\text{em}} = 1015 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$  alınabilir.

Eğer  $s > s_{\text{kontrol}}$  çıkarsa emniyetli demektir.

Çekme gerilmesi;

$$\sigma_{\zeta} = \frac{P_{\text{me}} D}{2 \sigma_{\text{em}}} \text{ [MPa]} \quad (6.1.4)$$

Termik gerilme;

$$\sigma_t = \frac{q s E \alpha}{2 \lambda} \text{ [MPa]} \quad (6.1.5)$$

Toplam gerilme emniyet gerilmesinden küçük çıkmalıdır.

$$\sigma_{\zeta} + \sigma_t \leq \sigma_{\text{em}}$$

## 6.2. Yağlama Donanımı

Yağlama yağı motorun ömrüne ve çalışma performansına etki eden en önemli faktörlerden biridir. Yağlama yağı birbiriyle eş çalışan hareketli elemanların birbirlerine sürtünmesi ve kaynamasını engeller, parçaların rahat hareket etmesini sağlar, bütün motor parçalarını temizler ve motoru belli bir ısıda tutar. Motor yağı bütün sistemi dolaştığı için akıcılığı az olmamalıdır.

Yanma sonucu ortaya çıkan aşırı ısı egzoz gazları ve soğutma sistemi yardımıyla silindirden uzaklaştırılır. Yağlama yağı da bu ısının sistemden uzaklaştırılması için katkıda bulunur. Yağların ayrıca sızdırmazlık özelliği de vardır. Silindir ve piston arasında oluşan yağ filmi, gazların kartere geçmesini engeller.

Karterdeki yağ motora yağ pompası vasıtasıyla gönderilir. Yağ pompaları genellikle düz dişli pompalardır. Eğer motor devri 3000 d/dk'den fazla devir sayısında çalışıyorsa düz dişli yerine helisel dişli de kullanılabilir. Bu dişli pompanın içinde iki adet dişli çark bulunur. Bunlardan biri döndüren diğeri dönen dişlidir.

Düz dişli pompanın hesapları;

Pompanın sağlaması gereken ortalama debi;

$$Q = \lambda n \frac{\pi}{4} (D_k^2 - D_f^2) h \text{ [L/dk]} \quad (6.2.1)$$

$D_k$ : Diş üstü çapı [mm]

$D_f$ : Diş dibi çapı [mm]

$$Q = \frac{e \pi d h n_p \eta 60}{10^6} \text{ [L/h]} \quad (6.2.2)$$

Diş genişliği;

$$h = (1.0 \div 1.5) d \text{ [mm]} \quad (6.2.3)$$

Buradan dişli pompanın yuvarlanma daire çapı;

$$d = \sqrt{\frac{Q 10^6}{1.2 e \pi n_p \eta 60}} \text{ [mm]} \quad (6.2.4)$$

$Q$ : Ortalama debi=20 L/BGh alınabilir.

$$Q = 20 \frac{L}{BGh} 130 BG = 26 \text{ L/dk}$$

$m$ : modül,  $m=(3 \div 5)$  arasındadır.

Diş yüksekliği;

$$e = 2.2 m \text{ [mm]} \quad (6.2.5)$$

Pompa devir sayısı;

$$n_p = \frac{n}{1.5} \text{ (d/dk)} \quad (6.2.6)$$

Pompa genel verimi;

$\eta = (0.65 \div 0.80)$  arasındadır.

Pompa mekanik verimi;

$\eta_m = (0.8 \div 0.9)$

Çevresel hız;

$$V_\zeta = \frac{\pi d n_p}{60} \text{ [m/s]} \quad (6.2.7)$$

$V_\zeta < 10$  [m/s] ise sonuç emniyetlidir.

Pompanın diş sayısı;

$$N = \frac{d}{m} \quad (6.2.8)$$

$7 < N < 12$  aralığındadır.

$D_1$ : Diş üstü çapı

$$D_1 = (N + 2)m \text{ [mm]} \quad (6.2.9)$$

$D_i$ : Diş dibi çapı

$$D_i = (N - 2)m \text{ [mm]} \quad (6.2.10)$$

Emme kanalından basma kanalına taşınacak sıvı hacmi

$$\Delta V = \frac{\pi (D_1^2 - D_2^2)}{4} h \text{ [mm}^3\text{]} \quad (6.2.11)$$

$$Q_{\text{ort}} = \frac{\Delta V n}{60} \text{ [mm}^3\text{/s]} \quad (6.2.12)$$

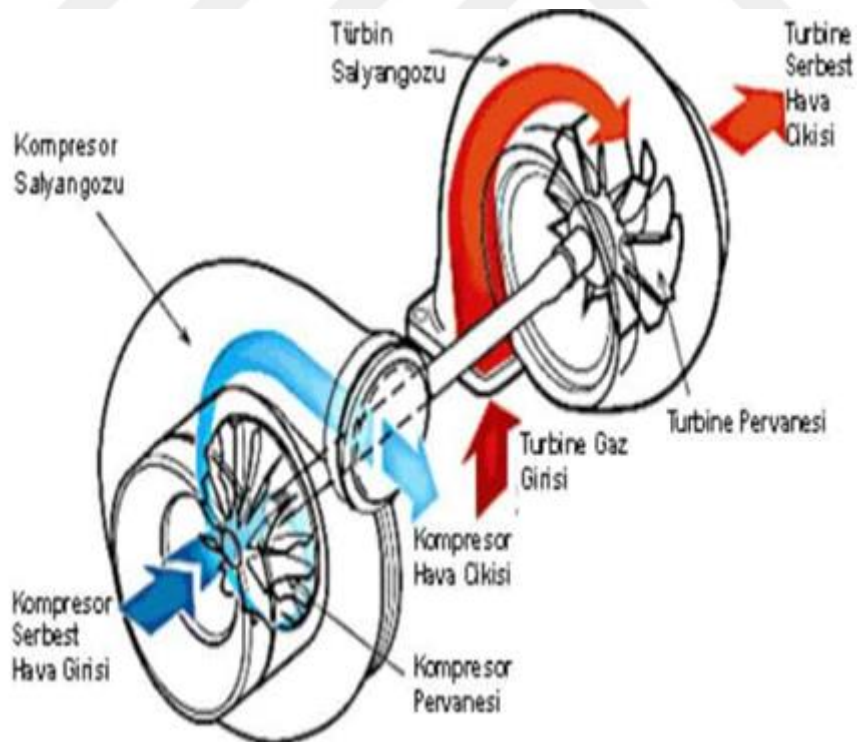
$\Delta V$ 'ler birbirine eşitlenip diş genişliği (h) çekilirse;

$$h = \frac{Q_{ort} 60^4}{n} \pi (D_1^2 - D_2^2) [\text{mm}] \quad (6.2.13)$$

Bulunan diş genişlikleri birbirine yakın çıkarsa emniyetli demektir.

### 6.3. Turboşarj Donanımı

Atmosferik motorların verimlerinin ve performanslarının düşük olması, yakıt tüketiminin, vergisinin, motor hacminin ve üretim maliyetlerinin yüksek olması tüketicinin isteklerine yetersiz kalması nedeniyle bilim insanların çalışması sonucu ‘turbo motorlar’ keşfedilmiştir. Turboşarj sisteminde birbirine mil ile bağlı türbin ve kompresör vardır. Egzozdan aldığı sıcak gazların etkisiyle dönen türbin mili döndürür ve böylece kompresör de döner. Döner kompresör havayı emer ve emdiği havanın basıncı ve sıcaklığını arttırarak intercooler’a gönderir. İntercooler’da soğuyan hava silindir içine gönderilir.



Şekil 37. Turboşarj Donanımı

Turboşarj sistemi yakıt tüketimi azaltır, motor daha sessiz çalışır, aynı silindir hacmine sahip olan motorlara göre daha fazla güç üretilir, egzoz gazı ile tahrik edildiği için verimi yüksek olur, düşük seviyede egzoz emisyonu oluşturur ve motor daha az yer kaplar. Dezavantajları ise gaz tepkisi yavaştır ve yüksek irtifalarda performansı düşer.

$$P=P_o PR DC PL \quad (6.3.1)$$

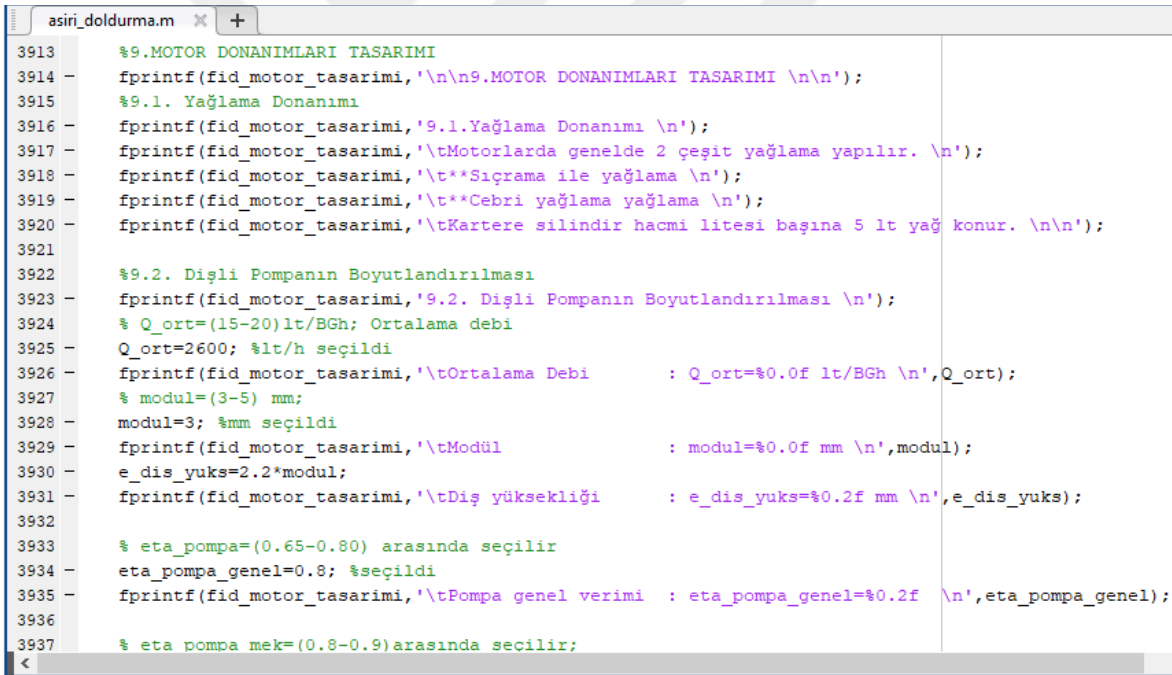
P: Turboşarj kullanımlı motor gücü [BG]

P<sub>o</sub>: Motorun orijinal gücü

PR: Basınç oranı (1.49 alınabilir)

DC: İntercooler kullanılmadığında 0.85, kullanıldığında ise 0.96 alınır.

PL: Aşırı besleme mekanizmasının motordan çaldığı güçtür. 0.05 civarındadır.



```

asiri_doldurma.m x +
3913 %9.MOTOR DONANIMLARI TASARIMI
3914 - fprintf(fid_motor_tasarimi, '\n\n9.MOTOR DONANIMLARI TASARIMI \n\n');
3915 %9.1. Yağlama Donanımı
3916 - fprintf(fid_motor_tasarimi, '9.1.Yağlama Donanımı \n');
3917 - fprintf(fid_motor_tasarimi, '\tMotorlarda genelde 2 çeşit yağlama yapılır. \n');
3918 - fprintf(fid_motor_tasarimi, '\t**Sıçrama ile yağlama \n');
3919 - fprintf(fid_motor_tasarimi, '\t**Cebri yağlama yağlama \n');
3920 - fprintf(fid_motor_tasarimi, '\tKartere silindir hacmi litesine başına 5 lt yağ konur. \n\n');
3921
3922 %9.2. Dişli Pompanın Boyutlandırılması
3923 - fprintf(fid_motor_tasarimi, '9.2. Dişli Pompanın Boyutlandırılması \n');
3924 % Q_ort=(15-20)lt/BGh; Ortalama debi
3925 - Q_ort=2600; %lt/h seçildi
3926 - fprintf(fid_motor_tasarimi, '\tOrtalama Debi : Q_ort=%0.0f lt/BGh \n', Q_ort);
3927 % modul=(3-5) mm;
3928 - modul=3; %mm seçildi
3929 - fprintf(fid_motor_tasarimi, '\tModül : modul=%0.0f mm \n', modul);
3930 - e_dis_yuks=2.2*modul;
3931 - fprintf(fid_motor_tasarimi, '\tDiş yüksekliği : e_dis_yuks=%0.2f mm \n', e_dis_yuks);
3932
3933 % eta_pompa=(0.65-0.80) arasında seçilir
3934 - eta_pompa_genel=0.8; %seçildi
3935 - fprintf(fid_motor_tasarimi, '\tPompa genel verimi : eta_pompa_genel=%0.2f \n', eta_pompa_genel);
3936
3937 % eta_pompa_mek=(0.8-0.9)arasında seçilir;

```

Şekil 38. ADM için motor donanımları tasarımı MATLAB programının bir kısmı

## 7. GÖVDE TASARIMI

Motor gövdesi bir çok motor parçasına yataklık eden, motor ağırlığının %5-10'unu oluşturan kısımdır. Gövde malzemesi seçilirken hafif olması, yüksek mukavemetli, termik gerilmelere karşı, yüksek sıcaklık ve titreşime karşı dayanıklı malzemeler kullanılmalıdır. Uzun yıllar motor gövdesi için dökme demir kullanılmıştır fakat ağırlığı nedeniyle yeni arayışlara girilmiştir. Günümüzde benzin motorlarında gövdenin ağırlığını azaltmak için ısı iletkenliğinin yüksek olması ve aşınma direncine karşı dayanıklı olması nedeniyle alüminyum alaşımları kullanılmaktadır.

### 7.1. Motor Gövdesi Et Kalınlığı

Benzin motorları gövdesi için alüminyum alaşımlı döküm malzemeleri kullanılır.

Al için özellikler;

$\alpha = 2.47 \cdot 10^{-5} [1/^\circ\text{C}]$ : Isı genleşme katsayısı

$E = 0.66 \cdot 10^5 [\text{MPa}]$ : Elastisite Modülü

$\lambda = 202 [\text{W/mK}]$ : Isı İletim Katsayısı

$\sigma_{\text{top,em}} = (90 \div 180) [\text{MPa}]$ : Toplam emniyet katsayısı

a. Gövde Et Kalınlığı

q: Isı iletim miktarı  $[\text{W/m}^2]$

$$q = \frac{\beta_s b_e N_e H_u}{\pi D H} [\text{W/m}^2] \quad (7.1.1)$$

$\beta_s$ : Yakıt ısıtma değeri oranı

Gövde et kalınlığı;

$$s = \sqrt{\frac{P_z D \lambda}{q \alpha E}} [\text{mm}] \quad (7.1.2)$$

$P_z$ : Yanma sonu basıncı [MPa]

D: Silindir çapı [mm]

b. Gaz Basıncından Oluşan Çekme Gerilmesi

$$\sigma_{\zeta} = \frac{P_z D}{2 s} \text{ [MPa]} \quad (7.1.3)$$

c. İç ve Dış Cidar Sıcaklık Farkından Kaynaklanan Isıl Gerilme

$$\sigma_t = \frac{q \alpha E s}{2 \lambda} \text{ [MPa]} \quad (7.1.4)$$

Toplam gerilme;

$$\sigma_{top} = \sigma_t + \sigma_{\zeta} \text{ [MPa]} \quad (7.1.5)$$

$\sigma_{top} = (90 \div 180)$  [MPa] aralığındadır.

## 7.2. Soğutma Kanalları Boyutlandırılması

Soğutma kanallarının boyutlarını belirleyebilmek için emme sonu sıcaklığı  $T_a$ , sıkıştırma sonu sıcaklığı  $T_c$ , yanma sonu sıcaklığı  $T_z$  ve genişleme sıcaklığı  $T_b$  değerleri kullanılacaktır.

Emme ve sıkıştırma sonu sıcaklıklarının ortalaması;

$$T_{1,ort} = \frac{T_a + T_c}{2} \text{ [K]} \quad (7.1.6)$$

Yanma ve sıkıştırma sonu sıcaklıklarının ortalaması;

$$T_{2,ort} = \frac{T_z + T_c}{2} \text{ [K]} \quad (7.1.7)$$



Yanma ve genişleme sonu sıcaklıklarının ortalaması;

$$T_{3,ort} = \frac{T_z + T_b}{2} \text{ [K]} \quad (7.1.8)$$

Genişleme ve sıkıştırma sonu sıcaklıklarının ortalaması;

$$T_{4,ort} = \frac{T_b + T_c}{2} \text{ [K]} \quad (7.1.9)$$

Toplam ortalama ;

$$T_{son,ort} = \frac{T_{1,ort} + T_{2,ort} + T_{3,ort} + T_{4,ort}}{4} \text{ [K]} \quad (7.1.10)$$

Strok hacmi;

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} H \text{ [mm}^3\text{]} \quad (7.1.11)$$

Sıkıştırma oranı  $\varepsilon$  toplam hacmin ölü hacme (yanma odası hacmine) oranıdır.

$V_a$ : Toplam hacim

$V_c$ : Ölü hacim

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} \quad (7.1.12)$$

Buradan ölü hacim  $V_c$  hesaplanır.

Soğutma suyu debisini hesaplamak için gerekli hacim;

$$V = V_c + \frac{V_h}{2} \text{ [m}^3\text{]} \quad (7.1.13)$$

$$Q = h \left( \frac{\pi D^2}{4} + \frac{4V}{D} \right) (T_{son,ort} - T_{gövde}) \quad (7.1.14)$$

Alüminyum alaşımı için h: ısı taşınım katsayısı,

$$h = 500 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

$T_{\text{gövde}} = 400 \text{ [K]}$  alınabilir.

Bu ısının tamamının suya geçtiği varsayılırsa;

$$\dot{m} = \frac{Q_{\text{su}}}{\rho C_s (t_{\text{ç}} - t_{\text{g}})} \text{ [L/dk]} \quad (7.1.15)$$

$(t_{\text{ç}} - t_{\text{g}}) = 20 \text{ [K]}$  alınabilir.

Kütleli debi;

$$\dot{m} = \rho V A \text{ [L/dk]} \quad (7.1.16)$$

Soğutma suyu hızı  $V=(5\div 10) \text{ [m/s]}$  aralığındadır.

Soğutma kanalı alanı;

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho V} \text{ [m}^2\text{]} \quad (7.1.17)$$

```

4065 %10.GÖVDE TASARIMI
4066
4067 %10.1. gövde Et Kalınlığı Hesabı
4068 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'10.1.Gövde Et Kalınlığı Hesabı \n');
4069 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tGövde malzemesi olarak Al seçildi. \n');
4070 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tAl için mekanik ve ısıl değerler şöyledir: \n');
4071 - alfa_al=2.47*10^-5; % (1/°C)
4072 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tIsıl genleşme katsayısı : alfa_al=%0.04f 1/°C\n',alfa_al);
4073 - E_em=0.66*10^5; %Mpa
4074 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tElastisite modülü : E_em=%0.02f MPa\n',E_em);
4075 - lamda_al= 202; %W/mK
4076 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\tIsı iletim katsayısı : lamda_al=%0.04f W/mK\n\n',lamda_al);
4077
4078 % sigma_top_em=(90-180)MPa
4079 % fprintf(fid_govde_tasarimi,'Toplam Meniyet gerilmesi: sigma_top_em=%0.0f MPa\n',sigma_top_em);
4080
4081 %a) Gövde Et Kalınlığı
4082 - q_govde=(beta_s*be*Ne*Hu*10^3/3.6)/(pi*D_son*10^-3*H_son*10^-3); %W/m^2
4083 - s_govde=sqrt((Pz*D_son*10^-3*lamda_al)/(q_govde*alfa_al*E_em))*10^3; %mm
4084 - fprintf(fid_motor_tasarimi,'\t\ta)Gövde Et Kalınlığı : s_govde=%0.04f mm\n',s_govde);
4085 %b) Gaz Basıncından Oluşan Çeki Gerilmesi
4086 - sigma_ceki_govde=Pz*D_son/(2*s_govde);

```

Şekil 39. ADM için motor gövde tasarımı MATLAB programının bir kısmı

## 8. BULGULAR ve TARTIŞMA

Hazırlanan benzin motoru tasarımı bilgisayar programının çalışma düzgünlüğünü kontrol etmek için piyasadan özellikleri bulunan motorların değerleri kullanılarak çıktılar oluşturulmuş ve karşılaştırılmıştır. İki ayrı taşıt için program koşturulmuştur. Karşılaştırma amacı ile aşağıdaki örnekler kullanılmıştır.

1. Aşırı doldurmalı benzin motoruna sahip olan Hyundai Tucson (1.6 T-GDI 130 kW)
2. Doğal emişli benzin motoruna sahip olan Hyundai Tucson (1.6 GDI 97 kW)

Çıkan sonuçlar ve karşılaştırmalar aşağıdaki gibidir.

| Teknik Özellikler       |                                   | 1.6 GDI                      |     | 1.6 T-GDI                                |     |     |     |
|-------------------------|-----------------------------------|------------------------------|-----|--|-----|-----|-----|
|                         |                                   | 4X2                          | 4X2 | 4X2                                      | 4X4 |     |     |
| Motor                   | TİP                               | DOHC GDI (Direkt Enjeksiyon) |     | DOHC Turbo GDI (Direkt Enjeksiyon Turbo) |     |     |     |
|                         | MOTOR HACMİ (cc)                  | 1.591                        |     |  |     |     |     |
|                         | SİLİNDİR ADEDİ / VALF             | 4 / 16                       |     |  |     |     |     |
|                         | PİSTON x STROK (mm)               | 77 X 85,44                   |     |  |     |     |     |
|                         | MAKSİMUM GÜÇ (ps/d/dk)(kW)        | 132 (97) / 6.300             |     | 177 (130) / 5.500                        |     |     |     |
|                         | MAKSİMUM TORK (Nm/d/dk)           | 160,8 / 4.850                |     | 265 / 1.500 – 4.500                      |     |     |     |
| Performans              | VİTES                             | 6 İleri Manuel               |     | 7 İleri Otomatik DCT                     |     |     |     |
|                         | MAKSİMUM HIZ (km/s)               | 182                          |     | 201                                      |     |     |     |
|                         | HIZLANMA (0-100 km/sn)            | 11,5                         |     | 8,9                                      |     | 9,1 |     |
|                         | YAKIT TÜRÜ                        | Kurşunsuz Benzin             |     |  |     |     |     |
|                         | YAKIT TÜKETİMİ* (lt/100km)        | Şehir içi                    | 8,2 |  | 8,5 |     | 8,8 |
|                         |                                   | Şehir dışı                   | 6,4 |  | 6,2 |     | 6,8 |
|                         |                                   | Birleşik                     | 7,1 |  | 7   |     | 7,5 |
|                         | CO <sub>2</sub> EMİSYONU* (gr/km) | Birleşik                     |     | 162                                      |     | 161 |     |
| Emisyon Kontrol sistemi | EURO 6.2                          |                              |     |  |     |     |     |

Şekil 40. Hyundai Tucson DEM ve ADM için özellikler tablosu [14]

Örnek 1: Hyundai Tucson 1.6 T-GDI için hesaplamalar

Katalogta görüldüğü gibi;

$n=5500$  d/dk

$N_e=130$  kW,

$\epsilon=11$

Bu değerler kullanılarak önce hesaplamalar yapıldı.



|                            |         |         |         |         |         |         |         |
|----------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| $P_{me} = 1.6200$ MPa için |         |         |         |         |         |         |         |
| $V_{pm}$ (m/s)             | 13.0000 | 14.3333 | 15.6667 | 17.0000 | 18.3333 | 19.6667 | 21.0000 |
| H (m)                      | 0.0709  | 0.0782  | 0.0855  | 0.0927  | 0.1000  | 0.1073  | 0.1145  |
| D (m)                      | 0.0887  | 0.0844  | 0.0808  | 0.0775  | 0.0747  | 0.0721  | 0.0698  |
| H/D                        | 0.7998  | 0.9260  | 1.0582  | 1.1961  | 1.3395  | 1.4883  | 1.6422  |
| $V_h$ (L)                  | 0.4377  | 0.4377  | 0.4377  | 0.4377  | 0.4377  | 0.4377  | 0.4377  |
| $Ne/z.V_h$ (kW/L)          | 74.2500 | 74.2500 | 74.2500 | 74.2500 | 74.2500 | 74.2500 | 74.2500 |

Ön hesaplamalar sonucu aşağıdaki değerler seçilir;

$P_{me\_ilk} = 1.62$  [MPa]  
 $V_{pm} = 15.6667$  [m/s]  
 $H = 85.50$  [mm]  
 $D = 80.80$  [mm]  
 $H_b_D = 1.06$   
 $Ne_b_zV_h = 74.25$  [kW/L]

## 2. TERMİK HESAPLAR

### 2.1. Emme İşlemi

#### 2.1.1 Çevre Basıncı ve Sıcaklığı ( $P_o$ ve $T_o$ )

$P_o = 0.10$  MPa  
 $T_o = 293.0$  K  
 $P_{c\_ussu} = 0.27$  MPa  
 $T_{c\_ussu} = 389.15$  K

#### 2.1.2 Artık Eksoz Gazları Basıncı ve Sıcaklığı ( $P_r$ ve $T_r$ )

$P_r = (0.75; 0.98) * P_{c1}$ ,  $P_r = 0.88 * P_{c\_ussu}$  seçildi.  
 $P_r = 0.2376$  MPa  
 $T_r = (900-1100)$  K arasında bir değerdir.  
 Egzoz sıcaklığı;  $T_r = 1050$  K seçildi

Seçilen bu sıcaklık değerine göre hesaplamalar yapılacaktır.

Yapılan hesaplamalar sonucunda yeni bir  $T_r$  sıcaklığı hesaplanacaktır ve ilk seçilen  $T_r$  ile son hesaplanan  $T_r$  arasındaki hata oranı 0.03 ten küçük olana kadar işlem tekrarlanacaktır.

$T_r = 976$  K olarak hesaplandı

#### 2.1.3 Taze Dolgunun Ön Isınması ( $DEL_T$ )

$DEL_T = (0-20)$  derece arasında bir değerdir.  
 $DEL_T = (0-20)$  °C  $DEL_T = 0$  °C seçildi

#### 2.1.4 Emme Sonu Basıncı (Pa)

Emme kanalındaki toplam kayıp katsayısı  
 $BETA^2 + KSI = (2.5-4.0)$  arasında bir değerdir.  
 $BETA^2 + KSI = 2.80$  seçildi

Emme kanalının en dar kesitindeki ortalama hız

$V_m = (50-130)$  m/s arasında bir değerdir.  
 $V_m = 130$  m/s seçildi

Havanın yoğunluğu ideal gaz denkleminde

$RHO = m/V = P_{c\_ussu} / (R * T_{c\_ussu})$   
 $RHO = 2.41751$  kg/m<sup>3</sup>

Emme kanalındaki basınç düşüşü

$DEL_{Pa} = (BETA^2 + KSI) * V_m^2 * (RHO/2) * 1e6$  MPa  
 $DEL_{Pa} = 0.05720$  MPa

$$P_a = (P_c_{\text{ussu}} - \text{DEL}_{P_a}) \text{ MPa}$$

$$P_a = 0.21280 \text{ MPa}$$

### 2.1.5 Artık Egzoz Gazları Katsayısı (GAMA\_r)

Süpürme katsayısı

Aşırı doldurmalı motorlarda  $\text{PHI}_s = 0.5$  alınır

Ek doldurma katsayısı

Benzin motorlarında  $\text{PHI}_{ed} = (0.95-1.15)$  aralığındadır.

Yüksek devir sayıları için  $\text{PHI}_{ed} = 1.2$  alınabilir

$$\text{GAMA}_r = (\text{Tc}_{\text{ussu}} + \text{DEL}_T) / \text{Tr} * (\text{Pr} / (\text{epsilon} * \text{PHI}_{ed} * P_a - \text{PHI}_s * \text{Pr})) * \text{PHI}_s$$

$$\text{GAMA}_r = 0.01928$$

### 2.1.6 Emme Sonu Sıcaklığı (Ta)

$$T_a = (\text{Tc}_{\text{ussu}} + \text{DEL}_T + \text{GAMA}_r * \text{Tr}) / (1 + \text{GAMA}_r)$$

$$T_a = 400.25 \text{ K}$$

Benzin motorlarında  $T_a = (320-400)$  K aralığındadır.

Emme sonu sıcaklığı uygun aralıktadır.

### 2.1.7 Volümetrik Verim (ITA\_v)

$$\text{ITA}_v = \text{PHI}_{ed} * \text{epsilon} / (\text{epsilon} - 1) * P_a / P_c_{\text{ussu}} * \text{Tc}_{\text{ussu}} / (\text{Tc}_{\text{ussu}} + \text{DEL}_T + \text{GAMA}_r * \text{Tr})$$

verimvol=(0.80-0.97) arasında bir değerdir.

$$\text{ITA}_v = 0.910$$

Volümetrik Verim uygun aralıktadır.

### 2.2. Sıkıştırma İşlemi

Sıkıştırma işleminin ortalama bir n1 politrop üssü ile gerçekleştiği düşünülmektedir

Newton-Raphson yöntemiyle kök bulma;

n1 politrop üssü

$$A + B * T_a * (1 + \text{epsilon}^{(n1-1)}) = R_c / (n1-1)$$

bağıntısından Newton-Raphson yöntemiyle belirlenmektedir.

Buradaki A ve B katsayıları (0-1500) oC sıcaklıkta

hava ya ait değerler olup:

$$(\text{MU} * C_v)_{\text{hava}} \text{ dan } T \text{ ye } = A + B * T = 19.880 + 0.002638 * T \text{ (kJ/(Kmol.K))}$$

Böylece:

$$f(x) = A + B * T_a * (1 + \text{epsilon}^{(x-1)}) - R_c / (x-1) = 0 \text{ ve}$$

$$f'(x) = B * T_a * \ln(\text{epsilon}) * \text{epsilon}^{(x-1)} + R_c / (x-1)^2$$

eşitliklerinden yararlanılarak, N-R yöntemiyle

n1 politrop üssü bulunur.

$$n1(7) = 1.25353 \text{ dir.}$$

n1 değeri  $1.32 < n1 < 1.39$  aralığında olmalıdır.

n1 değeri yeniden hesaplanır.  $n1 = 1.355145$

Bulunan n1 değeri uygundur.

$$\text{Sıkıştırma sonu basıncı } P_c = P_a * \text{epsilon}^{n1}$$

$$P_c = 5.4855 \text{ MPa}$$

$$\text{Sıkıştırma sonu sıcaklığı } T_c = T_a * \text{epsilon}^{(n1-1)}$$

$$T_c = 937.9488 \text{ K}$$

### 2.3. Yanma İşlemi

#### 2.3.1 Yakıtın Elemansel Bileşimi

Yakıt: C8 H15

Yakıtın kmol kütlesi

$$\text{MU}_y = c*12.011 + h*1.008 + oy*15.999$$

$$\text{MU}_y = 111.2080 \text{ kg/kmol}$$

Yakıtın elemansel bileşimi

$$c' = c*12.011/\text{MU}_y = 0.864$$

$$h' = h*1.008/\text{MU}_y = 0.136$$

$$oy' = oy*15.999/\text{MU}_y = 0.000$$

$$s' = s*32.0/\text{MU}_y = 0.000$$

$$w' = w*18.016/\text{MU}_y = 0.000$$

### 2.3.2 Hava Fazlalık Katsayısı (ALFA)

Benzin motorlarında ALFA=(0.80-0.96)  
ALFA = 0.96 seçildi

### 2.3.3 Minimum Hava Miktarı (Hmin, hmin)

$$\text{Hmin} = 1/0.208*(c'/12 + h'/4 - oy'/32) \text{ kmol h/kg y}$$

$$\text{Hmin} = 0.5096 \text{ kmol h/kg y}$$

$$\text{hmin} = 1/0.230*(8*c'/3 + 8*h' - oy') \text{ kg h/kg y}$$

$$\text{hmin} = 14.7469 \text{ kg h/kg y}$$

### 2.3.4 Taze Dolgu Miktarı (M1)

$$M1 = (1 \text{ kg yakıtın kmol sayısı} + \text{Havanın kmol sayısı})$$

$$M1 = 1/\text{MU}_y + \text{ALFA}*\text{Hmin}$$

$$M1 = 0.4982 \text{ kmol/kg}$$

### 2.3.5 Yakıtın lt Isıl Değeri

$$\text{Hu} = 43.3049 \text{ MJ/kg}$$

ALFA < 1 olduğundan eksik yanma nedeniyle yakıtın ısıl değerinden tam yararlanılamaz.

$$\text{DEL}_\text{Hu} = 114*(1-\text{ALFA})*\text{Hmin} \text{ MJ/kg}$$

$$\text{DEL}_\text{Hu} = 2.3237 \text{ MJ/kg}$$

$$\text{Hu}' = 40.9812 \text{ MJ/kg}$$

### 2.3.6 Yanma Ürünleri

$h'/c'=(0.17-0.19)$  için  $K=(0.45-0.50)$  olmaktadır.  
 $h'/c' = 0.1574$  olduğu için  
K değeri enterpolasyonla hesaplanır ve  
 $K = 0.4184$  bulunur.

Buna göre yanma ürünleri kmol sayıları:

$$M_{\text{CO}} = 0.416*(1-\text{ALFA})/(1+K)*\text{Hmin}$$

$$M_{\text{CO}} = 0.0060 \text{ kmol CO/kg y}$$

$$M_{\text{CO2}} = c'/12 - M_{\text{CO}}$$

$$M_{\text{CO2}} = 0.0660 \text{ kmol CO2/kg y}$$

$$M_{\text{H2}} = K*M_{\text{CO}}$$

$$M_{\text{H2}} = 0.0025 \text{ kmol H2/kg y}$$

$$M_{\text{N2}} = 0.792*\text{ALFA}*\text{Hmin}$$

$$M_{\text{N2}} = 0.3874 \text{ kmol N2/kg y}$$

$$M_{\text{H2O}} = h'/2 - M_{\text{H2}}$$

$$M_{\text{H2O}} = 0.0655 \text{ kmol H2O/kg y}$$

$$M2 = M_{\text{CO}} + M_{\text{CO2}} + M_{\text{H2}} + M_{\text{N2}} + M_{\text{H2O}}$$

$$M2 = 0.5274 \text{ kmol ürün/kg y}$$

## 2.3.7 Yanma Ürünleri Hacimsel (Molar) Oranları

$$y_{CO} = M_{CO}/M_2$$

$$y_{CO} = 0.0113 \text{ kmol CO/kmol ürün}$$

$$y_{CO_2} = M_{CO_2}/M_2$$

$$y_{CO_2} = 0.1252 \text{ kmol CO}_2/\text{kmol ürün}$$

$$y_{H_2} = M_{H_2}/M_2$$

$$y_{H_2} = 0.0047 \text{ kmol H}_2/\text{kmol ürün}$$

$$y_{N_2} = M_{N_2}/M_2$$

$$y_{N_2} = 0.7346 \text{ kmol H}_2/\text{kmol ürün}$$

$$y_{H_2O} = M_{H_2O}/M_2$$

$$y_{H_2O} = 0.1241 \text{ kmol H}_2\text{O}/\text{kmol ürün}$$

$$\text{TOP } y_i = 1 \text{ olmalı}$$

$$\text{TOP } y_i = 1.00$$

## 2.3.8 Yanma Ürünlerinin Ortalama Özgül Isısı

Tablodan 1 den

$$A_{CO}=22.1; \quad A_{N_2}=21.553; \quad A_{H_2}=19.198;$$

$$A_{H_2O}=25.458; \quad A_{CO_2}=38.209;$$

$$B_{CO}=0.001430; \quad B_{N_2}=0.001457; \quad B_{H_2}=0.001758;$$

$$B_{H_2O}=0.004438; \quad B_{CO_2}=0.003349;$$

$$A_g = \text{TOP } y_i * A_i$$

$$A_g = 24.11786$$

$$B_g = \text{TOP } y_i * B_i$$

$$B_g = 0.002065$$

$$Cv_{ort} | 0_{dan} T_{ye} = 24.1179 + 0.0021 * T$$

## 2.3.9 Molekülisel Artış Oranı (MU)

$$MU_o = M_2/M_1 = 1.0587$$

$$MU = (MU_o + GAMA_r)/(1 + GAMA_r)$$

$$MU = 1.0576$$

## 2.3.10 Yanma Sonu Sıcaklığı (Tz)

$$\text{Isıdan yararlanma verimi } KSI_z = (0.80-0.95)$$

$$KSI_z = 0.80 \text{ seçildi}$$

## 2.3.11 Yanma Sonu Basıncı (Pz)

$$P_z = MU * (T_z/T_c) * P_c$$

$$P_z = 16.8223 \text{ MPa}$$

$$\text{Gerçek yanma sonu basıncı } P_{zg} = (0.80-0.85) * P_z$$

$$P_{zg} = 14.2989 \text{ MPa}$$



## 2.4. Genişleme İşlemi

Genişleme işleminin ortalama bir  $n_2$  politrop üssü ile gerçekleştiği düşünülmektedir  
 Ön genişleme oranı rogenisleme = 1.00  
 Ard genişleme oranı  $\delta = \epsilon / \text{rogenisleme} = 11.00$   
 Genişleme sonu basıncı,  $P_b = 0.8327 \text{ MPa}$   
 Genişleme sonu sıcaklığı,  $T_b = 1481 \text{ K}$

## 2.5. Egzoz İşlemi

Egzoz sonu sıcaklığı,  $T_{r\_son} = (P_r/P_b)^{(1/3)} * T_b$   
 $T_{r\_son} = 974.9357 \text{ K}$   
 İlk seçilen  $T_r$  ile son buluna  $T_r$  arasındaki fark oranı uygundur  $\text{hata} = 0.0012$   
 $\text{hata} \leq 0.03$  olmalıdır.  
 $T_r = 976.1470 \text{ (K)}$  olur

## 2.6. Ortalama Efektif Basınç

Basınç artma oranı,  $LAMDA = 3.0667$   
 Teorik ortalama basınç,  $P_{mi\_t} = 2.1371 \text{ MPa}$   
 Yuvarlatılmış ort. ind. bas.,  $P_{mi} = 2.0516 \text{ MPa}$   
 Mekanik kayıplar ort. bas.,  $P_{mm} = 0.3779 \text{ MPa}$   
 Bulunan ort. ef. bas.,  $P_{me} = 1.6737 \text{ MPa}$

## 2.7. Mekanik Verim

Mekanik verim  $0.7 < ITA_m < 0.90$  aralığında bir değer olmalıdır.  
 Mekanik verim:  $ITA_m = 0.816$   
 Mekanik Verim uygundur.

## 2.8. Yeni Ana Boyutlar

Motor gücü,  $N_e = 130.000 \text{ kW}$   
 Motor devir sayısı,  $n = 5500 \text{ d/dk}$   
 Silindir sayısı,  $z = 4$   
 Strok/Çap oranı,  $H/D = 1.0582$   
 Strok hacmi,  $V_h = 0.4237 \text{ L}$   
 Strok uzunluğu,  $H = 84.5 \text{ mm}$   
 Silindir Çapı,  $D = 79.9 \text{ mm}$

## 2.9. Efektif Verim ve Özgül Yakıt Tüketimi

Efektif verim  $0.25 < ITA_e < 0.33$  aralığında bir değer olmalıdır.  
 Efektif Verim:  $ITA_e = 0.2664$   
 Efektif Verim uygundur.  
 Özgül yakıt tüketimi,  $be = 0.312 \text{ kg y/kW.h}$

## 2.10 İndikatör Diyagramının Çizimi

Atmosfer basıncı,  $P_o = 0.100 \text{ MPa}$   
 Taze dolgunun basıncı,  $P_{c\_ussu} = 0.270 \text{ MPa}$   
 Emme sonu basıncı,  $P_a = 0.213 \text{ MPa}$   
 Sıkıştırma sonu basıncı,  $P_c = 5.485 \text{ MPa}$   
 $P_{c\_2ussu} = 6.583 \text{ MPa}$   
 Yanma sonu basıncı,  $P_z = 16.822 \text{ MPa}$   
 Yanma sonu gerçek basıncı,  $P_{zg} = 14.299 \text{ MPa}$   
 Genişleme sonu basıncı,  $P_b = 0.833 \text{ MPa}$   
 Egzoz basıncı,  $P_r = 0.238 \text{ MPa}$

$|AB|$  uzunluğu,  $|AB| = 253.6 \text{ mm}$

Strok Ölçeği,  $ms = |AB|/H \text{ (mm/mm)} = 3.0$  seçilebilir.  
 Basınç Ölçeği,  $mp \text{ (MPa/mm)} = 0.030$  seçilebilir.

|OA| uzunluğu, |OA| = 25.4 mm  
 |OB| uzunluğu, |OB| = 279.0 mm  
 |DD\_ussu| uzunluğu, |DD'| = 18.1 mm

D\_ussu noktasından 15 er derecelik açılarla ışınlar çizilecek.  
 Bu ışınların D den çizilen çemberi kestiği noktalardan çıkılan dikmelerin indikatör diyagramını kestiği değerler gaz basıncı değerleri olarak okunacak.

|OD\_ussu| uzunluğu, |OD'| = 170.3 mm

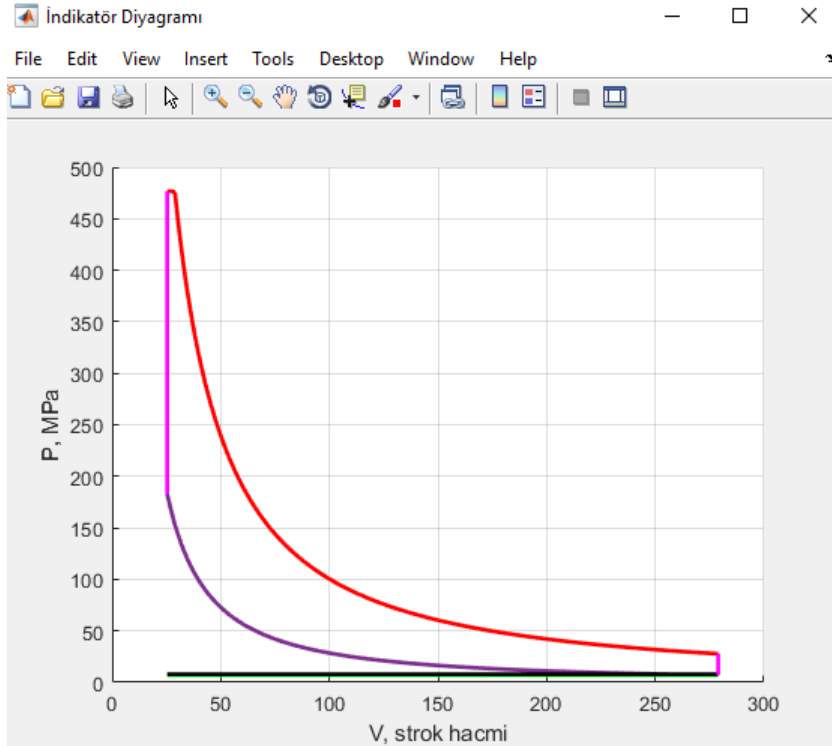
Emme açılma avansı,  $r' = (0-40)$  KMA;  $r' = 17$  KMA  
 Bu avans açısı değerinden itibaren eksoz eğrisi yukarı kıvrım yapacak

Emme kapanma gecikmesi,  $a' = (5-90)$  KMA;  $a' = 40$  KMA

Eksoz açılma avansı,  $b' = (20-90)$  KMA;  $b' = 45$  KMA  
 Bu avans açısı değerinden itibaren genişleme eğrisi yuvarlatılacak

Eksoz kapanma gecikmesi,  $a' = (0-40)$  KMA;  $a' = 11$  KMA  
 Ateşleme avansı,  $c' = (20-40)$  KMA;  $c' = 30$  KMA  
 Tutuşma gecikmesi, DEL\_PHI\_1 = (20-40) KMA; DEL\_PHI\_1 = 5 KMA  
 Maks. bas. oluşma açısı, DEL\_PHI\_2 = (8-12) KMA; DEL\_PHI\_2 = 10 KMA

Termik hesaptan bulunan yuvarlatılmış ort.ind.bas.,  $P_{mi} = 2.0516$  MPa  
 İndikatör diyagramından bulunan ort. ind. bas.,  $P_{mi\_ind} = 2.0118$  MPa  
 $fark\_orani = 0.0198$   
 $fark\_orani \leq 0.03$   
 basınç fark oranı uygundur.



Şekil 41. İndikatör diyagramı

## 2.11. Motor Karakteristiklerinin Çizimi

### 2.11.1 Efektif Güç

```
n_x=[1000;2000;3000;4000;n;6600]
x=n_x/n
Efektif Güç; Ne_x=15.2855 [kW]
Efektif Güç; Ne_x=43.8542 [kW]
Efektif Güç; Ne_x=77.5019 [kW]
Efektif Güç; Ne_x=108.0240 [kW]
Efektif Güç; Ne_x=130.0000 [kW]
Efektif Güç; Ne_x=113.8800 [kW]
```

### 2.11.2 Döndürme Momenti

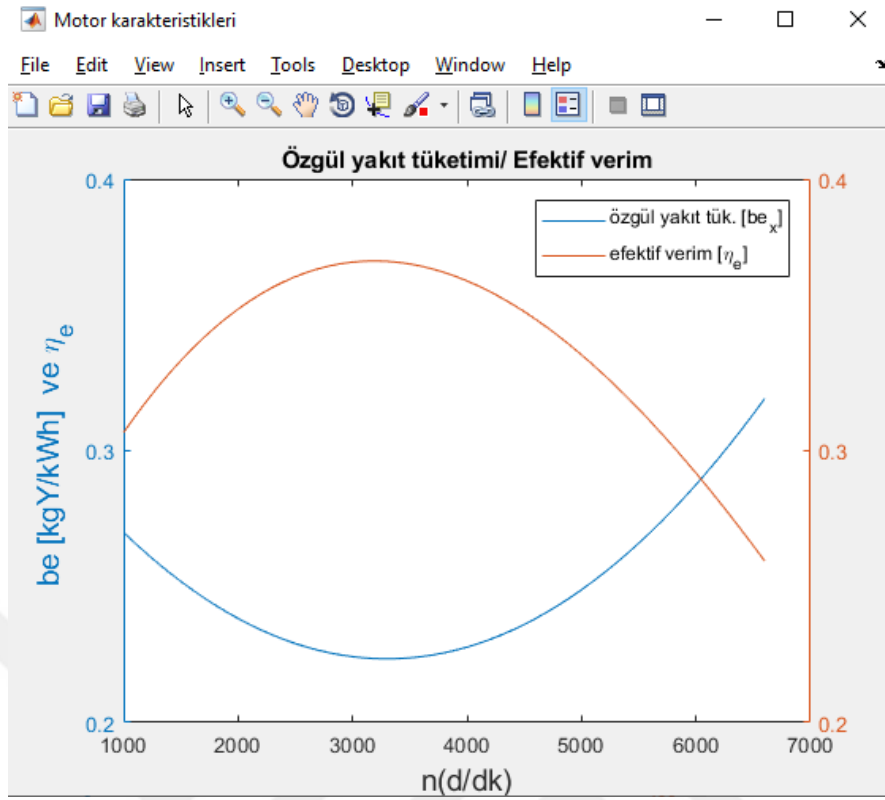
```
wx=pi.*n_x/30;
Md_x=(Ne_x*1000)./wx;
Döndürme Momenti; Md_x=145.9658 [Nm]
Döndürme Momenti; Md_x=209.3886 [Nm]
Döndürme Momenti; Md_x=246.6961 [Nm]
Döndürme Momenti; Md_x=257.8884 [Nm]
Döndürme Momenti; Md_x=225.7106 [Nm]
Döndürme Momenti; Md_x=164.7688 [Nm]
```

### 2.11.3 Özgül Yakıt Tüketimi

```
ben=0.266;
be_x=ben*(x.^2-1.2*x+1.2);
Özgül Yakıt Tüketimi; be_x=0.2700 [kgY/kWh]
Özgül Yakıt Tüketimi; be_x=0.2383 [kgY/kWh]
Özgül Yakıt Tüketimi; be_x=0.2242 [kgY/kWh]
Özgül Yakıt Tüketimi; be_x=0.2277 [kgY/kWh]
Özgül Yakıt Tüketimi; be_x=0.2660 [kgY/kWh]
Özgül Yakıt Tüketimi; be_x=0.3192 [kgY/kWh]
```

### 2.11.4 Efektif Verim

```
ITAe_x=3600./(1000*Hu*be_x);
Efektif Verim; ITAe_x=0.3079
Efektif Verim; ITAe_x=0.3489
Efektif Verim; ITAe_x=0.3707
Efektif Verim; ITAe_x=0.3650
Efektif Verim; ITAe_x=0.3125
Efektif Verim; ITAe_x=0.2604
```



Şekil 42. Özgül yakıt tüketimi ve efektif verim

### 3. DİNAMİK HESAPLAR

Krank yarıçapı  $R_{krnk}=0.0423$  (mm)

#### 3.1 Piston Yolu

$$S=R*[(1-\cos(\text{PHI}))+\text{LAMDA}/4*(1-\cos(2*\text{PHI}))] \text{ (mm)}$$

#### 3.2 Piston Hızı

$$v_p = R*\text{OMEGA}[(\sin(\text{PHI}))+\text{LAMBDA}/2*(\sin(2*\text{PHI}))] \text{ (m/s)}$$

#### 3.3 Piston İvmesi

$$a_p = R*\text{OMEGA}^2[(\cos(\text{PHI}))+\text{LAMBDA}*(\cos(2*\text{PHI}))] \text{ (m/s}^2\text{)}$$

#### 3.4 Krank Milinin Açısal Hızı

$$\text{OMEGA} = 2*\text{Pi}*n/60 = 575.96 \text{ (rad/s)}$$

#### 3.5 Pistonun Kütlesi

Pist. tabl. yüz. alanı  $A_p = 0.00501$  (m<sup>2</sup>) olmak üzere

$$m_p = (80 - 150)*A_p \text{ (kg)}$$

$$m_p = 140*A_p \text{ (kg) seçildi.}$$

$$m_p = 0.70166 \text{ (kg)}$$

#### 3.6 Biyelin Kütlesi

$$m_b = (100 - 200)*A_p \text{ kg}$$

$$m_b = 180*A_p \text{ kg seçildi.}$$

$$m_b = 0.75031 \text{ kg}$$

## 3.6.1 Biyelin "A" Noktasına İndirgenmiş Kütlesi

$$m_{bA} = 0.275 * m_b \text{ kg}$$

$$m_{bA} = 0.20634 \text{ kg}$$

## 3.6.2 Biyelin "B" Noktasına İndirgenmiş Kütlesi

$$m_{bB} = 0.725 * m_b \text{ kg}$$

$$m_{bB} = 0.54397 \text{ kg}$$

## 3.7 Gidip-Gelme Hareketi Yapan Toplam Kütle

$$m_i = m_p + m_{bA} \text{ kg}$$

$$m_i = 0.90799 \text{ kg}$$

## 3.8 Eylemsizlik Kuvveti

$$F_i = m_i * a_p \text{ m/s}^2$$

## 3.9 Gaz Basıncı

$$P_{gPo} = P_g - P_o \text{ (N/m}^2\text{)}$$

## 3.10 Gaz Kuvveti

$$F_g = (P_g - P_o) * A_p \text{ (N)}$$

## 3.11 Piston Kuvveti

$$F_p = (F_g + F_i) \text{ (N)}$$

## 3.12 Piston Kuvvetinin Bileşenleri

## 3.12.a) Q Yan Kuvveti

$$Q_{yan} = F_p * \tan(\text{BETA}) \text{ (N)}$$

## 3.12.b) K Biyel Kuvveti

$$K = F_p / \cos(\text{BETA}) \text{ (N)}$$

## 3.13 K Biyel Kuvvetinin Bileşenleri

$$N = K * \cos(\text{PHI} + \text{BETA}) \text{ N}$$

$$F_t = K * \sin(\text{PHI} + \text{BETA}) \text{ N}$$

## 3.14 Döndürme Momenti

$$M_d = F_t * (H/2) \text{ Nm}$$

S'den Fi'ye kadar olan değişkenlerin PHI'ye göre değişimleri 'din\_hes\_piston\_sva\_P\_F.txt' dosyasında verilmektedir.

Tablo 2. Örnek 1 için dinamik hesap sonuçları

| phi | alfa     | s (mm)   | a (m <sup>2</sup> /s) | Pg (N)   | Fg (N)   | Fi (N)   |
|-----|----------|----------|-----------------------|----------|----------|----------|
| 0   | 0        | 0        | 18026,8               | 0,212802 | 565,3451 | -16368,2 |
| 15  | 17,11895 | 1,84465  | 17012,36              | 0,212802 | 565,3451 | -15447,1 |
| 30  | 34,09604 | 7,172078 | 14145,39              | 0,212802 | 565,3451 | -12843,9 |
| 45  | 50,79764 | 15,39844 | 9914,235              | 0,212802 | 565,3451 | -9002,06 |
| 60  | 67,10672 | 25,66153 | 5007,445              | 0,212802 | 565,3451 | -4546,73 |
| 75  | 82,93152 | 36,96032 | 159,6023              | 0,212802 | 565,3451 | -144,918 |
| 90  | 81,78679 | 48,30405 | -4005,96              | 0,212802 | 565,3451 | 3637,381 |
| 105 | 67,06848 | 58,83884 | -7098,12              | 0,212802 | 565,3451 | 6445,047 |
| 120 | 52,89328 | 67,92757 | -9013,4               | 0,212802 | 565,3451 | 8184,107 |
| 135 | 39,20236 | 75,17165 | -9914,24              | 0,212802 | 565,3451 | 9002,059 |
| 150 | 25,90396 | 80,37901 | -10139,4              | 0,212802 | 565,3451 | 9206,535 |
| 165 | 12,88105 | 83,49638 | -10073,8              | 0,212802 | 565,3451 | 9146,977 |
| 180 | 6,01E-15 | 84,53209 | -10014,9              | 0,212802 | 565,3451 | 9093,452 |
| 195 | 12,88105 | 83,49638 | -10073,8              | 0,216146 | 582,1071 | 9146,977 |
| 210 | 25,90396 | 80,37901 | -10139,4              | 0,226719 | 635,0958 | 9206,535 |
| 225 | 39,20236 | 75,17165 | -9914,24              | 0,246319 | 733,3295 | 9002,059 |
| 240 | 52,89328 | 67,92757 | -9013,4               | 0,278613 | 895,1791 | 8184,107 |
| 255 | 67,06848 | 58,83884 | -7098,12              | 0,330542 | 1155,439 | 6445,047 |
| 270 | 81,78679 | 48,30405 | -4005,96              | 0,415445 | 1580,961 | 3637,381 |
| 285 | 82,93152 | 36,96032 | 159,6023              | 0,560261 | 2306,755 | -144,918 |
| 300 | 67,10672 | 25,66153 | 5007,445              | 0,822846 | 3622,789 | -4546,73 |
| 315 | 50,79764 | 15,39844 | 9914,235              | 1,333418 | 6181,701 | -9002,06 |
| 330 | 34,09604 | 7,172078 | 14145,39              | 2,366907 | 11361,39 | -12843,9 |
| 345 | 17,11895 | 1,84465  | 17012,36              | 4,182791 | 20462,31 | -15447,1 |
| 360 | 0        | 0        | 18026,8               | 5,485461 | 26991,09 | -16368,2 |
| 375 | 17,11895 | 1,84465  | 17012,36              | 13,09081 | 65107,92 | -15447,1 |
| 390 | 34,09604 | 7,172078 | 14145,39              | 7,730788 | 38244,32 | -12843,9 |
| 405 | 50,79764 | 15,39844 | 9914,235              | 4,546721 | 22286,27 | -9002,06 |
| 420 | 67,10672 | 25,66153 | 5007,445              | 2,909181 | 14079,18 | -4546,73 |
| 435 | 82,93152 | 36,96032 | 159,6023              | 2,038732 | 9716,621 | -144,918 |
| 450 | 81,78679 | 48,30405 | -4005,96              | 1,546046 | 7247,358 | 3637,381 |
| 465 | 67,06848 | 58,83884 | -7098,12              | 1,251355 | 5770,413 | 6445,047 |
| 480 | 52,89328 | 67,92757 | -9013,4               | 1,068369 | 4853,314 | 8184,107 |
| 495 | 39,20236 | 75,17165 | -9914,24              | 0,953302 | 4276,619 | 9002,059 |
| 510 | 25,90396 | 80,37901 | -10139,4              | 0,882918 | 3923,865 | 9206,535 |
| 525 | 12,88105 | 83,49638 | -10073,8              | 0,844765 | 3732,644 | 9146,977 |
| 540 | 6,01E-15 | 84,53209 | -10014,9              | 0,832667 | 3672,011 | 9093,452 |
| 555 | 12,88105 | 83,49638 | -10073,8              | 0,2376   | 689,6297 | 9146,977 |
| 570 | 25,90396 | 80,37901 | -10139,4              | 0,2376   | 689,6297 | 9206,535 |
| 585 | 39,20236 | 75,17165 | -9914,24              | 0,2376   | 689,6297 | 9002,059 |
| 600 | 52,89328 | 67,92757 | -9013,4               | 0,2376   | 689,6297 | 8184,107 |
| 615 | 67,06848 | 58,83884 | -7098,12              | 0,2376   | 689,6297 | 6445,047 |
| 630 | 81,78679 | 48,30405 | -4005,96              | 0,2376   | 689,6297 | 3637,381 |
| 645 | 82,93152 | 36,96032 | 159,6023              | 0,2376   | 689,6297 | -144,918 |
| 660 | 67,10672 | 25,66153 | 5007,445              | 0,2376   | 689,6297 | -4546,73 |
| 675 | 50,79764 | 15,39844 | 9914,235              | 0,2376   | 689,6297 | -9002,06 |
| 690 | 34,09604 | 7,172078 | 14145,39              | 0,2376   | 689,6297 | -12843,9 |
| 705 | 17,11895 | 1,84465  | 17012,36              | 0,2376   | 689,6297 | -15447,1 |
| 720 | 0        | 0        | 18026,8               | 0,2376   | 689,6297 | -16368,2 |

Fp'den Md'ye kadar olan değişkenlerin PHI'ye göre değişimleri  
'din\_hes\_kuvvetler.txt' dosyasında verilmektedir.

Tablo 3. Örnek 1 için KMA'ya göre dinamik kuvvetlerin değişimi

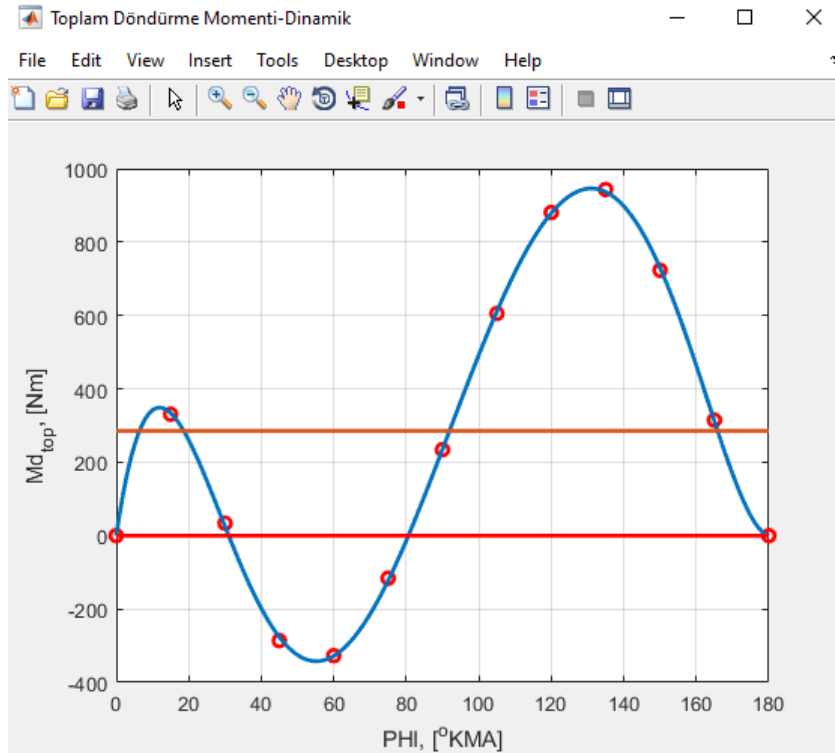
| Phi | Fp       | Qyan     | Kbiyel   | Nradyal  | Fteğetsel | Md       |
|-----|----------|----------|----------|----------|-----------|----------|
| 0   | -15802,9 | 0        | -15802,9 | -15802,9 | 0         | 0        |
| 15  | -14881,8 | -1103,5  | -14922,6 | -14089,1 | -4917,58  | -207,847 |
| 30  | -12278,6 | -1772,26 | -12405,8 | -9747,42 | -7674,11  | -324,354 |
| 45  | -8436,71 | -1740,36 | -8614,35 | -4735,04 | -7196,28  | -304,158 |
| 60  | -3981,38 | -1016,75 | -4109,16 | -1110,16 | -3956,35  | -167,219 |
| 75  | 420,4273 | 120,7172 | 437,4149 | -7,7893  | 437,3455  | 18,48487 |
| 90  | 4202,726 | 1253,011 | 4385,538 | -1253,01 | 4202,726  | 177,6326 |
| 105 | 7010,392 | 2012,893 | 7293,65  | -3758,73 | 6250,543  | 264,1857 |
| 120 | 8749,452 | 2234,409 | 9030,255 | -6309,78 | 6460,044  | 273,0405 |
| 135 | 9567,404 | 1973,605 | 9768,845 | -8160,73 | 5369,627  | 226,9529 |
| 150 | 9771,88  | 1410,449 | 9873,146 | -9167,92 | 3664,455  | 154,882  |
| 165 | 9712,322 | 720,1815 | 9738,986 | -9567,78 | 1818,092  | 76,84355 |
| 180 | 9658,798 | 3,38E-13 | 9658,798 | -9658,8  | 1,18E-12  | 0        |
| 195 | 9729,084 | -721,424 | 9755,794 | -9584,29 | -1821,23  | -76,9762 |
| 210 | 9841,631 | -1420,52 | 9943,619 | -9233,36 | -3690,61  | -155,988 |
| 225 | 9735,388 | -2008,26 | 9940,366 | -8304,01 | -5463,91  | -230,938 |
| 240 | 9079,286 | -2318,64 | 9370,674 | -6547,64 | -6703,57  | -283,333 |
| 255 | 7600,486 | -2182,33 | 7907,587 | -4075,12 | -6776,68  | -286,423 |
| 270 | 5218,342 | -1555,81 | 5445,331 | -1555,81 | -5218,34  | -220,559 |
| 285 | 2161,838 | -620,728 | 2249,188 | -40,0526 | -2248,83  | -95,0492 |
| 300 | -923,937 | 235,9523 | -953,59  | -257,628 | 918,1293  | 38,80569 |
| 315 | -2820,36 | 581,7955 | -2879,74 | -1582,9  | 2405,686  | 101,6788 |
| 330 | -1482,53 | 213,9847 | -1497,89 | -1176,92 | 926,5809  | 39,16291 |
| 345 | 5015,209 | -371,884 | 5028,978 | 4748,069 | -1657,24  | -70,0452 |
| 360 | 10622,88 | -7,4E-13 | 10622,88 | 10622,88 | -2,6E-12  | 0        |
| 375 | 49660,81 | 3682,415 | 49797,15 | 47015,58 | 16410,1   | 693,5902 |
| 390 | 25400,41 | 3666,233 | 25663,63 | 20164,28 | 15875,25  | 670,9842 |
| 405 | 13284,21 | 2740,324 | 13563,91 | 7455,656 | 11331,06  | 478,9191 |
| 420 | 9532,451 | 2434,368 | 9838,382 | 2658,001 | 9472,529  | 400,3663 |
| 435 | 9571,703 | 2748,322 | 9958,453 | -177,336 | 9956,874  | 420,8377 |
| 450 | 10884,74 | 3245,202 | 11358,21 | -3245,2  | 10884,74  | 460,0549 |
| 465 | 12215,46 | 3507,423 | 12709,03 | -6549,5  | 10891,44  | 460,3381 |
| 480 | 13037,42 | 3329,457 | 13455,84 | -9402,1  | 9626,009  | 406,8533 |
| 495 | 13278,68 | 2739,182 | 13558,26 | -11326,3 | 7452,549  | 314,9898 |
| 510 | 13130,4  | 1895,21  | 13266,47 | -12318,9 | 4923,9    | 208,1138 |
| 525 | 12879,62 | 955,0408 | 12914,98 | -12687,9 | 2410,992  | 101,9031 |
| 540 | 12765,46 | 1,34E-12 | 12765,46 | -12765,5 | 4,69E-12  | 0        |
| 555 | 9836,606 | -729,397 | 9863,612 | -9690,21 | -1841,36  | -77,8269 |
| 570 | 9896,164 | -1428,39 | 9998,718 | -9284,52 | -3711,06  | -156,852 |
| 585 | 9691,688 | -1999,24 | 9895,746 | -8266,74 | -5439,38  | -229,901 |
| 600 | 8873,737 | -2266,15 | 9158,528 | -6399,41 | -6551,81  | -276,919 |
| 615 | 7134,676 | -2048,58 | 7422,956 | -3825,37 | -6361,36  | -268,869 |
| 630 | 4327,011 | -1290,07 | 4515,229 | -1290,07 | -4327,01  | -182,886 |
| 645 | 544,7119 | -156,403 | 566,7213 | -10,0919 | -566,631  | -23,9493 |
| 660 | -3857,1  | 985,0136 | -3980,88 | -1075,5  | 3832,85   | 161,9994 |
| 675 | -8312,43 | 1714,723 | -8487,45 | -4665,28 | 7090,267  | 299,6775 |
| 690 | -12154,3 | 1754,32  | -12280,2 | -9648,76 | 7596,429  | 321,071  |
| 705 | -14757,5 | 1094,286 | -14798   | -13971,4 | 4876,515  | 206,111  |
| 720 | -15678,6 | 2,19E-12 | -15678,6 | -15678,6 | 7,68E-12  | 0        |

## 3.15 Toplam Döndürme Momenti

0-180 oKMA için, ateşleme sırasına göre her bir silindirin döndürme momenti ve toplam döndürme momenti 'dondurme\_moment\_i\_tablosu.txt' dosyasında verilmektedir. 0-180 oKMA için, toplam döndürme momentinin grafiği Toplam Döndürme Momenti şeklinde çizdirilmektedir.

Tablo 4. Örnek 1 için döndürme momenti tablosu

| Phi | Md1      | Md2      | Md3      | Md4      | Md_top   |
|-----|----------|----------|----------|----------|----------|
| 0   | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |
| 15  | -207,847 | -76,9762 | 693,5902 | -77,8269 | 330,9403 |
| 30  | -324,354 | -155,988 | 670,9842 | -156,852 | 33,79061 |
| 45  | -304,158 | -230,938 | 478,9191 | -229,901 | -286,078 |
| 60  | -167,219 | -283,333 | 400,3663 | -276,919 | -327,106 |
| 75  | 18,48487 | -286,423 | 420,8377 | -268,869 | -115,97  |
| 90  | 177,6326 | -220,559 | 460,0549 | -182,886 | 234,2432 |
| 105 | 264,1857 | -95,0492 | 460,3381 | -23,9493 | 605,5254 |
| 120 | 273,0405 | 38,80569 | 406,8533 | 161,9994 | 880,6989 |
| 135 | 226,9529 | 101,6788 | 314,9898 | 299,6775 | 943,299  |
| 150 | 154,882  | 39,16291 | 208,1138 | 321,071  | 723,2297 |
| 165 | 76,84355 | -70,0452 | 101,9031 | 206,111  | 314,8125 |
| 180 | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |



Şekil 43. Toplam döndürme momenti



#### 4. VOLAN TASARIMI

Volan tasarımı amaç krank milinin belirli bir düzünükte dönmesini sağlayacak bir diskin atalet momentini belirlemektir.

##### 4.1 Toplam Moment Eğrisi Altında Kalan Alanın 1/3 Simpson Kuralıyla İntegrali

Döndürme Momenti ile yatay eksen arasında kalan alan = 51364 Nm.KMA

Toplam moment eğrisinin ortalama moment çizgisini kestiği nokta sayısı = 4

##### 4.2 Ortalama Döndürme Momenti

$Md_{ort} = 285.4 \text{ Nm}$

##### 4.3 Ortalama Momente Göre Efektif Güç

###### 4.3.1 Yarı Mekanik Verim (Pompalama kayıpları olmaksızın)

$P_{mm\_ussu} = P_{mm} - P_{dolgu} = P_{mm} - (P_r - P_a)$   
 $ITAm\_ussu = P_{me}/P_{mi\_ussu}$   
 $ITAm\_ussu = 0.826 \text{ Nm}$

###### 4.3.2 Ortalama Moment ve Yarı Mekanik Verime Göre Efektif Güç

$N_{e\_ussu} = Md_{ort} * \Omega * ITAm\_ussu / 1000 \text{ kW}$   
 $N_{e\_ussu} = 135.722 \text{ kW}$

##### 4.4 Volan Atalet Momentinin Hesabı

###### 4.4.1 İş Fazlalığı Hesabı

Ortalama Moment Eğrisinin (Yeşil Eğri) x-ekseni üzerinde kalan alanlar toplamı altında kalan alanlar toplamına eşittir. Üst alanlar toplamı:

Ort. Dönd. mom.nin bir tarafında kalan Alan = 68655.757 mm<sup>2</sup>

$n = 5500 \text{ d/dk}$  hızla dönen krank milinin +- %2 düzgünsüzlükle çalışması istenmektedir.

Bu durumda kapatılması gereken iş farkı

(Volanın kinetik enerjisi):

$W = (1/2) * I_{top} * (W_{max}^2 - W_{min}^2)$  olacaktır. Buradan

$W = (1/2) * I_{top} * (W_{max} + W_{min}) * (W_{max} - W_{min}) * (W_{ort}/W_{ort})$  olur.

$W_{ort} = (1/2) * (W_{max} + W_{min})$  ve

$\Delta = (W_{max} - W_{min}) / W_{ort}$  : düzgünsüzlük katsayısı, yerlerine

yazılırsa

$W = I_{top} * \Delta * W_{ort}^2$  olur. Öngörülen düzgünsüzlüğü elde edebilmek için gereken toplam atalet momentini

$I_{top} = W / (\Delta * W_{ort}^2)$  elde edilir.

Diğer taraftan:

$I_{top} = I_{motor} + I_{volan}$  olup;

İş fazlalığı  $W_{fazla} = 68655.757 \text{ mm}^2$

İş fazlalığı  $W_{fazla} = 1198.269 \text{ Nm}$

Düzensüzlük katsayısı  $0.01 < \Delta_{duzg} < 0.02$  arasında olmalıdır.  
 $\Delta_{duzg} = 0.020$  seçildi.

#### 4.4.2 Toplam atalet momenti hesabı

Toplam atalet momenti  $I_{toplam} = 0.180610 \text{ kg.m}^2$   
 Krankın kütlesi  $m_{kr} = 0.801895 \text{ kg.}$   
 Motorun atalet momenti  $I_{motor} = 0.003232 \text{ kg.m}^2$   
 Volanın atalet momenti  $I_{volan} = 0.177378 \text{ kg.m}^2$

#### 4.5 Volana Etki Eden Kuvvetler ve Volan Boyutları

Volan malzemesi dökme çelik:  $\sigma_{em} = 6000 \text{ (MPa)}$   
 Volanın yoğunluğu  $\rho_{volan} = 7850.0000 \text{ (kg/m}^3)$   
 Volanın yarıçapı  $R_{volan} \leq 148.82 \text{ mm}$  olmalı  
 Volanın yarıçapı  $R_{volan} = 126.00 \text{ mm}$  seçildi

#### Volanın Diğer Boyutları

Yarıçaplar:  $R_1 = 26.5 \text{ mm}$   
 $R_2 = 12.9 \text{ mm}$   
 $R_3 = 1.7 \text{ mm}$

Kalınlıklar:  $b_1 = 57.1 \text{ mm}$   
 $b_2 = 21.1 \text{ mm}$   
 $b_3 = 11.4 \text{ mm}$

#### Dinamik hesaptan bulunan

Volanın Atalet momenti  $I_{volan} = 0.17738 \text{ kg.m}^2$

#### Geometrik boyutlardan bulunan

Volanın Atalet momenti  $I_{Volan} = 0.17736 \text{ kg.m}^2$

Her ikisi eşit olana kadar program geometrik boyutlarla oynar!

#### 4.6 Volanın Hacmi Kütlesi

Volanın hacmi  $V_{volan} = 0.00277 \text{ m}^3$   
 Volanın kütlesi  $m_{volan} = 21.70915 \text{ kg}$

### 5. PİSTON TASARIMI

Bu bölümde pistonun boyutlandırılması perno bölgesinde, piston tablası bölgesinde ve yağ segmanları bölgesinde mukavemet kontrolleri yapılacaktır.

Eylemsizlik kuvvetinin yüksek değer almaması için piston mümkün olduğu kadar hafif olmalıdır.

Malzeme olarak Al alaşımı kullanılır.

$m_p = (80-150) \cdot A_p \text{ kg}$  seçilebilir

#### 5.1 Pistonun Kütlesi

Piston kütlesi =  $0.70166 \text{ kg}$

#### 5.2 Piston Çapları

I-I kesitinde piston kafası çapı  $D_k = 79.244 \text{ mm}$   
 II-II kesitinde piston çapı  $D_{II\_II} = 79.863 \text{ mm}$   
 III-III kesitinde piston eteği çapı  $D_e = 79.865 \text{ mm}$

#### 5.3 Segman Konumları ve Boyutları

İlk segmanın pist. tab.dan uzaklığı  $h_1 = 7.231 \text{ mm}$

#### 5.3.1 Yağ Segmanları

Yağ. segmanının kesit genişliği  $t = 3.43 \text{ mm}$   
 Yağ. segmanının kesit yüksekliği  $a = 2.06 \text{ mm}$

Segman-piston arasındaki boşluk genişliği  $DEL_t = 1.10$  mm  
 Segman üstü-piston arası boşluk yüksekliği  $DEL_t_{ussu} = 0.15$  mm  
 Segman bölgesinde piston cidar kalınlığı  $s_{pis} = 7.99$  mm  
 Segman bölgesinde piston içi boşluk çapı  $Di = 54.84$  mm  
 Yağ deliği çapı  $d_{yag} = 0.62$  mm  
 Yağ deliği sayısı  $n_{yag} = 10$  mm  
 $D < 80$  mm olduğundan 2 kompresyon ve 1 yağ segmanı seçilmiştir.  
 Piston tablası et kalınlığı  $h = 7.99$  mm  
 Perno yuvası bölgesi dış çapı  $Do = 31.95$  mm  
 Piston eteği et kalınlığı  $he = 3.50$  mm

#### 5.4 Piston Boyutlarının Kontrolü

##### 5.4.1 Piston Eteği Yağlama Kontrolü

Maksimum Q yan kuvveti  $Q_{maks} = 3682.415$  N  
 Piston Boyu  $L_p = 71.895$  mm  
 Yağ segmanının pist. tab.dan uzaklığı  $h_2 = 21.725$  mm  
 Etek bölgesindeki ort. bas.  $q = 0.919$  MPa  $< 1.0$  Mpa olmalı  
 !!!Pistonun etek bölgesindeki ortalama basınç uygundur!!!  
 Piston eteği boyu  $le = 32.353$  mm  
 Piston kafası boyu  $lk = 39.542$  mm

##### 5.4.2 Piston Tablası Et kalınlığı Kontrolü

###### 5.4.2.1 Eğilme Gerilmesi Kontrolü

Pist. tablasına gelen eğilme gerilmesi  
 $SIGMA_e = 154.219$  MPa  
 $80 < SIGMA_{egilme\_pt} \ \&\& \ SIGMA_{egilme\_pt} < 200$  olduğu için Kaburgasız  
 Pistonlar Dökme Demir alaşımları

###### 5.4.2.2 Termik Gerilme Kontrolü

Piston tablasındaki ısı yükü  $q_{ısı} = 3607124.9$  W/m<sup>2</sup>  
 Pist. tablasına gelen termik gerilme  
 $SIGMA_{term} = 116.27$  MPa

###### 5.4.2.3 Toplam Gerilme Kontrolü

Pist. tablasına gelen toplam gerilme  
 $80 < SIGMA_{top\_pt} < 200$  olmalıdır.  
 $SIGMA_{top\_pt} = 241.4329$   
 !!!Piston tablasında toplam gerilme uygun değildir!!!.  
 Toplam gerilme uygun olmadığı için optimum et kalınlığı yeniden hesaplanır.  
 $h_{pis\_opt} = ((Pzg * Di_{pis}^2 * LAMDA_{Al} * 10^{-3}) / (ALFA_{Al} * E_{Al} * q_{isi} * 10^{-6}))^{(1/3)}$ ;  
 $h_{pist\_opt} = 11.06$  mm olarak hesaplandı

##### 5.3.2 Kompresyon Segmanları

Komp. segmanının kesit genişliği  $t = 3.195$  mm  
 Komp. segmanının kesit yüksekliği  $a = 2.556$  mm  
 Segman-piston arasındaki boşluk genişliği  $DEL_t = 0.700$  mm

#### 5.5.3 Segman Bölgesinin Mukavemet Kontrolü

##### 5.5.3.1 Yağ Delikleri bölgesinin Ezilme Kontrolü

X-X kesiti için:  
 Yanma sonu bası kuvveti  $F_{zg} = 65609.10$  N  
 $A_{x\_x}$  kesit alanı =  $1666.88$  mm<sup>2</sup>  
 $A_{x\_x}$  kesitindeki bası gerilmesi  $SIGMA_{bas} = 39.36$  Mpa

Al alaşımları için SIGMA\_bas <(30-40)Mpa olmalı  
!!!!Yağ delikleri bölgesinde basma kuvveti uygundur!!!!

#### 5.4.3.2 Yağ Delikleri Bölgesinde Çekme Kontrolü

X-X kesiti için:

x\_x kesitindeki çekme kuvveti F\_cek = 6703.79 N

A\_x\_x kesitindeki çeki gerilmesi SIGMA\_cek = 4.02 MPa

Al alaşımları için SIGMA\_cek <(4-10)Mpa olmalı

!!!Yağ delikleri bölgesinde çekme kuvveti uygundur!!!

#### 5.4.3.3 İki Segman Arası Mukavemet Kontrolü

##### 5.4.3.3.1 Kayma Gerilmesi

İki segman arası yükseklik h1' = 4.234 mm

A\_y\_y kesit alanı = 958.89 mm<sup>2</sup>

A\_y\_y kesitindeki kayma gerilmesi TAU = 11.43 Mpa

##### 5.4.3.3.2 Eğilme Gerilmesi

A\_y\_y kesitindeki eğilme momenti M\_eg = 21338.16 Nm

A\_y\_y kesitindeki eğ. muk. mom. W\_eg = 676.62 mm<sup>3</sup>

A\_y\_y kesitindeki eğilme gerilmesi SIGMA\_eg = 31.54 MPa

##### 5.4.3.3.3 Toplam Gerilme

A\_y\_y kesitindeki toplam gerilme SIGMA\_topl = 38.94 MPa

Al alaşımları için SIGMA\_topl <(30-40)Mpa olmalı

!!İki segman arasında toplam Kayma Gerilmesi uygundur!!

#### 5.5 Piston Pernosu Boyutlarının Kontrolü

##### 5.5.1 Pernonun Yağlama Kontrolü

Perno boyu l = 71.895 mm

Biyel genişliği b\_biy = 31.953 mm

Perno yuvası aralığı b\_1 = 33.953 mm

Perno dış çapı D1 = 26.202 mm

Perno iç çapı D2 = 13.625 mm

##### 5.5.1.1 Biyel Küçükbaşı Bölgesindeki Ortalama Yüzey Basıncı

!!!Biyel Küçükbaşı bölgesindeki ortalama yüzey basıncı uygundur!!!

q\_biy = 59.32 MPa <(20-60) MPa olmalı

##### 5.5.1.2 Perno Yuvasındaki Ortalama Yüzey Basıncı

!!!Perno yuvası bölgesindeki ortalama yüzey basıncı uygundur!!!

q\_pern = 49.95 MPa <=(15-50) MPa olmalı

##### 5.5.2 Pernonun Eğilme Kontrolü

!!!A\_A kesitinde pernoya gelen eğilme gerilmesi uygundur!!!

SIGMA\_eg\_pern = 232.28 MPa <=(150-250) MPa olmalı

##### 5.5.3 Pernonun Kesme Gerilmesi Kontrolü

!!!!B\_B kesitinde pernoya etki eden kesme gerilmesi uygundur!!!

TAU\_maks\_pern = 118.60 MPa <(60-250) MPa olmalı

##### 5.5.4 Pernonun Ovalleşme Kontrolü

!!! Pernonun Max. çap değişikliği uygundur!!!

Del\_Dmaks = 0.01212 mm <(0.02-0.05) mm olmalı

## 5.6 Segman Boyutlarının Kontrolü

### 5.6.1 Segman Uçlarındaki Boşluklar

Serbest durumda segman uçları arasındaki boşluk

$$A_o = 10.23 \text{ mm}$$

Segmandaki genleşme miktarı

$$Del_2 = 0.46 \text{ mm}$$

Takılı durumdaki soğuk segman uçları arasındaki boşluk

$$Del_{seg} = 0.54 \text{ mm}$$

### 5.6.2 Segman Ortalama Basıncı

Kompresyon segmanının uyguladığı ortalama basınç

$$P_m = 0.169 \text{ MPa}$$

Yağ segmanının uyguladığı ortalama basınç

$$P_m = 0.228 \text{ MPa}$$

### 5.6.3 Segmanın Eğilme Gerilmesi Kontrolü

#### 5.6.3.1 Kompresyon Segmanları

!!!Kompresyon segmanının eğilme gerilmesi uygundur.!!!

$$SIGMA_{eg\_komp} = 316.67 \text{ MPa} < (220-450) \text{ MPa olmalı}$$

#### 5.6.3.2 Yağ Segmanları

!!!Yağ segmanının eğilme gerilmesi uygundur.!!!

$$SIGMA_{eg\_yag} = 369.40 \text{ MPa} < (220-450) \text{ MPa olmalı}$$

### 5.6.4 Segmanın Serbest Durumdaki Şekli

$$rho_o = D/2 = 39.94 \text{ mm}$$

#### 5.6.4.1 Kompresyon Segmanının Serbest Durumdaki Şekli

| No | Phi | rho_i  |
|----|-----|--------|
| 1  | 180 | 42.763 |
| 2  | 165 | 45.953 |
| 3  | 150 | 49.455 |
| 4  | 135 | 53.162 |
| 5  | 120 | 56.910 |
| 6  | 105 | 60.489 |
| 7  | 90  | 63.669 |
| 8  | 75  | 66.251 |
| 9  | 60  | 68.115 |
| 10 | 45  | 69.256 |
| 11 | 30  | 69.791 |
| 12 | 15  | 69.928 |
| 13 | 0   | 69.928 |

#### 5.6.4.2 Yağ Segmanının Serbest Durumdaki Şekli

| No | Phi | rho_i  |
|----|-----|--------|
| 1  | 180 | 43.021 |
| 2  | 165 | 46.550 |
| 3  | 150 | 50.479 |
| 4  | 135 | 54.704 |
| 5  | 120 | 59.046 |
| 6  | 105 | 63.259 |
| 7  | 90  | 67.061 |
| 8  | 75  | 70.188 |

|    |    |        |
|----|----|--------|
| 9  | 60 | 72.467 |
| 10 | 45 | 73.872 |
| 11 | 30 | 74.533 |
| 12 | 15 | 74.703 |
| 13 | 0  | 74.703 |

## 6.BİYEL TASARIMI

### 6.1.Biyel Boyu

LAMDA =  $R/lb = 1/3.5$  seçilmişti  
 Biyel boyu  $lb = R/LAMDA = 139.8$  mm

### 6.2 Biyel Kütlesi

Biyel kütlesi  $m_b = 0.7503$  kg

### 6.3 Biyel Küçükbaşı

Biyel Küçükbaşı dış çapı  $d_{kb} = 32.75$  mm  
 Biyel Küçükbaşı delik çapı  $d = 29.71$  mm  
 Biyel Küçükbaşı burç et kalınlığı  $\delta_1 = 20.96$  mm  
 Biyel genişliği = 31.953 mm  
 biyel genişliği/Silindir çapı oranı  
 $b_{biy}/D = 0.400$  mm  
 (0.33-0.45) mm aralığında olmalı

### 6.4 Biyelin Mukavemet Kontrolleri

#### 6.4.1 I-I Kesitinde Çekme Kontrolü

I-I kesitindeki çekme gerilmesi  
 $SIGMA_{cek\_biy} = 140.69$  MPa  
 $140 < SIGMA_{cek\_biy} < 200$  MPa olmalı  
 !!!Biyelin I-I kesitinde çekme gerilmesi uygundur. EMNİYETLİ!!!

#### 6.4.2 Burcun Preste Takılmasından Doğacak Gerilmeler

Burcun biyel Küçükbaşına sıkı geçme olarak presle takılması için,  
 burcun dış çapının, biyel Küçükbaşı iç çapından  
 DELTA kadar büyük olması gerekir.  
 Buna göre burcun dış çapı  $d_{burc\_dis} = 29.747$  mm olmalıdır

Burç ile biyel Küçükbaşı arasındaki çap farkından  
 kaynaklanan ortalama basınç  
 $P_{cap\_farki} = 13.05$  MPa

Bu ortalama basınçtan kaynaklanan gerilmeler  
 Lame Formüllerinden arasındaki gibi hesaplanır:

$SIGMA_{ic} = 122.94$  MPa  $< (100-150)$ MPa olmalı  
 !!!Burcun iç gerilme değeri I-I kesitinde uygundur.EMNİYETLİ!!!

$SIGMA_{dis} = 135.99$  MPa  $< (100-150)$ MPa olmalı  
 !!!Burcun dış gerilme değeri I-I kesitinde uygundur.EMNİYETLİ!!!

#### 6.4.3 II-II ve A-A Kesitlerinin Kontrolü

##### 6.4.3.1 Egzoz Sonunda Maksimum Çekme Kuvveti

$F_{cek\_biy} = -13663.08$  N  
 $PHI_{gecis} = 110.00$  derece  
 $N_o = -6612.93$  N

r\_m\_ort = 15.62 mm  
M\_o = -1408.21 Nmm

A-A kesiti:

Normal Gerilme: N\_normal = -6494.32 N  
Eğilme Momenti: M\_egilme = -3260.50 Nmm

Sigma\_dis = 239.29 MPa  
Sigma\_ic = 190.75 MPa  
Sigma\_em=(160-240) (MPa)  
Sigma\_dis>Sigma\_em  
!!!Burcun dış gerilmesi II-II kesitinde EMNİYETLİ!!!

Sigma\_em=(160-240) (MPa)  
Sigma\_ic<Sigma\_em  
!!!Burcun iç gerilmesi II-II kesitinde EMNİYETLİ!!!

6.4.3.2 Yanma Sonunda Maksimum Basma Kuvveti  
F\_bas\_biy = 49797.15 N

6.4.4 Biyel Şaftı Boyutları  
h\_saft = 19.65 mm; h\_saft ~ 21.01 mm olmalıdır  
b\_saft = 11.79 mm  
a\_saft = 2.70 mm  
t\_saft = 2.70 mm

6.4.4.1 Biyel Şaftına Etki Eden Kuvvetler

6.4.4.2 Biyel Şaftının Emme Başlangıcında Çekme Gerilmesi Kontrolü  
Emme başlangıcında SIGMA\_cek\_saft = 164.71 MPa  
Alaşımli çelikler için SIGMA\_cek\_saft < (160-230) MPa olmalı  
!!!Biyel şaftının çekme gerilmesi uygundur. EMNİYETLİ!!!

6.4.4.3 Yanma Sonunda Maksimum Bası

Yanma sonunda bası gerilmesi  
Sigma\_bas\_biy = 237.50 MPa  
Alaşımli çelikler için Sigma\_bas\_biy < (160-240) MPa olmalı  
!!!Biyel şaftının basma gerilmesi uygundur. EMNİYETLİ!!!

6.4.4.4 Biyel Şaftının Burkulma Kontrolü

I\_xx = 5.26368e-09 m<sup>4</sup>  
i = 7.178435e-03 m  
Narinlik derecesi LAMDA = 19.47  
Alaşımli çelikler için LAMDA < 60.0 olmalı  
!!!Biyel şaftında burkulma yok. EMNİYETLİ!!!

6.4.4.5 Biyel Şaftının Salınım Hareketi Nedeniyle Eğilme Kontrolü

M\_eg\_max = 14.00 Nm  
SIGMA\_top\_saft = 313.64 MPa  
SIGMA\_top\_saft < (200-350) MPa olmalı  
!!!Biyel şaftında toplam gerilme uygundur. EMNİYETLİ!!!

6.5 Biyel Büyükbaşı

Krank Muylusu Boyutları

Krank muylusu çapı d\_k = 53.52 mm  
Krank muylusu boyu l\_k = 33.55 mm  
l\_bbg=KATSAYI\*d\_km; eşitliğinin katsayısı ayarlanarak

Krank muylusu genişliği-Biyel Büyükbaşı genişliği = 2.08 mm  
 (yaklaşık 2)mm SAĞLANMALI  
 Biyel Büyükbaşı genişliği l = 31.47 mm  
 Yatak zarfı kalınlığı delta\_yz = 2.14 mm  
 Civatalar arası mesafe c\_c = 87.56 mm  
 Alt kapak et kalınlığı s\_kapak = 17.02 mm

#### 6.5.2 IV-IV kesitinde eğilme Kontrolü

Meg\_alkapak = 454.90 Nm  
 Weg\_alkapak = 1.519379e-06 m3  
 Sigma\_eg\_alkapak = 299.40 MPa  
 Sigma\_eg\_alkapak < (100-300) MPa olmalı  
 !!!IV-IV kesitinde alt kapağın gerilmesi uygundur.EMNİYETLİ!!!

#### 6.5.3 Bağlama Civatalarının Kontrolü

F\_civata = 29093.08 N  
 i\_civata = 2 adet civata  
 d\_civata >= 10.4 mm olmalı  
 M11 civata kullanılabilir.

### 7.KRANK MİLİ TASARIMI

#### 7.1 Silindirler Arası Açıklık

Silindirler arası açıklık L= 99.85 mm

#### 7.2 Krank Muyluları

Krank muylusu çapı d\_k= 53.52 mm  
 Krank muylusu boyu l\_k= 33.55 mm

#### 7.3 Anayatak Muyluları mukavemet kontrolleri

Anayatak muylusu çapı d\_ay= 59.91 mm

#### 7.4 Krank Kolları mukavemet kontrolleri

Krank Kolu genişliği B = 79.88 mm  
 Krank Kolu kalınlığı H = 19.97 mm  
 Karşı Ağırlıklı Krank Kolu Yüksekliği A = 159.77 mm  
 Karşı Ağırlıksız Krank Kolu Yüksekliği Ak = 133.40 mm  
 Yuvarlatma yarıçapı R = 6.39 mm

#### 7.5 Krank Mili Mukavemet Hesapları

##### 7.5.1 I. Kritik Durum

ÜÖN civarında maksimum gaz basıncı altında mukavemet kontrolleri

##### a) Anayatak muylusu (a-a kesiti) mukavemet kontrolleri

##### i) eğilme gerilmesi

F\_y = 49797.15 N  
 Anayatak muylusu boyu l\_ay= 44.93 mm  
 a3 = 22.47 mm  
 Me\_1 = 559397.97 Nm  
 A noktasındaki eğilme gerilmesi SIGMA\_1 = 26.50 MPa

##### ii) Burulma gerilmesi

Mb = 285356.79 Nm  
 A noktasındaki burulma gerilmesi TAU = 13.52 MPa  
 Krank milinin ana yatak muylusunun A noktasındaki toplam gerilmesi SIGMA\_top\_A = 37.85 MPa  
 SIGMA\_top\_A = (36-40) MPa olmalı



!!Krank milinin ana yatak muylusunun ÜÖN civarındaki toplam gerilmesi EMNİYETLİ---

b) Krank kolu mukavemet kontrolleri

i) eğilme

Dar taraf:

eğilme mukavemet momenti

$W1_{dar} = 5309.95 \text{ mm}^3$

Burulma mukavemet momenti

$W1_{ussu\_dar} = 9080.01 \text{ mm}^3$

Geniş taraf:

eğilme mukavemet momenti

$W2_{geniş} = 21239.79 \text{ mm}^3$

Burulma mukavemet momenti

$W2_{ussu\_geniş} = 12270.29 \text{ mm}^3$

$F_{kr\_k} = 49797.15 \text{ N}$

$a2 = 32.45 \text{ mm}$

$Me2_{kr\_k} = 808019.29 \text{ Nmm}$

eğilme gerilmesi  $SIGMA2 = 152.17 \text{ MPa}$

ii) Basma

Normal gerilme  $SIGMA3 = 15.61 \text{ MPa}$

iii)  $Ft_{ussu}$  etkisinde eğilme

Döndürme momentinin yarattığı eğilme gerilmesi  $SIGMA3 = 13.44 \text{ MPa}$

Krank kolunda oluşan toplam gerilme

Dar taraf:  $SIGMA_{top\_dar} = 167.78 \text{ MPa}$

Krank kolunda oluşan toplam gerilme

Geniş taraf:  $SIGMA_{top\_geniş} = 29.04 \text{ MPa}$

c) Krank muylusu mukavemet kontrolleri

i) eğilme

$a1 = 59.21 \text{ mm}$

eğilme gerilmesi

$SIGMA5_{eg\_kr\_muy} = 97.95 \text{ MPa}$

ii) Burulma

Burulma gerilmesi

$TAU5_{kr\_muy} = 11.63 \text{ MPa}$

Krank muylusunda oluşan toplam gerilme

$SIGMA_{top} = 100.67 \text{ MPa} < 320 \text{ MPa}$  olmalı

---Krank muylusunda oluşan toplam gerilme EMNİYETLİ---

7.5.2 II. Kritik Durum

Maksimum teğetsel kuvvet altında mukavemet kontrolleri

a) Anayatak muylusu

i)  $Ft_{max}$  tan gelen eğilme

$Me_1 = 86207.33 \text{ Nmm}$

eğilme gerilmesi  $SIGMA_1 = 4.08 \text{ MPa}$

ii) N den gelen eğilme

$Me_2 = 109498.02 \text{ Nmm}$

eğilme gerilmesi  $SIGMA_2 = 5.19 \text{ MPa}$

Toplam eğilme gerilmesi  $SIGMA_e = 6.60 \text{ MPa}$

iii) Döndürme momentinden gelen burulma

Maksimum teğetsel kuvvetten gelen Döndürme momentinden

kaynaklanan burulma gerilmesi  $TAU_1 = 0.02 \text{ MPa}$

iv) Toplam gerilme  $SIGMA_{top} = 6.60 \text{ MPa} < 320 \text{ MPa}$  olmalı

Krank mili ana yatak muylusunun Maksimum teğetsel kuvvet altındaki gerilmesi EMNİYETLİ---

b) Krank Kolu

i) Dar taraf; N den gelen eğilme

$Me_3 = 158163.80 \text{ Nmm}$

- eğilme gerilmesi  $SIGMA_3 = 29.79$  MPa
- ii) N den gelen basma  
Basma gerilmesi  $SIGMA_4 = 3.06$  MPa
- iii) Geniş taraf,  $Ft_{maks}$  tan gelen eğilme  
 $Me_3 = 158163.80$  Nmm  
eğilme gerilmesi  $SIGMA_5 = 0.02$  MPa
- iv) Geniş taraf,  $Ft_{ussu}$  den gelen eğilme  
eğilme gerilmesi  $SIGMA_6 = 13.44$  MPa
- v) Dar taraf,  $Ft_{maks}$  tan gelen burulma  
Burulma gerilmesi  $TAU_7 = 13.71$  MPa
- vi) Geniş taraf,  $Ft_{maks}$  tan gelen burulma  
Burulma gerilmesi  $TAU_8 = 10.15$  MPa
- Dar tarafa etki eden toplam gerilme  
 $SIGMA_{top} = 42.79$  MPa
- Geniş tarafa etki eden toplam gerilme  
 $SIGMA_{top} = 26.16$  MPa
- $SIGMA_{top} < 385$  [MPa]  
---Krank kolunun etkiyen toplam gerilme değeri EMNİYETLİ---
- c) Krank muylusu
- i)  $Ft_{max}$  tan gelen eğilme  
 $Me_9 = 227204.21$  Nmm  
eğilme gerilmesi  $SIGMA_9 = 15.09$  MPa
- ii) N den gelen eğilme  
 $Me_{10} = 288588.11$  Nmm  
eğilme gerilmesi  $SIGMA_{10} = 19.17$  MPa
- iii)  $Ft_{maks}$  tan gelen burulma  
Maksimum teğetsel kuvvetten gelen Döndürme momentinden kaynaklanan burulma gerilmesi  $TAU_{11} = 0.02$  MPa  
 $Ft_{ussu}$  den gelen Döndürme momentinden kaynaklanan burulma gerilmesi  $TAU_{12} = 18.96$  MPa
- v) Toplam gerilme  $SIGMA_{top} = 45.13$  MPa < 320 MPa olmalı  
-----Krank muylusunun toplam gerilme değeri EMNİYETLİ---

#### 7.6 Ana Yatak Konstrüksiyon ve Yaklaşık Hesabı

- i) Yatak zarfının dış çapı:  $d_{yzdc} = 74.89$  mm
- ii) Burç kalınlığı:  $U = 2.40$  mm
- iii) Cıvatalar arası mesafe:  $L_1 = 89.87$  mm

##### 7.6.1 Krank Milinin Yaklaşık Ağırlık Hesabı

Krank Milinin Yaklaşık Ağırlık Hesabı:  $G_k = 227.59$  N

##### 7.6.2 Asılı Yataklarda Kapağa Etkiyen Kuvvetin Hesabı

Yatağlarda kapağa etkiyen basınç kuvveti:  $P_k = 6.55$  N

Asılı Yataklarda Kapağa Etkiyen Kuvvetin Hesabı:  $F_k = 32850.07$  N

a) Yatakların mukavemet kontrolü;  
 $Me_{yatak} = 123007.45$  N  
 $W_2_{ussu} = 20123.11$  N  
Mukavemet kontrolü  $SIGMA_{yatak} = 6.11$  Mpa  
Yatak Malzemesi olarak dökme demir seçilirse;  
 $Sigma_{emniyet} = 20$  Mpa >  $SIGMA_{yatak}$ ;  
---Yatakların mukavemeti EMNİYETLİ---

##### 7.6.3 Cıvata Hesabı;

$d_{civ} \geq 14.8$  mm olmalı  
M16 civata kullanılabilir.

#### 7.7 Karşı Ağırlıkta Denge Kontrolü;

- a) Krank Muylusu Kütlesi;  
 $m_{km} = 0.59$  kg

- b) Kısa Krank Kolunun Dengelenmemiş Kütlesi;  
 $m_{kr\_kol} = 2.35$  kg  
 c) Krank Yarıçapına İndirgenmiş Dengelenmemiş Kütle;  
 $m_r = 0.50$  kg  
 d) Karşı Ağırlıkta Dengelenmesi Gereken Krank Yarıçapına İndirgenmiş Kütle;  $m_{den} = 2.44$  kg

## 8. SUPAP ve KUMANDA MEKANİZMALARI TASARIMI

### 8.1. Supap Hesabı

Vg gazlarının emme kanalındaki geçiş hızı olmak üzere;  
 Emme Supabı için:  $Vg = (50-90)$  m/s  
 Egzoz supabı için  $Vg = (70-120)$  m/s değerleri arasındadır.  
 Emme supabı için  $Vg_{emme} = 90$  m/s  
 Egzoz supabı için  $Vg_{egzoz} = 120$  m/s  
 Piston tablası alanı  $A_p = 0.005012$  m/s  
 Ortalama Piston hızı  $V_{pm} = 15.50$  m/s

#### 8.1.1 Emme Supabı Boyutları ve Kalkma Miktarı

Emme kanalı kesit alanı  $A_{k\_emme} = 0.000863$  m/s  
 Çift emme ve çift egzoz supabı kullanıldı ve tek supap için hesaba devam edildi.

- a) Emme supabı çapı;  $\delta = 6$  mm  
 b) Emme supabı kalkma miktarı; İki reel kök;  $x_1 = 37.101164$   
 $x_2 = 11.696656$   
 Küçük kök Kabul edilir;  $h_{emme} = 12$  mm  
 c) Min. Supap Tablası Çapı;  $D_{st} = 22.83$  mm  
 d) Max. Supap Tablası Çapı;  $D_{st\_ussu} = 27.00$  mm  
 Supap oturma yüzeyi genişliği;  $b_{emme} = 2.72$  mm  
 $0.12 * D_{1\_emme} > b_{emme} > 0.1 * D_{1\_emme}$  aralığında olmalıdır.  
 $b$  değeri uygundur!!  
 e) Yuva Çapı  $h_s = 2.62$  mm  
 f) Toplam tabla kalınlığı kontrolü  $\rho_{ussu\_emme} = 4.52$  mm  
 $h_{1\_2\_emme} > \rho_{ussu\_emme}$  olmalıdır.  $h_{1\_2\_emme} = 4.7517$  [mm]  
 Emme supabı toplam tabla kalınlığı uygun. EMNİYETLİ!!!  
 g) Supap Sapı Kontrolü;  $\delta_{ss} = 10.00$  mm

#### 8.1.2 Egzoz Supabı Boyutları ve Kalkma Miktarı

Egzoz kanalı kesit alanı  $A_{k\_egzoz} = 0.000647$  m/s

- a) Egzoz Supabı Çapı;  $\delta_{egzoz} = 6$  mm  
 b) Egzoz Supabı Kalkma Miktarı;  
 İki reel kök;  $x_1 = 32.429800$   $x_2 = 10.036129$   
 Küçük kök Kabul edilir;  $h_{egzoz} = 11$  mm  
 c) Minimum Supap Tablası Çapı;  $D_{st\_egzoz} = 19.86$  mm  
 d) Max. Supap Tablası Çapı;  $D_{st\_ussu\_egzoz} = 24.26$  mm  
 Supap oturma yüzeyi genişliği;  $b_{egzoz} = 2.87$  mm  
 e) Yuva Çapı;  $h_{s\_egzoz} = 2.55$  mm  
 f) Egzoz supabı toplam tabla kalınlığı kontrolü  
 $\rho_{ussu\_egzoz} = 4.06$  mm  
 $h_{1\_2\_egzoz} > \rho_{ussu\_egzoz}$  olmalıdır.  $h_{1\_2\_egzoz} = 5.0000$  [mm]  
 Egzoz supabı toplam tabla kalınlığı uygun. EMNİYETLİ!!!  
 g) Supap Sapı Kontrolü;  $\delta_{ss} = 9.00$  mm

### 8.2 Kam Profilinin Belirlenmesi

Emme ve Egzoz Avans Değerleri;

- Emme açılma avansı;  $\alpha_1 = (10-20)^\circ$ KMA  $\alpha_1 = 17^\circ$  KMA  
 Emme Kapanma Gecikmesi;  $\alpha_2 = (40-60)^\circ$ KMA  $\alpha_2 = 40^\circ$  KMA  
 Egzoz Açılma Avansı;  $\alpha_3 = (45-60)^\circ$ KMA  $\alpha_3 = 45^\circ$  KMA

Egzoz Kapanma Gecikmesi;  $\alpha_4=(4-15)^\circ$ KMA  $\alpha_4=11^\circ$ KMA

- a) Krank mili açısal hızı;  $w=575.96$  rad/s
- b) Emme Supabının açık kaldığı zaman;  $t_{emme}=0.007182$  rad/s
- c) Emme kam açısı;  $\text{iki\_fi\_emme}=118.50^\circ$
- d) Egzoz Supabının Açık Kaldığı Zaman;  $t_{egzoz}=0.007152$  s
- e) Egzoz kam açısı;  $\text{iki\_fi\_egzoz}=118.00^\circ$

#### 8.2.1 Emme Kam Profilinin Belirlenmesi

$s_{emme}$  :Külbütör ile supap arası boşluk  
 $s_{k\_emme}$  :Kam ile itecek arasındaki boşluk  
 $h_{emme}$  :Supap kalkma miktarı  
 $h_{k\_emme}$  :Kam tarafındaki kalkma miktarı  
 $L1_{emme}, L2_{emme}$  :Külbütör kol uzunlukları  
 $h_{k\_emme}/h_{emme}=L2_{emme}/L1_{emme}=s_{k\_emme}/s_{emme}=(0.5-0.96)$   
 $h_{k\_emme}/h_{emme}=L2_{emme}/L1_{emme}=s_{k\_emme}/s_{emme}=0.7$  alındı

- a) Kam Tarafındaki kalkma miktarı;  $h_{k\_emme}=8.4000$
- b) Külbütör ile supap sapı arasındaki boşluk;  $s_k=0.1750$  mm
- c) Kam Konstüksiyonu;  $d_k=21$  mm
- d) Kam Genişliği;  $b=7$  mm
- e) Emme Kam Profilinin Belirlenmesi  
 $20 \cdot h_{k\_emme} > r1_{emme} > 8 \cdot h_{k\_emme}$  değerleri aralığında olmalıdır.  
 $r1$  değeri uygundur.  $r1=150.96$  mm  
 $r2_{secilen\_emme}=r2_{emme}$  olduğundan dolayı  $r2$  değeri uygundur.  
 $r2=12.00$  mm

#### 8.2.1.1 Emme Supabı Supap kalkma miktarı, Hız, ve Supap İvmesinin Hesabı

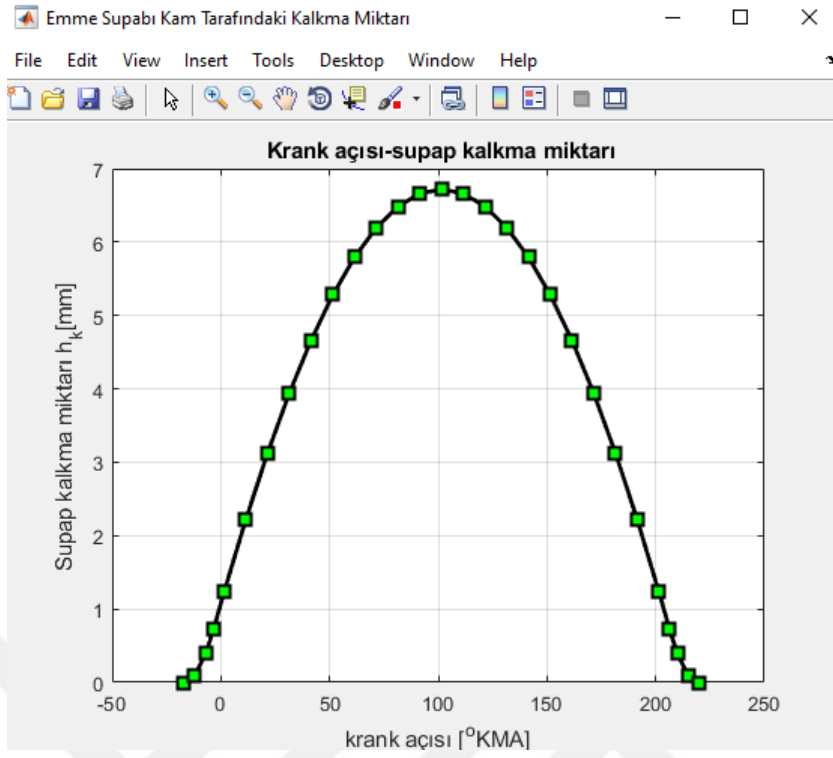
- a) I. Bölge  
 $h_{emme\_1}=(r1_{emme}-r0_{emme}) \cdot (1-\cos(\text{fi\_1\_emme}))$   
 $v_{emme\_1}=(r1_{emme}-r0_{emme}) \cdot w_{kam} \cdot \sin(\text{fi\_1\_emme})$   
 $a_{emme\_1}=(r1_{emme}-r0_{emme}) \cdot w_{kam}^2 \cdot \cos(\text{fi\_1\_emme})$
- b) II. Bölge  
 $h_{emme\_2}=a_{emme\_kam} \cdot \cos(\text{fi\_2\_emme})+r2_{emme}-r0_{emme}$   
 $v_{emme\_2}=-w_{kam} \cdot a_{emme\_kam} \cdot \sin(\text{fi\_2\_emme})$   
 $a_{emme\_2}=-w_{kam}^2 \cdot a_{emme\_kam} \cdot \cos(\text{fi\_2\_emme})$

Hesaplamalarda  $\text{fi\_1\_emme}$  ve  $\text{fi\_2\_emme}$  açılarının işaretlerine dikkat edilmelidir.

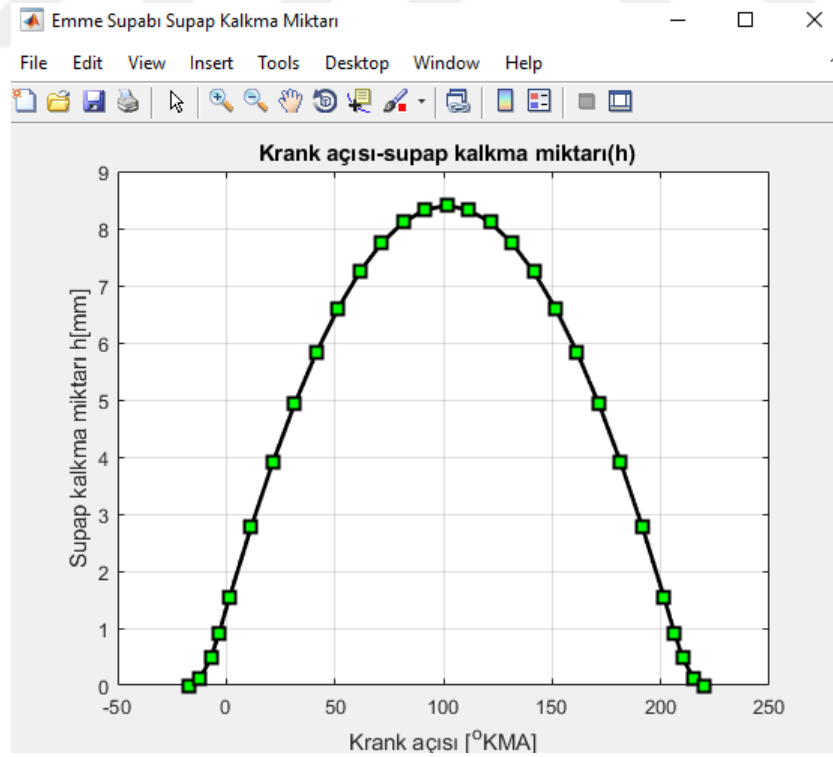
- $\text{fi\_1\_emme}$  açısının işareti;  
 supap açılırken (+)  
 supap kapanırken (-)
- $\text{fi\_2\_emme}$  açısının işareti;  
 supap açılırken (-)  
 supap kapanırken (+)
- hızın işareti;  
 supap açılırken (+)  
 supap kapanırken (-)
- ivmenin I.bölgede işareti;  
 supap açılırken (+)  
 supap kapanırken (-)
- ivmenin II.bölgede işareti;  
 supap açılırken (-)  
 supap kapanırken (+)

Tablo 5. Örnek 1 için emme supabı tablosu

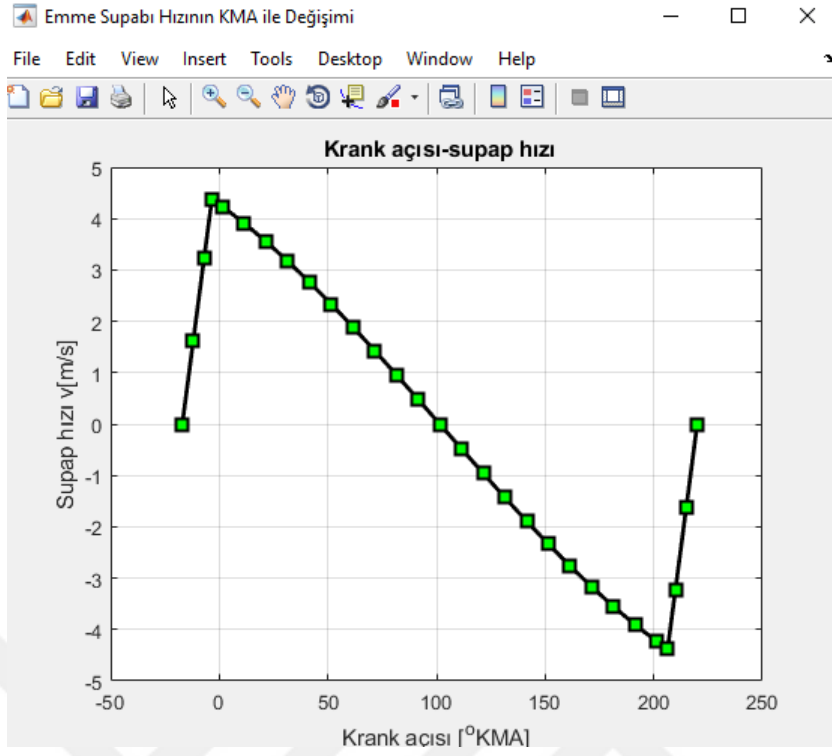
| $\alpha$ ° | $\varphi$ ° | $\varphi_1$ ° | $\varphi_2$ ° | $h_k$ (mm) | $h$ (mm) | $v$ (m/s) | $a$ (m/s <sup>2</sup> ) |
|------------|-------------|---------------|---------------|------------|----------|-----------|-------------------------|
| -17        | 351,5       | 0             | 0             | 0          | 0        | 0         | 10628,29                |
| -12        | 354         | 2,5           | 0             | 0,097581   | 0,121977 | 1,60983   | 10618,17                |
| -7         | 356,5       | 5             | 0             | 0,390139   | 0,487674 | 3,21660   | 10587,84                |
| -3,36047   | 358,3198    | 6,819766      | 52,4302       | 0,725407   | 0,906758 | 4,38251   | -970,866                |
| 1,5        | 0,75        | 0             | 50            | 1,233218   | 1,541522 | 4,23561   | -1023,51                |
| 11,5       | 5,75        | 0             | 45            | 2,22116    | 2,77645  | 3,90973   | -1125,92                |
| 21,5       | 10,75       | 0             | 40            | 3,126443   | 3,908053 | 3,55410   | -1219,77                |
| 31,5       | 15,75       | 0             | 35            | 3,942175   | 4,927719 | 3,17142   | -1304,33                |
| 41,5       | 20,75       | 0             | 30            | 4,66215    | 5,827688 | 2,76460   | -1378,97                |
| 51,5       | 25,75       | 0             | 25            | 5,280888   | 6,60111  | 2,33674   | -1443,11                |
| 61,5       | 30,75       | 0             | 20            | 5,793679   | 7,242098 | 1,89109   | -1496,27                |
| 71,5       | 35,75       | 0             | 15            | 6,196621   | 7,745776 | 1,43106   | -1538,04                |
| 81,5       | 40,75       | 0             | 10            | 6,486647   | 8,108309 | 0,96013   | -1568,11                |
| 91,5       | 45,75       | 0             | 5             | 6,661551   | 8,326938 | 0,48190   | -1586,24                |
| 101,5      | 50,75       | 0             | 0             | 6,72       | 8,4      | 0         | -1592,3                 |
| 111,5      | 55,75       | 0             | -5            | 6,661551   | 8,326938 | -0,4819   | -1586,24                |
| 121,5      | 60,75       | 0             | -10           | 6,486647   | 8,108309 | -0,9601   | -1568,11                |
| 131,5      | 65,75       | 0             | -15           | 6,196621   | 7,745776 | -1,4310   | -1538,04                |
| 141,5      | 70,75       | 0             | -20           | 5,793679   | 7,242098 | -1,8911   | -1496,27                |
| 151,5      | 75,75       | 0             | -25           | 5,280888   | 6,60111  | -2,3367   | -1443,11                |
| 161,5      | 80,75       | 0             | -30           | 4,66215    | 5,827688 | -2,764    | -1378,97                |
| 171,5      | 85,75       | 0             | -35           | 3,942175   | 4,927719 | -3,1714   | -1304,33                |
| 181,5      | 90,75       | 0             | -40           | 3,126443   | 3,908053 | -3,5541   | -1219,77                |
| 191,5      | 95,75       | 0             | -45           | 2,22116    | 2,77645  | -3,9097   | -1125,92                |
| 201,5      | 100,75      | 0             | -50           | 1,233218   | 1,541522 | -4,2356   | -1023,51                |
| 206,3605   | 103,1802    | 6,819766      | -52,430       | 0,725407   | 0,906758 | -4,3825   | 10553,09                |
| 210        | 105         | 5             | 0             | 0,390139   | 0,487674 | -3,2166   | 10587,84                |
| 215        | 107,5       | 2,5           | 0             | 0,097581   | 0,121977 | -1,6098   | 10618,17                |



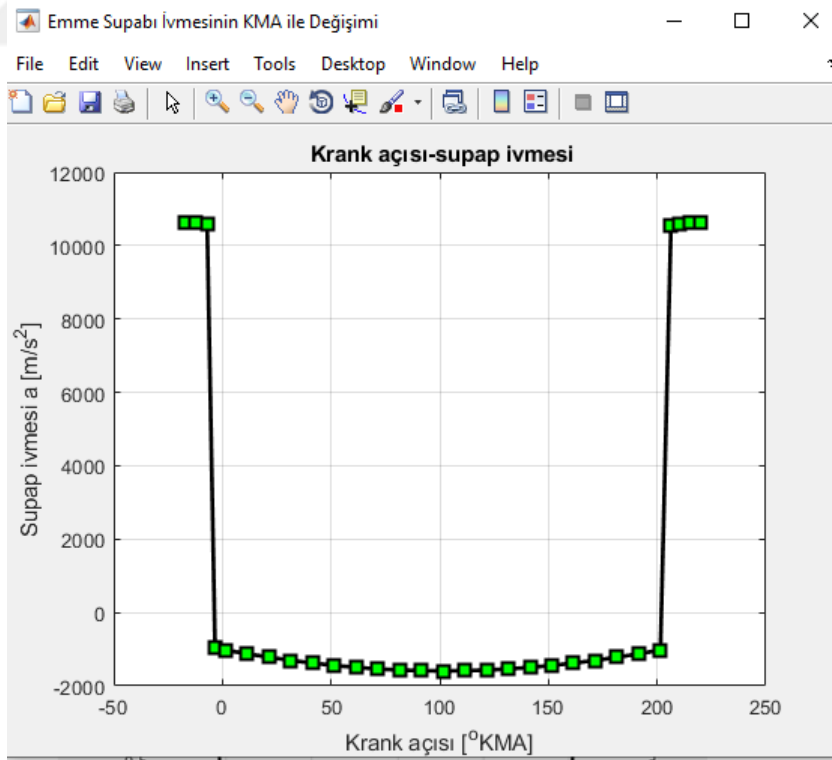
Şekil 44. Emme supabının kam tarafındaki kalkma miktarının değişimi



Şekil 45. Emme supabı kalkma miktarının °KMA ile değişimi



Şekil 46. Emme supabı hızının °KMA ile değişimi



Şekil 47. Emme supabı ivmesinin °KMA ile değişimi

## 8.2.2 Egzoz Kam Profilinin Belirlenmesi

$s_{egzoz}$  :Külbütör ile supap arası boşluk  
 $s_k_{egzoz}$  :Kam ile itecek arasındaki boşluk  
 $h_{egzoz}$  :Supap kalkma miktarı  
 $h_k_{egzoz}$  :Kam tarafındaki kalkma miktarı  
 $L1_{egzoz}, L2_{egzoz}$  :Külbütör kol uzunlukları  
 $h_k_{egzoz}/h_{egzoz}=L2_{egzoz}/L1_{egzoz}=s_k_{egzoz}/s_{egzoz}=(0.5-0.96)$   
 arası seçilir  
 $h_k_{egzoz}/h_{egzoz}=L2_{egzoz}/L1_{egzoz}=s_k_{egzoz}/s_{egzoz}=0.8$

- a) Kam tarafındaki kalkma miktarı;  $h_k_{egzoz}=8.80$  mm  
 b) Külbütör ile supap sapı arasındaki boşluk;  $s_k_{egzoz}=0.32$  mm  
 c) Kam mili çapı;  $d_k_{egzoz}=21$  mm  
 d) Kam Genişliği;  $b_{egzoz}=7$  mm  
 e)Egzoz Kam Profilinin Belirlenmesi  
 $8 \cdot h_k_{egzoz} < r1_{egzoz} < 20 \cdot h_k_{egzoz}$  aralığında olduğundan;  
 $r1_{egzoz}$  değeri uygundur.  $r1_{egzoz}=153.85$  mm  
 $r2_{secilen_{egzoz}}=r2_{egzoz}$  olduğundan  $r2_{egzoz}$  değeri uygundur.  
 $r2=11.00$  mm

## 8.2.2.1 Egzoz Supabı Supap Kalkma Miktarı, Hız ve Supap İvmesinin Hesabı

- a) I. Bölge  
 $h_{egzoz\_1}=(r1_{egzoz}-r0_{egzoz}) \cdot (1-\cos(\varphi_{1_{egzoz}}))$   
 $v_{egzoz\_1}=(r1_{egzoz}-r0_{egzoz}) \cdot \omega_{kam} \cdot \sin(\varphi_{1_{egzoz}})$   
 $a_{egzoz\_1}=(r1_{egzoz}-r0_{egzoz}) \cdot \omega_{kam}^2 \cdot \cos(\varphi_{1_{egzoz}})$
- b) II. Bölge  
 $h_{egzoz\_2}=a_{kam} \cdot \cos(\varphi_{2_{egzoz}}) + r2 - r0$   
 $v_{egzoz\_2}=-\omega_{kam} \cdot a_{egzoz\_kam} \cdot \sin(\varphi_{2_{egzoz}})$   
 $a_{egzoz\_2}=-\omega_{kam}^2 \cdot a_{egzoz\_kam} \cdot \cos(\varphi_{2_{egzoz}})$

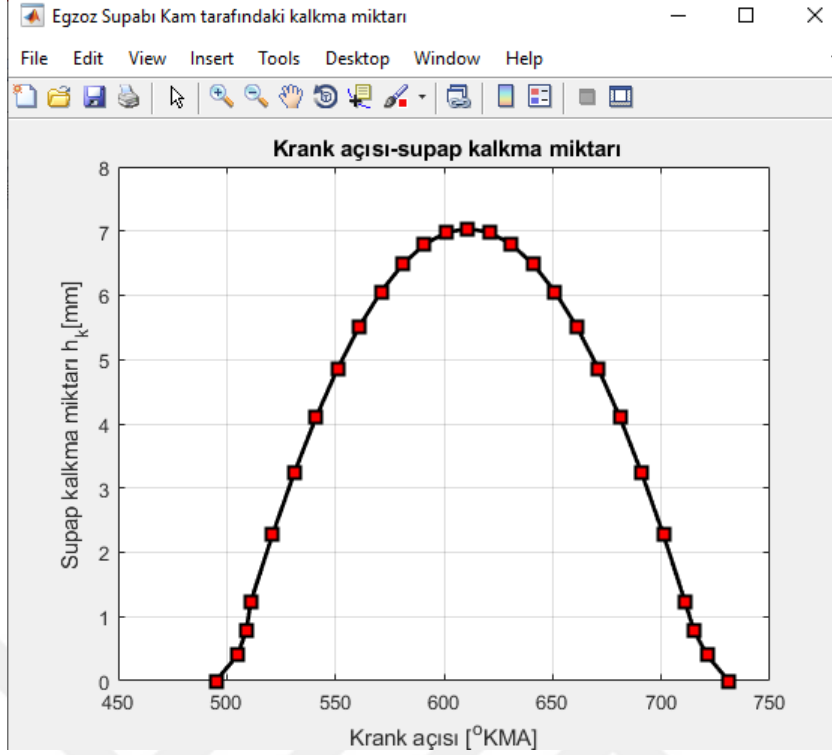
Hesaplamalarda  $\varphi_{1_{egzoz}}$  ve  $\varphi_{2_{egzoz}}$  açılarının işaretlerine dikkat edilmelidir.

- $\varphi_{1_{egzoz}}$  açısının işareti;  
 supap açılırken (+)  
 supap kapanırken (-)
- $\varphi_{2_{egzoz}}$  açısının işareti;  
 supap açılırken (-)  
 supap kapanırken (+)
- hızın işareti;  
 supap açılırken (+)  
 supap kapanırken (-)
- ivmenin I.bölgede işareti;  
 supap açılırken (+)  
 supap kapanırken (-)
- ivmenin II.bölgede işareti;  
 supap açılırken (-)  
 supap kapanırken (+)

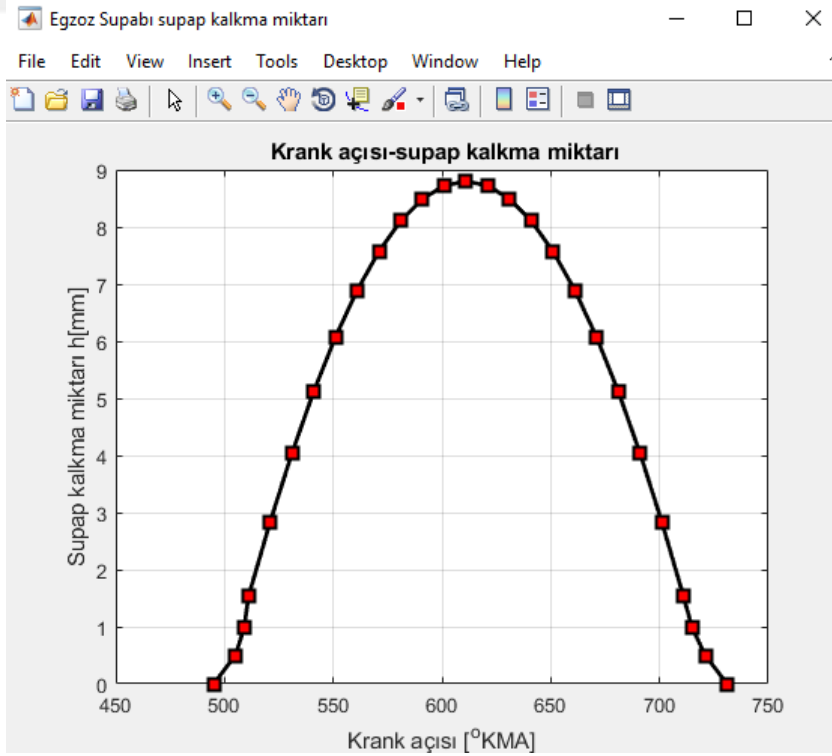


Tablo 6. Örnek 1 için egzoz supabı tablosu

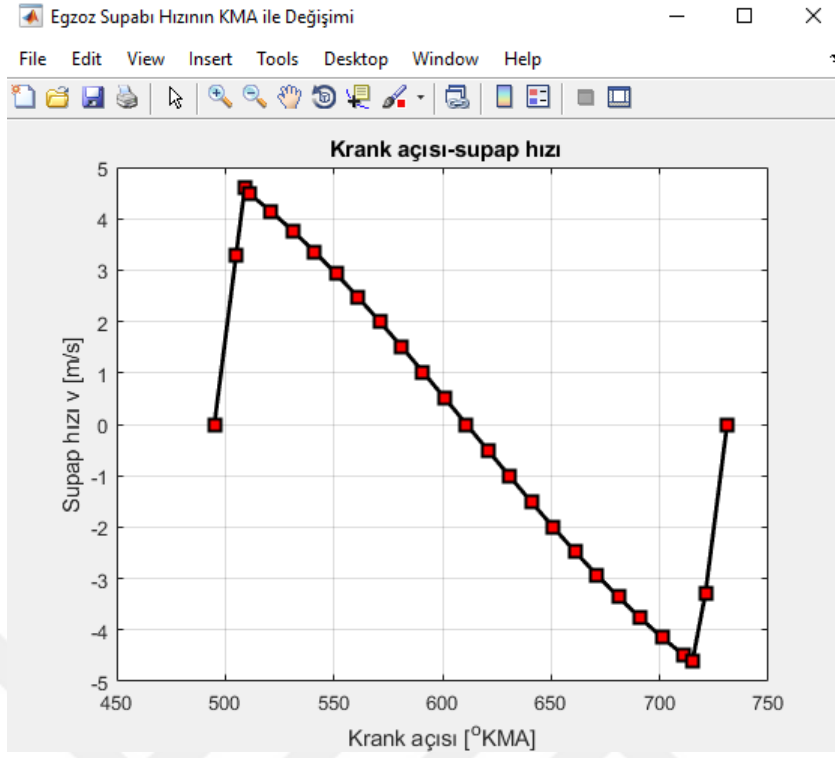
| $\alpha$ ° | $\varphi$ ° | $\varphi_1$ ° | $\varphi_2$ ° | $h_k$ (mm) | $h$ (mm) | $v$ (m/s) | $a$ (m/s <sup>2</sup> ) |
|------------|-------------|---------------|---------------|------------|----------|-----------|-------------------------|
| 495        | 247,5       | 0             | 0             | 0          | 0        | 0         | 10889,26                |
| 505        | 252,5       | 5             | 0             | 0,399719   | 0,499649 | 3,295589  | 10847,82                |
| 509,0274   | 254,5137    | 7,013704      | 51,9863       | 0,786037   | 0,982546 | 4,617179  | -1039,35                |
| 511,0137   | -13,5       | 0             | 50            | 1,224582   | 1,530728 | 4,489311  | -1084,81                |
| 521,0137   | -8,5        | 0             | 45            | 2,271698   | 2,839623 | 4,143914  | -1193,36                |
| 531,0137   | -3,5        | 0             | 40            | 3,231204   | 4,039004 | 3,766979  | -1292,83                |
| 541,0137   | 1,5         | 0             | 35            | 4,095795   | 5,119744 | 3,361375  | -1382,46                |
| 551,0137   | 6,5         | 0             | 30            | 4,858894   | 6,073617 | 2,93019   | -1461,56                |
| 561,0137   | 11,5        | 0             | 25            | 5,514691   | 6,893363 | 2,476703  | -1529,55                |
| 571,0137   | 16,5        | 0             | 20            | 6,058196   | 7,572745 | 2,004368  | -1585,89                |
| 581,0137   | 21,5        | 0             | 15            | 6,485272   | 8,106591 | 1,516778  | -1630,16                |
| 591,0137   | 26,5        | 0             | 10            | 6,79267    | 8,490838 | 1,017644  | -1662,03                |
| 601,0137   | 31,5        | 0             | 5             | 6,97805    | 8,722562 | 0,510766  | -1681,25                |
| 611,0137   | 36,5        | 0             | 0             | 7,04       | 8,8      | 0         | -1687,67                |
| 621,0137   | 41,5        | 0             | -5            | 6,97805    | 8,722562 | -0,51077  | -1681,25                |
| 631,0137   | 46,5        | 0             | -10           | 6,79267    | 8,490838 | -1,01764  | -1662,03                |
| 641,0137   | 51,5        | 0             | -15           | 6,485272   | 8,106591 | -1,51678  | -1630,16                |
| 651,0137   | 56,5        | 0             | -20           | 6,058196   | 7,572745 | -2,00437  | -1585,89                |
| 661,0137   | 61,5        | 0             | -25           | 5,514691   | 6,893363 | -2,4767   | -1529,55                |
| 671,0137   | 66,5        | 0             | -30           | 4,858894   | 6,073617 | -2,93019  | -1461,56                |
| 681,0137   | 71,5        | 0             | -35           | 4,095795   | 5,119744 | -3,36138  | -1382,46                |
| 691,0137   | 76,5        | 0             | -40           | 3,231204   | 4,039004 | -3,76698  | -1292,83                |
| 701,0137   | 81,5        | 0             | -45           | 2,271698   | 2,839623 | -4,14391  | -1193,36                |
| 711,0137   | 86,5        | 0             | -50           | 1,224582   | 1,530728 | -4,48931  | -1084,81                |
| 714,9863   | 88,4863     | 7,013704      | -51,986       | 0,786037   | 0,982546 | -4,61718  | 10807,78                |
| 721        | 360,5       | 5             | 0             | 0,399719   | 0,499649 | -3,29559  | 10847,82                |
| 731        | 365,5       | 0             | 0             | 0          | 0        | 0         | 10889,26                |



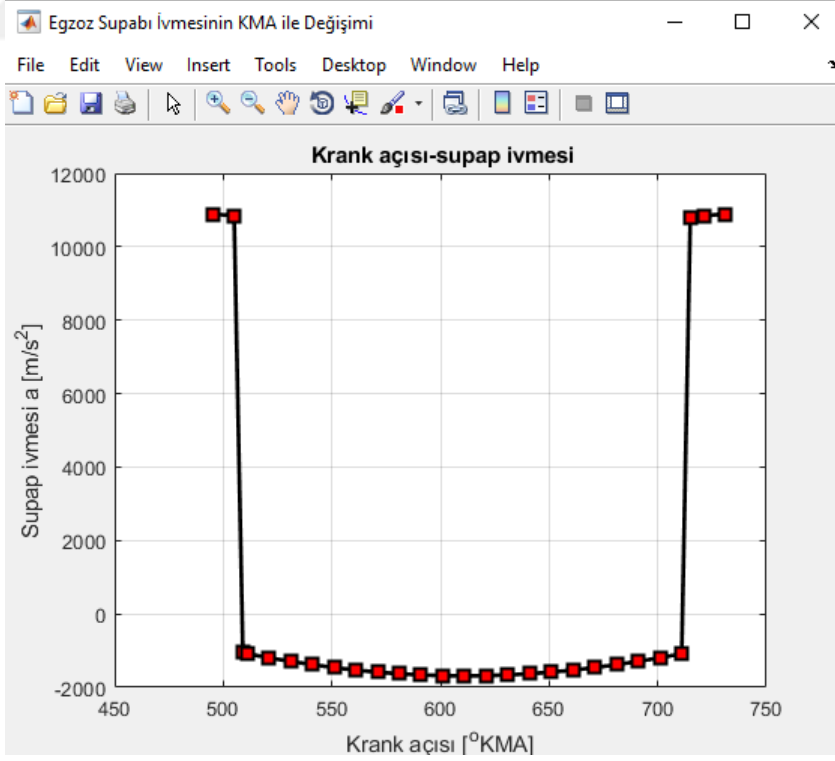
Şekil 48. Egzoz supabının kam tarafındaki kalkma miktarının değişimi



Şekil 49. Egzoz supabının kalkma miktarının °KMA ile değişimi



Şekil 50. Egzoz supabı hızının °KMA ile değişimi



Şekil 51. Egzoz supabı ivmesinin °KMA ile değişimi

## 8.3. SUPAP YAYLARI

Emme supabı hacmi :  $V_{emme\_supap}=10574.598591 \text{ mm}^3$   
 Emme supabı kütlesi :  $m_{supap\_emme}=0.083222 \text{ kg}$   
 Egzoz supabı hacmi :  $V_{egzoz\_supap}=8672.193572 \text{ mm}^3$   
 Egzoz supabı kütlesi:  $m_{supap\_egzoz}=0.068250 \text{ kg}$   
 Külbütörün kütlesi :  $m_{klbtr}=0.052200 \text{ kg}$  alındı  
 Külbütörün kütleesel atalet momenti :  $I_{2\_klbtr}=0.000035 \text{ kgm}^3$

## 8.3.1 Emme Supabı İçin Yay Hesabı

Maksimum ivme;  $a_{max\_emme}=10628.288557$   
 Maksimum kuvvet;  $P_{max\_emme}=1339.690338$   
 Sürtünme kuvveti;  $P_{surtunme}=4.000000$   
 Emme yayı kuvveti;  $P_{yay\_emme}=1075.752270$   
 (Pr-Pa)=(0.05-0.07) arasında bir değerdir.  
 $Pr_{Pa}=0.07 \text{ N}$   
 Yaya verilen ön yükleme :  $P_{on\_emme}=40.078868 \text{ N}$   
 Bu ön gerilmeyle yay biraz daha kısalır.  
 Supap açıldığında buna ek olarak  $h_{emme}$  kadar daha kısaldığında yay karakretistiği şöyle olur;  
 Emme yayı tel çapı:  $d_{tel\_emme}=5 \text{ mm}$   
 Max gerilme :  $\tau_{max\_emme}=587 \text{ MPa}$   
 $\tau_{max\_emme}<\tau_{em\_50CrV4}=590.0000. \text{ EMNİYETLİ}$   
 Sarım sayısı :  $i=19$   
 Sıkışmaya aktif olarak katılmayan sarım sayısı :  $i_{ussu\_n}=1$

Serbest durumdaki yay uzunluğu :  $H_{yay\_emme}=116.1701$   
 Supaplar tam açıkken yay uzunluğu :  $L_{min\_yay\_emme}=103.8000 \text{ mm}$   
 Supaplar kapalıyken yay uzunluğu :  $L_{yay\_emme}=115.8000 \text{ mm}$   
 Yayların doğal frekansı :  $w_{frekans\_emme}=660.9405 \text{ rad/s}$   
 KAm milinin frekansı :  $w_{kam}=287.9793 \text{ rad/s}$   
 $w_{frekans\_emme}$  ve  $w_{kam}$  eşit değil. EMNİYETLİ

## 8.3.2. Egzoz Supabı İçin Yay Hesabı

Yaya verilen ön yükleme :  $P_{on\_egzoz}=32.346558 \text{ N}$   
 Bu ön gerilmeyle yay biraz daha kısalır.  
 Supap açıldığında buna ek olarak  $h_{emme}$  kadar daha kısaldığında yay karakretistiği şöyle olur;  
 Egzoz yayı tel çapı:  $d_{tel\_egzoz}=5 \text{ mm}$   
 Max gerilme :  $\tau_{max\_egzoz}=528 \text{ MPa}$   
 $\tau_{max\_egzoz}<\tau_{em\_50CrV4}=590.0000 \text{ [MPa]} \text{ EMNİYETLİ}$   
 Sarım sayısı :  $i=17$   
 Sıkışmaya aktif olarak katılmayan sarım sayısı :  $i_{ussu\_n\_egzoz}=1$   
 Serbest durumdaki yay uzunluğu :  $H_{yay\_egzoz}=104.7131 \text{ mm}$   
 Supaplar tam açıkken yay uzunluğu :  $L_{min\_yay\_egzoz}=93.4000 \text{ mm}$   
 Supaplar kapalıyken yay uzunluğu :  $L_{yay\_egzoz}=104.4000 \text{ mm}$   
 Yayların doğal frekansı :  $w_{frekans\_egzoz}=629.4234 \text{ rad/s}$   
 $w_{frekans\_egzoz}$  ve  $w_{kam}$  birbirine eşit değil. EMNİYETLİ

## 9.MOTOR DONANIMLARI TASARIMI

## 9.1.Yağlama Donanımı

Motorlarda genelde 2 çeşit yağlama yapılır.  
 \*\*Sıçrama ile yağlama  
 \*\*Cebri yağlama yağlama  
 Kartere silindir hacmi litesini başına 5 lt yağ konur.

## 9.2. Dişli Pompanın Boyutlandırılması

Ortalama Debi :  $Q_{ort}=2600 \text{ lt/BGh}$

Modül : modul=3 mm  
 Diş yüksekliği : e\_dis\_yuks=6.60 mm  
 Pompa genel verimi : eta\_pompa\_genel=0.80  
 Pompa mekanik verimi: eta\_pompa\_mek=0.80  
 Dişli pompa devir sayısı: n\_pompa=3667 d/dk  
 Eğer n\_pompa>3000d/dk ise pompada helisel dişler kullanılır.  
 Dişli pompası yuvarlanma dairesi çapı: d\_disli\_yuv=29 mm  
 Diş genişliği : h\_dis\_gen=29.00 mm  
 Çevresel dişli hızı : V\_cev\_disli=5.57 m/s  
 Çevresel dişli hızı V\_cev\_disli<10 [m/s] EMNİYETLİ!!

Dişli Pompanın Diş Sayısı : N\_dpds=9.67  
 7<N\_dpds<12 olmalıdır.  
 Diş sayısı şartı sağlanmıştır.

Diş üstü çapı : D\_1\_duc=35.00 mm  
 Diş dibi çapı : D\_i\_ddc=23.00 mm  
 Yağlama yağının 1dakikada 6 kez sirkülasyon yaptığı düşünülürse:

### 9.3. Turboşarj donanımı

Güç kazanımı hesaplamak için ;  $P=P_0 \cdot PR \cdot DC \cdot PL$   
 İlk başta seçilen motor gücü: P=130  
 Basınç artma oranı : PR=1.49  
 Emiye gelen havanın sıcaklığına bağlı olarak yoğunluktaki değişim:  
 DC=0.85  
 Aşırı besleme mekanizmasının motordan çaldığı güç: PL=0.950  
 PO=80.495 BG  
 Turboşarj donanımı Motorun gücünü PO=80.495 kW dan Ne=130.00 kW gücüne çıkartmıştır.

### 9.4. Soğutma Donanımı

Alüminyum için gerekli değerler;  
 Elastisite modülü : E\_al=66000000.0000 [MPa]  
 Isı genleşme katsayısı : alfa\_al=0.0000 1/°C  
 Isı iletim katsayısı : lamda\_al=202 kcal/mhK  
 Emniyet gerilmesi : sigma\_em\_al=1015.0000 kg/cm<sup>2</sup>/mhK  
 Geçme kovanlarında çeper kalınlığı : s\_sogutma=1.2651 mm  
 Geçme kovanlarında çeper kalınlığı kontrolü :  
 s\_sogutma\_kontrol=0.6620 mm  
 s\_sogutma=1.2651 mm > s\_sogutma\_kontrol=0.6620 mm  
 Geçme kovanlarında çeper kalınlığı uygundur.EMNİYETLİ!!

Çeki gerilmesi : sigma\_c\_sogutma=52.8437 kg/cm<sup>2</sup>  
 Isıl gerilme : sigma\_t\_sogutma=52.8437 kg/cm<sup>2</sup>  
 Toplam gerilme :  
 sigma\_toplam=sigma\_c\_sogutma+sigma\_t\_sogutma=105.6874 kg/cm<sup>2</sup>  
 Emniyet gerilmesi : sigma\_em\_al=1015.0000 kg/cm<sup>2</sup>  
 Mukavemet kontrolü :  
 sigma\_toplam=sigma\_c\_sogutma+sigma\_t\_sogutma<=sigma\_em\_al EMNİYETLİ!!

### 10.1.Gövde Et Kalınlığı Hesabı

Gövde malzemesi olarak Al seçildi.  
 Al için mekanik ve ısı değerler şöyledir:  
 Isıl genleşme katsayısı : alfa\_al=0.0000 1/°C  
 Elastisite modülü : E\_em=66000.00 MPa  
 Isı iletim katsayısı : lamda\_al=202.0000 W/mK

a)Gövde Et Kalınlığı : s\_govde=7.6097 mm  
 b) Gaz Bas. oluşan Çeki Gerilmesi : sigma\_c\_govde=88.2964 Mpa

c) İç ve dış cidar sıc. fark. kayn. ısı gerilme:

$\sigma_{t\_govde}=88.2964$  Mpa

d) Toplam gerilme :  $\sigma_{top\_govde}=176.5928$  Mpa  
90MPa < $\sigma_{top\_govde}$ < 180MPa Toplam gerilme uygundur. EMNİYETLİ!!

#### 10.2. Soğutma Kanalları Boyutlandırılması

$m_{nokta}=Q_{su}/(ro_{su}*Cs*t_{c\_g})$

Soğutma suyu kütleli debisi :  $m_{nokta}=0.14438561$  m<sup>2</sup> lt/dk

$A_{sk}=m_{nokta}*10^{-3}/(ro_{su}*V_{sk})$

Soğutma kanalı alanı :  $A_{sk}=0.00001805$  m<sup>2</sup>

#### 10.3. Su Gazı Dengesine Göre Emisyon Değerleri

Yakıtın kapalı formülü; C<sub>8</sub>H<sub>15</sub>

Havanın içindeki O<sub>2</sub> ve N oranları

0.21\*O<sub>2</sub> + 0.79\*N<sub>2</sub> dir.

Kuru hava : O<sub>2</sub>+0.79/0.21\*N<sub>2</sub>

C<sub>8</sub>H<sub>15</sub>+alfa\*O<sub>min</sub>\*(O<sub>2</sub>+3.762\*N<sub>2</sub>)=n<sub>1</sub>\*CO<sub>2</sub>+n<sub>2</sub>\*H<sub>2</sub>O+n<sub>3</sub>\*CO+n<sub>4</sub>\*H<sub>2</sub>+n<sub>5</sub>\*O<sub>2</sub>+n<sub>6</sub>\*N<sub>2</sub>

C için; 8=n<sub>1</sub>+n<sub>3</sub>; ..... 1. denklem

H için; 15=n<sub>2</sub>+n<sub>4</sub>;..... 2. denklem

O için; alfa\*O<sub>min</sub>\*2=2\*n<sub>1</sub>+n<sub>2</sub>+n<sub>3</sub>+n<sub>5</sub>;..... 3. denklem

N için; alfa\*O<sub>min</sub>\*3.762\*2=2\*n<sub>6</sub>;..... 4. denklem

5 Bilinmeyen ve 4 denklemimiz olduğu için ek bir denkleme ihtiyaç duyulmaktadır.

Su gazı dengesinden... H<sub>2</sub>+CO<sub>2</sub>?H<sub>2</sub>O+CO;  $K_w=(n_2*n_3)/(n_4*n_1)$

$K=n_2*n_3/(n_4*n_1)$ ;..... (1)

8=n<sub>1</sub>+n<sub>3</sub>..... (2)

7.5=n<sub>2</sub>+n<sub>4</sub>..... (3)

alfa\*O<sub>min</sub>\*2=2\*n<sub>1</sub>+n<sub>2</sub>+n<sub>3</sub>+n<sub>5</sub>.... (4)

n<sub>1</sub>+n<sub>2</sub>+n<sub>3</sub>+n<sub>4</sub>=8+7.5..... (5)

(2\*n<sub>1</sub>+n<sub>2</sub>+n<sub>3</sub>) ..... (6) denklemi (-) ile çarpılıp, (5)

denklemi ile toplanırsa;

n<sub>1</sub>-n<sub>4</sub>=7.06

n<sub>4</sub>=n<sub>1</sub>-7.06..... (7)

n<sub>3</sub>=8-n<sub>1</sub>..... (8) .. (2) denkleminde yazılır

n<sub>2</sub>=7.5+7.06-n<sub>1</sub> (7) numaralı denklem (3) numaralı denkleminde yerine

yazılırsa

n<sub>2</sub>=14.56-n<sub>1</sub>..... (9)

(9), (8) ve (7) numaralı denklemler (1) numaralı denkleminde yerinde

yazılırsa;

$((14.56-n_1)*(8-n_1))/((n_1-7.06)*n_1)=K$ ... (10)

(10) numaralı denklem düzenlenirse;

$n_1^2+(-14.56-8+7.06*K)*n_1/(1-K)+14.56*8/(1-K)=0$

2. dereceden kök bulma;

$\Delta=b^2-4*a*c$ ;

n<sub>1</sub>=7.187851

n<sub>2</sub>=7.372149

n<sub>3</sub>=0.812149

n<sub>4</sub>=0.127851

n<sub>6</sub>=42.435360

nt=57.935360

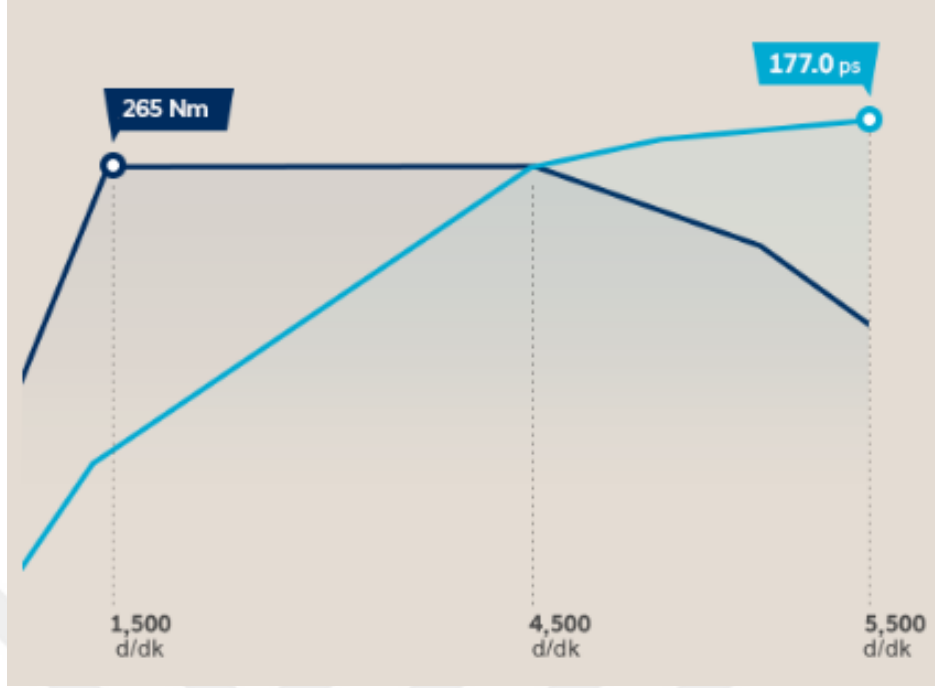
yCO<sub>2</sub>=0.124067

yH<sub>2</sub>O=0.127248

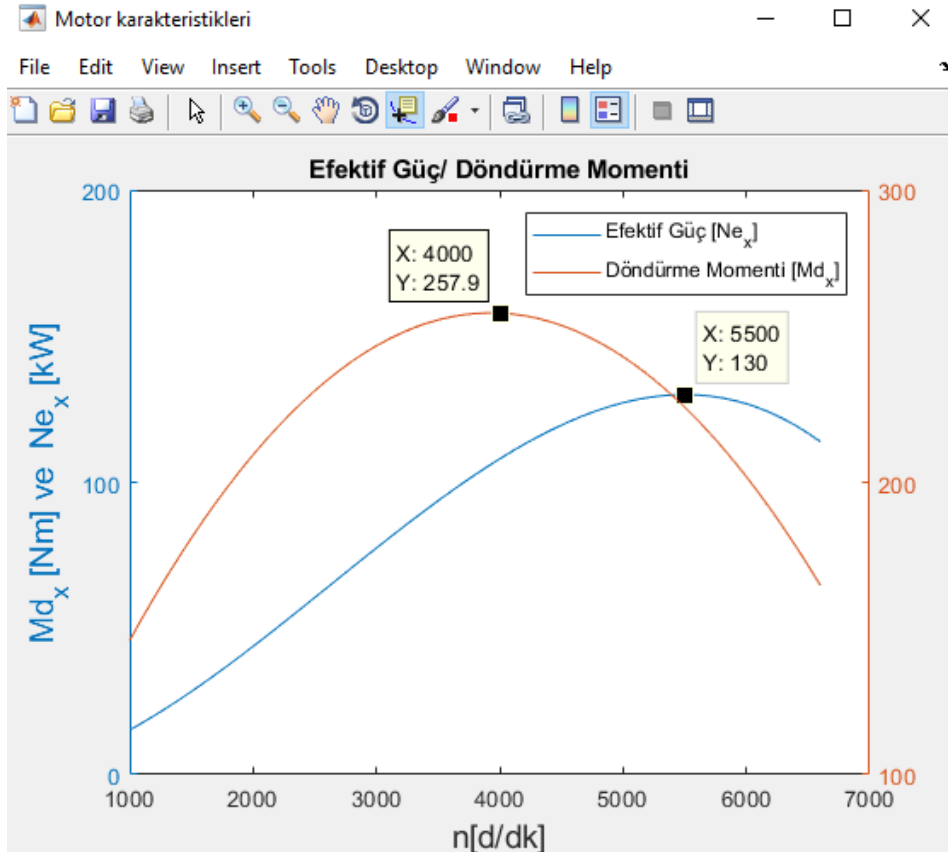
yCO=0.014018

yH<sub>2</sub>=0.002207

yN<sub>2</sub>=0.732460



Şekil 52. Döndürme momenti-güç eğrisi [14]



Şekil 53. MATLAB sonucu motorun Md-Ne grafiği

Hyundai Tucson 1.6 T-GDI araç için  $n=1500-4500$  [d/dk] için  $M_{d,x}=265$  [Nm]'dir.  
Bizim hesaplarımızda  $n_x=4000$  [d/dk] için  $M_{d,x}=257.9$  [Nm]'dir.

Aradaki hata oranı;

$$\text{Hata} = \left| \frac{M_{d,\text{hesap}} - M_{d,\text{araç}}}{M_{d,\text{hesap}}} \right| = 0.02753 \cong \%2.753$$

Örnek 2. Hyundai Tucson 1.6 GDI 97 kW için hesaplamalar

Şekil 40'da görüldüğü gibi;

$n=6300$  d/dk

$N_e=97$  kW,

$\varepsilon=11$

Program çıktısı;

DOĞAL EMİŞLİ MOTOR

1. MOTOR ANA BOYUTLARININ ÖN HESABI

Verilenler:

Motor tipi : Taşıt benzin motoru  
Motor gücü : 97.00 kW  
Devir sayısı : 6300 d/dk  
Sıkıştırma oranı: 11.00  
Silindir sayısı : 4  
Yakıt cinsi : BENZİN

EK 3. kullanılarak H/D aralığı belirlenir.

Bu aralığa düşen en uygun H/D oranıyla hesaplamalara devam edilir.

$P_{me} = 0.8300$  MPa için

|                          |         |         |         |         |         |         |         |
|--------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| V <sub>pm</sub> (m/s)    | 12.0000 | 13.3333 | 14.6667 | 16.0000 | 17.3333 | 18.6667 | 20.0000 |
| H (m)                    | 0.0571  | 0.0635  | 0.0698  | 0.0762  | 0.0825  | 0.0889  | 0.0952  |
| D (m)                    | 0.1114  | 0.1056  | 0.1007  | 0.0964  | 0.0927  | 0.0893  | 0.0863  |
| H/D                      | 0.5132  | 0.6010  | 0.6934  | 0.7901  | 0.8908  | 0.9956  | 1.1041  |
| V <sub>h</sub> (L)       | 0.5565  | 0.5565  | 0.5565  | 0.5565  | 0.5565  | 0.5565  | 0.5565  |
| $N_e/z \cdot V_h$ (kW/L) | 43.5750 | 43.5750 | 43.5750 | 43.5750 | 43.5750 | 43.5750 | 43.5750 |

$P_{me} = 0.9960$  MPa için

|                          |         |         |         |         |         |         |         |
|--------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| V <sub>pm</sub> (m/s)    | 12.0000 | 13.3333 | 14.6667 | 16.0000 | 17.3333 | 18.6667 | 20.0000 |
| H (m)                    | 0.0571  | 0.0635  | 0.0698  | 0.0762  | 0.0825  | 0.0889  | 0.0952  |
| D (m)                    | 0.1017  | 0.0964  | 0.0919  | 0.0880  | 0.0846  | 0.0815  | 0.0787  |
| H/D                      | 0.5621  | 0.6584  | 0.7596  | 0.8655  | 0.9759  | 1.0906  | 1.2095  |
| V <sub>h</sub> (L)       | 0.4638  | 0.4638  | 0.4638  | 0.4638  | 0.4638  | 0.4638  | 0.4638  |
| $N_e/z \cdot V_h$ (kW/L) | 52.2900 | 52.2900 | 52.2900 | 52.2900 | 52.2900 | 52.2900 | 52.2900 |

$P_{me} = 1.1620$  MPa için

|                       |         |         |         |         |         |         |         |
|-----------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| V <sub>pm</sub> (m/s) | 12.0000 | 13.3333 | 14.6667 | 16.0000 | 17.3333 | 18.6667 | 20.0000 |
| H (m)                 | 0.0571  | 0.0635  | 0.0698  | 0.0762  | 0.0825  | 0.0889  | 0.0952  |



|                |         |         |         |         |         |         |         |
|----------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| D (m)          | 0.0941  | 0.0893  | 0.0851  | 0.0815  | 0.0783  | 0.0755  | 0.0729  |
| H/D            | 0.6072  | 0.7111  | 0.8204  | 0.9348  | 1.0541  | 1.1780  | 1.3064  |
| Vh (L)         | 0.3975  | 0.3975  | 0.3975  | 0.3975  | 0.3975  | 0.3975  | 0.3975  |
| Ne/z.Vh (kW/L) | 61.0050 | 61.0050 | 61.0050 | 61.0050 | 61.0050 | 61.0050 | 61.0050 |

Pme = 1.3280 MPa için

|                |         |         |         |         |         |         |         |
|----------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Vpm (m/s)      | 12.0000 | 13.3333 | 14.6667 | 16.0000 | 17.3333 | 18.6667 | 20.0000 |
| H (m)          | 0.0571  | 0.0635  | 0.0698  | 0.0762  | 0.0825  | 0.0889  | 0.0952  |
| D (m)          | 0.0880  | 0.0835  | 0.0796  | 0.0762  | 0.0732  | 0.0706  | 0.0682  |
| H/D            | 0.6491  | 0.7602  | 0.8771  | 0.9994  | 1.1268  | 1.2593  | 1.3966  |
| Vh (L)         | 0.3478  | 0.3478  | 0.3478  | 0.3478  | 0.3478  | 0.3478  | 0.3478  |
| Ne/z.Vh (kW/L) | 69.7200 | 69.7200 | 69.7200 | 69.7200 | 69.7200 | 69.7200 | 69.7200 |

Pme = 1.4940 MPa için

|                |         |         |         |         |         |         |         |
|----------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Vpm (m/s)      | 12.0000 | 13.3333 | 14.6667 | 16.0000 | 17.3333 | 18.6667 | 20.0000 |
| H (m)          | 0.0571  | 0.0635  | 0.0698  | 0.0762  | 0.0825  | 0.0889  | 0.0952  |
| D (m)          | 0.0830  | 0.0787  | 0.0751  | 0.0719  | 0.0691  | 0.0665  | 0.0643  |
| H/D            | 0.6885  | 0.8063  | 0.9303  | 1.0600  | 1.1952  | 1.3357  | 1.4814  |
| Vh (L)         | 0.3092  | 0.3092  | 0.3092  | 0.3092  | 0.3092  | 0.3092  | 0.3092  |
| Ne/z.Vh (kW/L) | 78.4350 | 78.4350 | 78.4350 | 78.4350 | 78.4350 | 78.4350 | 78.4350 |

Pme = 1.6600 MPa için

|                |         |         |         |         |         |         |         |
|----------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Vpm (m/s)      | 12.0000 | 13.3333 | 14.6667 | 16.0000 | 17.3333 | 18.6667 | 20.0000 |
| H (m)          | 0.0571  | 0.0635  | 0.0698  | 0.0762  | 0.0825  | 0.0889  | 0.0952  |
| D (m)          | 0.0787  | 0.0747  | 0.0712  | 0.0682  | 0.0655  | 0.0631  | 0.0610  |
| H/D            | 0.7257  | 0.8500  | 0.9806  | 1.1173  | 1.2598  | 1.4080  | 1.5615  |
| Vh (L)         | 0.2783  | 0.2783  | 0.2783  | 0.2783  | 0.2783  | 0.2783  | 0.2783  |
| Ne/z.Vh (kW/L) | 87.1500 | 87.1500 | 87.1500 | 87.1500 | 87.1500 | 87.1500 | 87.1500 |

Ön hesaplamalar sonucu aşağıdaki değerler seçilir;

Pme\_ilk= 1.1620 [MPa]

Vpm= 17.3333[m/s]

H= 82.50[mm]

D= 78.30[mm]

H\_b\_D= 1.05

Ne\_b\_zVh= 61.01 [kW/L]

## 2.TERMİK HESAPLAR

### 2.1. Emme İşlemi

#### 2.1.1 Çevre Basıncı ve Sıcaklığı (Po ve To)

Po = 0.10 MPa

To = 293.0 K

#### 2.1.2 Artık Eksoz Gazları Basıncı ve Sıcaklığı (Pr ve Tr)

Pr=(1.05-1.25)\*Po, Pr=1.15\*Po seçildi.

Pr = 0.1250 MPa

Tr=(900-1100) K arasında bir değerdir.

Egzoz sıcaklığı; Tr = 1000 K seçildi.

Seçilen bu sıcaklık değerine göre hesaplamalar yapılacaktır.

Yapılan hesaplamalar sonucunda yeni bir Tr sıcaklığı hesaplanacaktır ve ilk seçilen Tr ile son hesaplanan Tr arasındaki hata oranı 0.03 ten küçük olana kadar işlem tekrarlanacaktır.

#### 2.1.3 Taze Dolgunun Ön Isınması (DEL\_T)

DEL\_T=(0;20)derece arasında bir değerdir.

DEL\_T=(0-20) °C

DEL\_T=10 °C seçildi

#### 2.1.4 Emme Sonu Basıncı (Pa)

Emme kanalındaki toplam kayıp katsayısı  
 $BETA^2 + KSI = (2.5-4.0)$  arasında bir değerdir.  
 $BETA^2 + KSI = 2.50$  seçildi  
 Emme kanalının en dar kesitindeki ortalama hız  
 $Vm = (50-130)$  m/s arasında bir değerdir.  
 $Vm = 50$  [m/s] seçildi  
 Havanın yoğunluğu ideal gaz denkleminde  
 $RHO = m/V = Po/(R*To)$   
 $RHO = 1.18919$  kg/m<sup>3</sup>  
 Emme kanalındaki basınç düşüşü  
 $DEL\_Pa = (BETA^2 + KSI) * Vm^2 * (RHO/2) * 1e6$  MPa  
 $DEL\_Pa = 0.00372$  MPa  
 $Pa = (Po - DEL\_Pa)$  MPa  
 $Pa = 0.09628$  MPa

#### 2.1.5 Artık Egzoz Gazları Katsayısı (GAMA\_r)

Süpürme katsayısı  
 Doğal emişli motorlarda  $PHI\_s = 1.0$  alınır  
 Ek doldurma katsayısı  
 Benzin motorlarında  $PHI\_ed = (0.95-1.15)$  aralığındadır.  
 Yüksek devir sayıları için  $PHI\_ed = 1.000$  alınabilir  
 $GAMA\_r = (To+DEL\_T)/Tr * (Pr / (epsilon*PHI\_ed*Pa - PHI\_s*Pr)) * PHI\_s$   
 $GAMA\_r = 0.04380$

#### 2.1.6 Emme Sonu Sıcaklığı (Ta)

$Ta = (To + DEL\_T + GAMA\_r * Tr) / (1 + GAMA\_r)$   
 $Ta = 329.1307$  K  
 Benzin motorlarında  $Ta = (320-400)$  K aralığındadır.  
 Emme sonu sıcaklığı uygun aralıktadır.

#### 2.1.7 Volümetrik Verim (ITA\_v)

$ITA\_v = PHI\_ed * epsilon / (epsilon - 1) * Pa / Po * To / (To + DEL\_T + GAMA\_r * Tr)$   
 verimvol=(0.7-0.97) arasında bir değerdir.  
 $ITA\_v = 0.9033$   
 Volümetrik Verim uygun aralıktadır.

#### 2.2. Sıkıştırma İşlemi

Sıkıştırma işleminin ortalama bir n1 politrop üssü ile gerçekleştiği düşünülmemektedir.  
 Newton-Raphson yöntemiyle kök bulma;

n1 politrop üssü

$A + B * Ta * (1 + epsilon^{(n1-1)}) = Rc / (n1-1)$   
 bağıntısından Newton-Raphson yöntemiyle belirlenmektedir.  
 Buradaki A ve B katsayıları (0-1500) oC sıcaklıkta havaya ait değerler olup:  
 $(MU * Cv)_{hava} |_0 \text{ dan } T \text{ ye} = A + B * T = 19.880 + 0.002638 * T$  (kJ/(Kmol.K))  
 Böylece:  
 $f(x) = A + B * Ta * (1 + epsilon^{(x-1)}) - Rc / (x-1) = 0$  ve  
 $f'(x) = B * Ta * \ln(epsilon) * epsilon^{(x-1)} + Rc / (x-1)^2$   
 eşitliklerinden yararlanılarak, N-R yöntemiyle n1 politrop üssü bulunur.

$n1(7) = 1.25714$   
 $n1$  değeri  $1.32 < n1 < 1.39$  aralığında olmalıdır.  
 $n1$  değeri uygundur  $n1=1.364208$

Sıkıştırma sonu basıncı  $P_c = P_a \cdot \epsilon^{n1}$   
 $P_c = 2.5365$  MPa  
 Sıkıştırma sonu sıcaklığı  $T_c = T_a \cdot \epsilon^{(n1-1)}$   
 $T_c = 788.2287$  K

### 2.3. Yanma İşlemi

#### 2.3.1 Yakıtın Elemansel Bileşimi

Yakıt: C8 H15  
 Yakıtın kmol kütlesi  
 $MU_y = c \cdot 12.011 + h \cdot 1.008 + oy \cdot 15.999$   
 $MU_y = 111.2080$  kg/kmol  
 Yakıtın elemansel bileşimi  
 $c' = c \cdot 12.011 / MU_y = 0.864$   
 $h' = h \cdot 1.008 / MU_y = 0.136$   
 $oy' = oy \cdot 15.999 / MU_y = 0.000$   
 $s' = s \cdot 32.0 / MU_y = 0.000$   
 $w' = w \cdot 18.016 / MU_y = 0.000$

#### 2.3.2 Hava Fazlalık Katsayısı (ALFA)

Benzin motorlarında ALFA=(0.80-0.96)  
 ALFA = 0.96 seçildi

#### 2.3.3 Minimum Hava Miktarı (Hmin, hmin)

$Hmin = 1/0.208 \cdot (c'/12 + h'/4 - oy'/32)$  kmol h/kg y  
 $Hmin = 0.5096$  kmol h/kg y  
 $hmin = 1/0.230 \cdot (8 \cdot c'/3 + 8 \cdot h' - oy')$  kg h/kg y  
 $hmin = 14.7469$  kg h/kg y

#### 2.3.4 Taze Dolgu Miktarı (M1)

$M1 = (1 \text{ kg yakıtın kmol sayısı} + \text{Havanın kmol sayısı})$   
 $M1 = 1/MU_y + ALFA \cdot Hmin$   
 $M1 = 0.4982$  kmol/kg

#### 2.3.5 Yakıtın lt Isıl Değeri

$Hu = 43.3049$  MJ/kg

ALFA < 1 olduğundan eksik yanma nedeniyle yakıtın ısıl değerinden tam yararlanılamaz.

$DEL_{Hu} = 114 \cdot (1 - ALFA) \cdot Hmin$  MJ/kg  
 $DEL_{Hu} = 2.3237$  MJ/kg  
 $Hu' = 40.9812$  MJ/kg

#### 2.3.6 Yanma Ürünleri

$h'/c' = (0.17 - 0.19)$  için  $K = (0.45 - 0.50)$  olmaktadır.  
 $K$  değeri enterpolasyonla hesaplanır.  
 $K = 0.4184$  bulunur.

Buna göre yanma ürünleri kmol sayıları:

$M_{CO} = 0.416 \cdot (1 - ALFA) / (1 + K) \cdot Hmin$   
 $M_{CO} = 0.0060$  kmol CO/kg y

$M_{CO2} = c'/12 - M_{CO}$   
 $M_{CO2} = 0.0660$  kmol CO2/kg y

$$M_{H2} = K * M_{CO}$$

$$M_{H2} = 0.0025 \text{ kmol H2/kg y}$$

$$M_{N2} = 0.792 * ALFA * H_{min}$$

$$M_{N2} = 0.3874 \text{ kmol N2/kg y}$$

$$M_{H2O} = h' / 2 - M_{H2}$$

$$M_{H2O} = 0.0655 \text{ kmol H2O/kg y}$$

$$M2 = M_{CO} + M_{CO2} + M_{H2} + M_{N2} + M_{H2O}$$

$$M2 = 0.5274 \text{ kmol ürün/kg y}$$

### 2.3.7 Yanma Ürünleri Hacimsel (Molar) Oranları

$$y_{CO} = M_{CO} / M2$$

$$y_{CO} = 0.0113 \text{ kmol CO/kmol ürün}$$

$$y_{CO2} = M_{CO2} / M2$$

$$y_{CO2} = 0.1252 \text{ kmol CO2/kmol ürün}$$

$$y_{H2} = M_{H2} / M2$$

$$y_{H2} = 0.0047 \text{ kmol H2/kmol ürün}$$

$$y_{N2} = M_{N2} / M2$$

$$y_{N2} = 0.7346 \text{ kmol H2/kmol ürün}$$

$$y_{H2O} = M_{H2O} / M2$$

$$y_{H2O} = 0.1241 \text{ kmol H2O/kmol ürün}$$

$$TOP \ y_i = 1 \text{ olmalı}$$

$$TOP \ y_i = 1.00$$

### 2.3.8 Yanma Ürünlerinin Ortalama Özgül Isısı Tablodan

$$A_{CO} = 22.1; \quad A_{N2} = 21.553; \quad A_{H2} = 19.198;$$

$$A_{H2O} = 25.458; \quad A_{CO2} = 38.209;$$

$$B_{CO} = 0.001430; \quad B_{N2} = 0.001457; \quad B_{H2} = 0.001758;$$

$$B_{H2O} = 0.004438; \quad B_{CO2} = 0.003349;$$

$$Ag = TOP \ y_i * A_i$$

$$Ag = 24.11786$$

$$Bg = TOP \ y_i * B_i$$

$$Bg = 0.002065$$

$$Cv_{ort} \mid 0_{dan} \ T_{ye} = 24.1179 + 0.0021 * T$$

### 2.3.9 Molekülisel Artış Oranı (MU)

$$MU_o = M2 / M1 = 1.0587$$

$$MU = (MU_o + GAMA_r) / (1 + GAMA_r)$$

$$MU = 1.0562$$

### 2.3.10 Yanma Sonu Sıcaklığı (Tz)

$$Isıdan \ yararlanma \ verimi \ KSI_z = (0.80 - 0.95)$$

$$KSI_z = 0.80 \text{ seçildi}$$

## 2.3.11 Yanma Sonu Basıncı (Pz)

$$Pz = MU \cdot (Tz/Tc) \cdot Pc$$

$$Pz = 8.7795 \text{ MPa}$$

$$\text{Gerçek yanma sonu basıncı } Pzg = (0.80-0.85) \cdot Pz$$

$$Pzg = 7.4626 \text{ MPa}$$

## 2.4. Genişleme İşlemi

Genişleme işleminin ortalama bir  $n_2$  politrop üssü ile gerçekleştirildiği düşünülmektedir.

$$\text{Ön genişleme oranı rogenisleme} = 1.00$$

$$\text{Ard genişleme oranı } \delta = \epsilon / \text{rogenisleme} = 11.00$$

$$\text{Genişleme sonu basıncı, } Pb = 0.4308 \text{ MPa}$$

$$\text{Genişleme sonu sıcaklığı, } Tb = 1394 \text{ K}$$

## 2.5. Egzoz İşlemi

$$\text{Egzoz sonu sıcaklığı, } Tr_{\text{son}} = (Pr/Pb)^{(1/3)} \cdot Tb$$

$$\text{Egzoz sonu sıcaklığı, } Tr_{\text{son}} = 923.0417 \text{ K}$$

İlk seçilen  $Tr$  ile son buluna  $Tr$  arasındaki

fark oranı uygundur hata=0.0029

hata  $\leq 0.03$  olmalıdır.

$Tr=923.0417$  (K) olur

## 2.6. Ortalama Efektif Basınç

$$\text{Basınç artma oranı, } LAMDA = 3.4613$$

$$\text{Teorik ortalama basınç, } Pmi_t = 1.1657 \text{ MPa}$$

$$\text{Yuvarlatılmış ort.ind.bas., } Pmi = 1.1307 \text{ MPa}$$

$$\text{Mekanik kayıplar ort. bas., } Pmm = 0.3125 \text{ MPa}$$

$$\text{Bulunan ort. ef. bas., } Pme = 0.8182 \text{ MPa}$$

## 2.7. Mekanik Verim

Mekanik verim  $0.7 < ITA_m < 0.90$  aralığında bir değer olmalıdır.

Mekanik verim:  $ITA_m = 0.724$

Mekanik Verim uygundur.

## 2.8. Yeni Ana Boyutlar

$$\text{Motor gücü, } Ne = 97.000 \text{ kW}$$

$$\text{Motor devir sayısı, } n = 6300 \text{ d/dk}$$

$$\text{Silindir sayısı, } z = 4$$

$$\text{Strok/Çap oranı, } H/D = 1.0541$$

$$\text{Strok hacmi, } Vh = 0.5645 \text{ L}$$

$$\text{Strok uzunluğu, } H = 92.8 \text{ mm}$$

$$\text{Silindir Çapı, } D = 88.0 \text{ mm}$$

## 2.9. Efektif verim ve özgül yakıt tüketimi

Efektif verim  $0.25 < ITA_e < 0.33$  aralığında bir değer olmalıdır.

Efektif Verim:  $ITA_e = 0.2666$

Efektif Verim uygundur.

Özgül yakıt tüketimi,  $be = 0.312 \text{ kg y/kW.h}$

## 2.10 İndikatör Diyagramının Çizimi

$$\text{Atmosfer basıncı, } Po = 0.100 \text{ MPa}$$

$$\text{Emme sonu basıncı, } Pa = 0.096 \text{ MPa}$$

$$\text{Sıkıştırma sonu basıncı, } Pc = 2.536 \text{ MPa}$$

$$Pc_{\text{zussu}} = 3.044 \text{ MPa}$$

$$\text{Yanma sonu basıncı, } Pz = 8.779 \text{ MPa}$$

$$\text{Yanma sonu gerçek basıncı, } Pzg = 7.463 \text{ MPa}$$

$$\text{Genişleme sonu basıncı, } Pb = 0.431 \text{ MPa}$$

$$\text{Egzoz basıncı, } Pr = 0.125 \text{ MPa}$$

|AB| uzunluğu, |AB| = 278.3 mm

Strok Ölçeği,  $ms = |AB|/H$  (mm/mm) = 3.0 seçilebilir.  
Basınç Ölçeği,  $mp$  (MPa/mm) = 0.030 seçilebilir.

|OA| uzunluğu, |OA| = 27.8 mm  
|OB| uzunluğu, |OB| = 306.2 mm  
|DD\_ussu| uzunluğu, |DD'| = 19.9 mm

D\_ussu noktasından 15 er derecelik açılarla ışınlar çizilecek.  
Bu ışınların D den çizilen çemberi kestiği noktalardan çıkılan dikmelerin indikatör diyagramını kestiği değerler gaz basıncı değerleri olarak okunacak.

|OD\_ussu| uzunluğu, |OD'| = 186.9 mm

Emme açılma avansı,  $r' = (0-40)$  KMA;  $r' = 17$  KMA  
Bu avans açısı değerinden itibaren eksoz eğrisi yukarı kıvrım yapacak

Emme kapanma gecikmesi,  $a'' = (5-90)$  KMA;  $a'' = 40$  KMA

Eksoz açılma avansı,  $b' = (20-90)$  KMA;  $b' = 45$  KMA  
Bu avans açısı değerinden itibaren genişleme eğrisi yuvarlatılacak

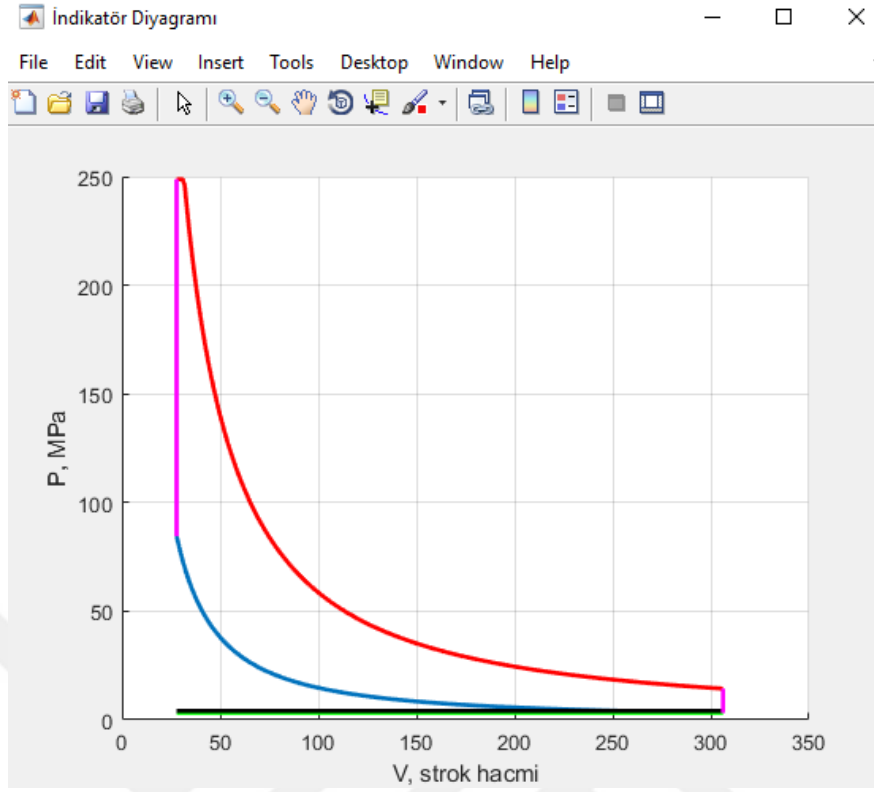
Eksoz kapanma gecikmesi,  $a' = (0-40)$  KMA;  $a' = 11$  KMA

Ateşleme avansı,  $c' = (20-40)$  KMA;  $c' = 30$  KMA

Tutuşma gecikmesi,  $DEL\_PHI\_1 = (20-40)$  KMA;  $DEL\_PHI\_1 = 5$  KMA

Maks. bas. oluşma açısı,  $DEL\_PHI\_2 = (8-12)$  KMA;  $DEL\_PHI\_2 = 10$  KMA

Termik hesaptan bulunan yuvarlatılmış ort.ind.bas.,  $P_{mi} = 1.1307$  MPa  
İndikatör diyagramından bulunan ort. ind. bas.,  $P_{mi\_ind} = 1.1077$  MPa  
 $fark\_orani = 0.0208$   
 $fark\_orani \leq 0.03$   
basınç fark oranı uygundur.



Şekil 54. Taşıtm indikatör diyagramı

## 2.11. Motor Karakteristiklerinin Çizimi

### 2.11.1 Efektif Güç

```

n_x=[1000;2000;3000;4000;n;6600]
x=n_x/n
Ne_x=Ne.*x.*(0.25+2.5.*x-1.75.*x.^2);
Efektif Güç; Ne_x=9.2802 [kW]
Efektif Güç; Ne_x=26.7068 [kW]
Efektif Güç; Ne_x=48.2067 [kW]
Efektif Güç; Ne_x=69.7066 [kW]
Efektif Güç; Ne_x=97.0000 [kW]
Efektif Güç; Ne_x=96.3768 [kW]

```

### 2.11.2 Döndürme Momenti

```

wx=pi.*n_x/30;
Md_x=(Ne_x*1000)./wx;
Döndürme Momenti; Md_x=88.6192 [Nm]
Döndürme Momenti; Md_x=127.5158 [Nm]
Döndürme Momenti; Md_x=153.4468 [Nm]
Döndürme Momenti; Md_x=166.4123 [Nm]
Döndürme Momenti; Md_x=147.0289 [Nm]
Döndürme Momenti; Md_x=139.4440 [Nm]

```

### 2.11.3 Özgül Yakıt Tüketimi

```

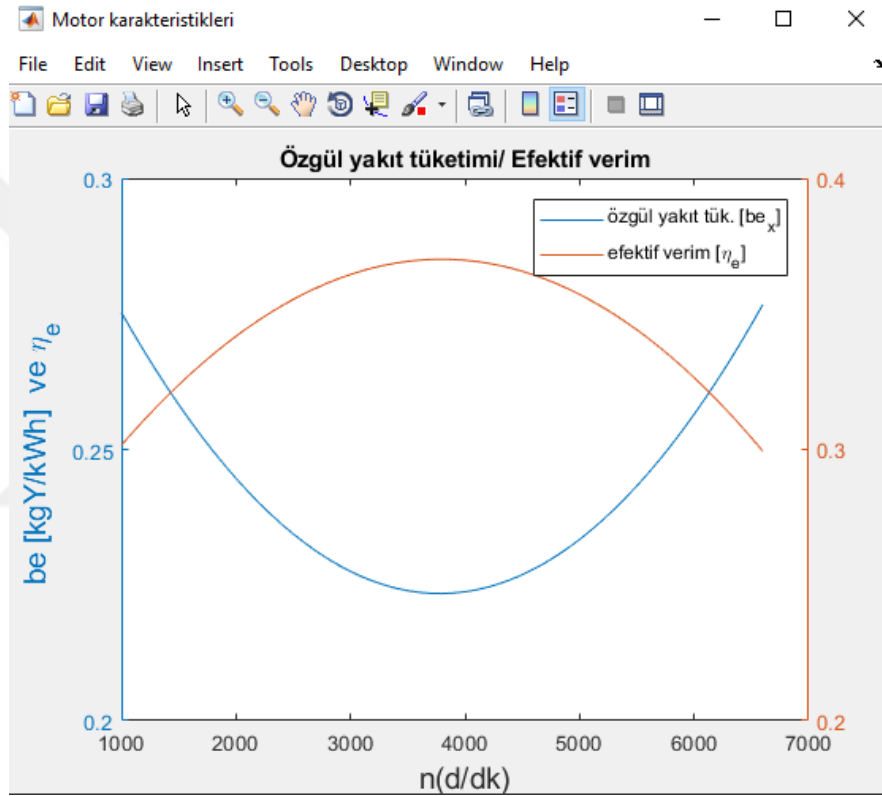
be_x=ben*(x.^2-1.2*x+1.2);
Özgül Yakıt Tüketimi; be_x=0.2752 [kgY/kWh]
Özgül Yakıt Tüketimi; be_x=0.2447 [kgY/kWh]
Özgül Yakıt Tüketimi; be_x=0.2275 [kgY/kWh]
Özgül Yakıt Tüketimi; be_x=0.2238 [kgY/kWh]

```

Özgül Yakıt Tüketimi;  $be_x=0.2660$  [kgY/kWh]  
 Özgül Yakıt Tüketimi;  $be_x=0.2767$  [kgY/kWh]

#### 2.11.4 Efektif Verim

$ITAe_x=3600./(1000*Hu*be_x);$   
 Efektif Verim;  $ITAe_x=0.3020$   
 Efektif Verim;  $ITAe_x=0.3398$   
 Efektif Verim;  $ITAe_x=0.3654$   
 Efektif Verim;  $ITAe_x=0.3715$   
 Efektif Verim;  $ITAe_x=0.3125$   
 Efektif Verim;  $ITAe_x=0.3004$



Şekil 55. Özgül yakıt tüketimi/efektif verim grafiği

### 3. DİNAMİK HESAPLAR

Krank yarıçapı  $R_{krnk}=0.0464$  (mm)

#### 3.1 Piston Yolu

$S = R * [ (1 - \cos(\text{PHI}) + \text{LAMD}/4 * (1 - \cos(2 * \text{PHI})) ) ]$  (mm)

#### 3.2 Piston Hızı

$vp = R * \text{OMEGA} [ (\sin(\text{PHI}) + \text{LAMBDA}/2 * (\sin(2 * \text{PHI})) ) ]$  (m/s)

#### 3.3 Piston İvmesi

$ap = R * \text{OMEGA}^2 [ (\cos(\text{PHI}) + \text{LAMBDA} * (\cos(2 * \text{PHI})) ) ]$  (m/s<sup>2</sup>)



## 3.4 Krank Milinin Açısal Hızı

$$\text{OMEGA} = 2 * \text{Pi} * n / 60 = 659.73 \text{ (rad/s)}$$

## 3.5 Pistonun Kütlesi

Pist. tabl. yüz. alanı  $A_p = 0.00608 \text{ (m}^2\text{)}$  olmak üzere

$$m_p = (80 - 150) * A_p \text{ (kg)}$$

$$m_p = 140 * A_p \text{ (kg) seçildi.}$$

$$m_p = 0.85182 \text{ (kg)}$$

## 3.6 Biyelin Kütlesi

$$m_b = (100 - 200) * A_p \text{ kg}$$

$$m_b = 180 * A_p \text{ kg seçildi.}$$

$$m_b = 1.03461 \text{ kg}$$

## 3.6.1 Biyelin "A" Noktasına İndirgenmiş Kütlesi

$$m_{bA} = 0.275 * m_b \text{ kg}$$

$$m_{bA} = 0.28452 \text{ kg}$$

## 3.6.2 Biyelin "B" Noktasına İndirgenmiş Kütlesi

$$m_{bB} = 0.725 * m_b \text{ kg}$$

$$m_{bB} = 0.75009 \text{ kg}$$

## 3.7 Gidip-Gelme Hareketi Yapan Toplam Kütle

$$m_i = m_p + m_{bA} \text{ kg}$$

$$m_i = 1.13634 \text{ kg}$$

## 3.8 Eylemsizlik Kuvveti

$$F_i = m_i * a_p \text{ m/s}^2$$

## 3.9 Gaz Basıncı

$$P_{g\_Po} = P_g - P_o \text{ (N/m}^2\text{)}$$

## 3.10 Gaz Kuvveti

$$F_g = (P_g - P_o) * A_p \text{ (N)}$$

## 3.11 Piston Kuvveti

$$F_p = (F_g + F_i) \text{ (N)}$$

## 3.12 Piston Kuvvetinin Bileşenleri

## 3.12.a) Q Yan Kuvveti

$$Q_{yan} = F_p * \tan(\text{BETA}) \text{ (N)}$$

## 3.12.b) K Biyel Kuvveti

$$K = F_p / \cos(\text{BETA}) \text{ (N)}$$

## 3.13 K Biyel Kuvvetinin Bileşenleri

$$N = K * \cos(\text{PHI} + \text{BETA}) \text{ N}$$

$$F_t = K * \sin(\text{PHI} + \text{BETA}) \text{ N}$$

## 3.14 Döndürme Momenti

$$M_d = F_t * (H/2) \text{ Nm}$$

S'den Fi'ye kadar olan değişkenlerin PHI'ye göre değişimleri  
'din\_hes\_piston\_sva\_P\_F.txt' dosyasında verilmektedir.

Tablo 7. Örnek 2 için dinamik hesap sonuçları

| Phi | alfal    | s (mm)   | a (m <sup>2</sup> /s) | Pg (N)   | Fg (N)   | Fi (N)   |
|-----|----------|----------|-----------------------|----------|----------|----------|
| 0   | 0        | 0        | 25238,61              | 0,096284 | -22,6111 | -28679,6 |
| 15  | 17,11895 | 1,96911  | 23874,35              | 0,096284 | -22,6111 | -27129,3 |
| 30  | 34,09604 | 7,664639 | 20009,68              | 0,096284 | -22,6111 | -22737,8 |
| 45  | 50,79764 | 16,48641 | 14277,11              | 0,096284 | -22,6111 | -16223,6 |
| 60  | 67,10672 | 27,5436  | 7571,582              | 0,096284 | -22,6111 | -8603,88 |
| 75  | 82,93152 | 39,79302 | 854,3308              | 0,096284 | -22,6111 | -970,809 |
| 90  | 81,78679 | 52,18787 | -5047,72              | 0,096284 | -22,6111 | 5735,919 |
| 105 | 67,06848 | 63,80584 | -9597,24              | 0,096284 | -22,6111 | 10905,71 |
| 120 | 52,89328 | 73,93281 | -12619,3              | 0,096284 | -22,6111 | 14339,8  |
| 135 | 39,20236 | 82,09067 | -14277,1              | 0,096284 | -22,6111 | 16223,63 |
| 150 | 25,90396 | 88,01312 | -14962                | 0,096284 | -22,6111 | 17001,85 |
| 165 | 12,88105 | 91,58619 | -15131,4              | 0,096284 | -22,6111 | 17194,44 |
| 180 | 6,01E-15 | 92,77843 | -15143,2              | 0,096284 | -22,6111 | 17207,76 |
| 195 | 12,88105 | 91,58619 | -15131,4              | 0,097807 | -13,3418 | 17194,44 |
| 210 | 25,90396 | 88,01312 | -14962                | 0,102624 | 15,96611 | 17001,85 |
| 225 | 39,20236 | 82,09067 | -14277,1              | 0,111558 | 70,32221 | 16223,63 |
| 240 | 52,89328 | 73,93281 | -12619,3              | 0,126287 | 159,9419 | 14339,8  |
| 255 | 67,06848 | 63,80584 | -9597,24              | 0,149997 | 304,2014 | 10905,71 |
| 270 | 81,78679 | 52,18787 | -5047,72              | 0,188813 | 540,3767 | 5735,919 |
| 285 | 82,93152 | 39,79302 | 854,3308              | 0,255137 | 943,9234 | -970,809 |
| 300 | 67,10672 | 27,5436  | 7571,582              | 0,375683 | 1677,376 | -8603,88 |
| 315 | 50,79764 | 16,48641 | 14277,11              | 0,610769 | 3107,742 | -16223,6 |
| 330 | 34,09604 | 7,664639 | 20009,68              | 1,08834  | 6013,488 | -22737,8 |
| 345 | 17,11895 | 1,96911  | 23874,35              | 1,930541 | 11137,81 | -27129,3 |
| 360 | 0        | 0        | 25238,61              | 2,53647  | 14824,55 | -28679,6 |
| 375 | 17,11895 | 1,96911  | 23874,35              | 6,826885 | 40929,3  | -27129,3 |
| 390 | 34,09604 | 7,664639 | 20009,68              | 4,025696 | 23885,65 | -22737,8 |
| 405 | 50,79764 | 16,48641 | 14277,11              | 2,36399  | 13775,1  | -16223,6 |
| 420 | 67,10672 | 27,5436  | 7571,582              | 1,510615 | 8582,798 | -8603,88 |
| 435 | 82,93152 | 39,79302 | 854,3308              | 1,057536 | 5826,064 | -970,809 |
| 450 | 81,78679 | 52,18787 | -5047,72              | 0,801334 | 4267,222 | 5735,919 |
| 465 | 67,06848 | 63,80584 | -9597,24              | 0,648198 | 3335,474 | 10905,71 |
| 480 | 52,89328 | 73,93281 | -12619,3              | 0,553158 | 2757,211 | 14339,8  |
| 495 | 39,20236 | 82,09067 | -14277,1              | 0,49342  | 2393,74  | 16223,63 |
| 510 | 25,90396 | 88,01312 | -14962                | 0,45689  | 2171,474 | 17001,85 |
| 525 | 12,88105 | 91,58619 | -15131,4              | 0,437091 | 2051,008 | 17194,44 |
| 540 | 6,01E-15 | 92,77843 | -15143,2              | 0,430813 | 2012,812 | 17207,76 |
| 555 | 12,88105 | 91,58619 | -15131,4              | 0,125    | 152,1109 | 17194,44 |
| 570 | 25,90396 | 88,01312 | -14962                | 0,125    | 152,1109 | 17001,85 |
| 585 | 39,20236 | 82,09067 | -14277,1              | 0,125    | 152,1109 | 16223,63 |
| 600 | 52,89328 | 73,93281 | -12619,3              | 0,125    | 152,1109 | 14339,8  |
| 615 | 67,06848 | 63,80584 | -9597,24              | 0,125    | 152,1109 | 10905,71 |
| 630 | 81,78679 | 52,18787 | -5047,72              | 0,125    | 152,1109 | 5735,919 |
| 645 | 82,93152 | 39,79302 | 854,3308              | 0,125    | 152,1109 | -970,809 |
| 660 | 67,10672 | 27,5436  | 7571,582              | 0,125    | 152,1109 | -8603,88 |
| 675 | 50,79764 | 16,48641 | 14277,11              | 0,125    | 152,1109 | -16223,6 |
| 690 | 34,09604 | 7,664639 | 20009,68              | 0,125    | 152,1109 | -22737,8 |
| 705 | 17,11895 | 1,96911  | 23874,35              | 0,125    | 152,1109 | -27129,3 |
| 720 | 0        | 0        | 25238,61              | 0,125    | 152,1109 | -28679,6 |

Fp'den Md'ye kadar olan değişkenlerin PHI'ye göre değişimleri  
'din\_hes\_kuvvetler.txt' dosyasında verilmektedir.

Tablo 8. Örnek 2 için KMA'ya göre dinamik kuvvetlerin değişimi

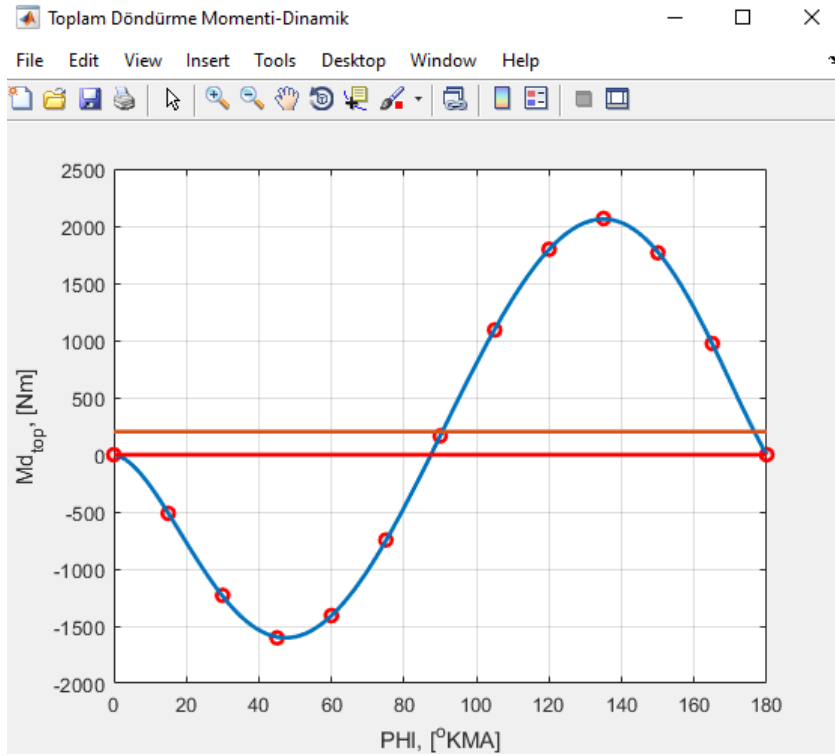
| Phi | Fp       | Qyan     | Kbiyel   | Nradyal  | Ftegetselsel | Md       |
|-----|----------|----------|----------|----------|--------------|----------|
| 0   | -28702,2 | 0        | -28702,2 | -28702,2 | 0            | 0        |
| 15  | -27152   | -1760,55 | -27209   | -25771,1 | -8728        | -404,885 |
| 30  | -22760,4 | -2867,54 | -22940,3 | -18277,3 | -13863,5     | -643,119 |
| 45  | -16246,2 | -2917,91 | -16506,2 | -9424,55 | -13551,1     | -628,625 |
| 60  | -8626,49 | -1913,07 | -8836,07 | -2656,48 | -8427,29     | -390,935 |
| 75  | -993,42  | -247,208 | -1023,72 | -18,3309 | -1023,55     | -47,4818 |
| 90  | 5713,308 | 1475,17  | 5900,679 | -1475,17 | 5713,308     | 265,0359 |
| 105 | 10883,1  | 2708,216 | 11215    | -5432,69 | 9811,331     | 455,1399 |
| 120 | 14317,19 | 3175,071 | 14665,02 | -9908,29 | 10811,51     | 501,5376 |
| 135 | 16201,02 | 2909,789 | 16460,25 | -13513,4 | 9398,319     | 435,9806 |
| 150 | 16979,24 | 2139,183 | 17113,46 | -15774   | 6637,032     | 307,8867 |
| 165 | 17171,83 | 1113,432 | 17207,89 | -16874,9 | 3368,903     | 156,2808 |
| 180 | 17185,15 | 0        | 17185,15 | -17185,1 | 0            | 0        |
| 195 | 17181,1  | -1114,03 | 17217,18 | -16884   | -3370,72     | -156,365 |
| 210 | 17017,81 | -2144,04 | 17152,34 | -15809,9 | -6652,11     | -308,586 |
| 225 | 16293,95 | -2926,48 | 16554,67 | -13590,9 | -9452,23     | -438,482 |
| 240 | 14499,74 | -3215,55 | 14852,01 | -10034,6 | -10949,4     | -507,932 |
| 255 | 11209,91 | -2789,54 | 11551,78 | -5595,83 | -10106       | -468,807 |
| 270 | 6276,296 | -1620,53 | 6482,131 | -1620,53 | -6276,3      | -291,152 |
| 285 | -26,8854 | 6,690313 | -27,7053 | -0,4961  | 27,70085     | 1,285021 |
| 300 | -6926,5  | 1536,065 | -7094,78 | -2132,98 | 6766,56      | 313,8954 |
| 315 | -13115,9 | 2355,683 | -13325,8 | -7608,61 | 10940,05     | 507,5004 |
| 330 | -16724,3 | 2107,061 | -16856,5 | -13430,1 | 10186,91     | 472,5627 |
| 345 | -15991,5 | 1036,901 | -16025,1 | -15178,3 | 5140,483     | 238,463  |
| 360 | -13855,1 | 0        | -13855,1 | -13855,1 | 0            | 0        |
| 375 | 13799,96 | 894,7981 | 13828,94 | 13098,15 | 4436,001     | 205,7826 |
| 390 | 1147,88  | 144,6193 | 1156,955 | 921,7839 | 699,1842     | 32,43461 |
| 405 | -2448,53 | -439,769 | -2487,71 | -1420,41 | -2042,34     | -94,7424 |
| 420 | -21,0805 | -4,67495 | -21,5927 | -6,49163 | -20,5937     | -0,95533 |
| 435 | 4855,255 | 1208,211 | 5003,326 | 89,59072 | 5002,524     | 232,0632 |
| 450 | 10003,14 | 2582,8   | 10331,2  | -2582,8  | 10003,14     | 464,0379 |
| 465 | 14241,19 | 3543,861 | 14675,5  | -7109    | 12838,71     | 595,5777 |
| 480 | 17097,01 | 3791,542 | 17512,38 | -11832,1 | 12910,67     | 598,916  |
| 495 | 18617,37 | 3343,778 | 18915,27 | -15528,9 | 10800,06     | 501,0063 |
| 510 | 19173,32 | 2415,611 | 19324,89 | -17812,4 | 7494,68      | 347,6723 |
| 525 | 19245,45 | 1247,887 | 19285,86 | -18912,7 | 3775,722     | 175,1528 |
| 540 | 19220,57 | 0        | 19220,57 | -19220,6 | 0            | 0        |
| 555 | 17346,55 | -1124,76 | 17382,98 | -17046,6 | -3403,18     | -157,871 |
| 570 | 17153,96 | -2161,2  | 17289,56 | -15936,4 | -6705,33     | -311,055 |
| 585 | 16375,74 | -2941,17 | 16637,77 | -13659,1 | -9499,68     | -440,683 |
| 600 | 14491,91 | -3213,82 | 14843,99 | -10029,2 | -10943,5     | -507,658 |
| 615 | 11057,82 | -2751,69 | 11395,05 | -5519,91 | -9968,85     | -462,447 |
| 630 | 5888,03  | -1520,28 | 6081,131 | -1520,28 | -5888,03     | -273,141 |
| 645 | -818,698 | 203,7297 | -843,666 | -15,1069 | 843,5306     | 39,13072 |
| 660 | -8451,77 | 1874,318 | -8657,1  | -2602,68 | 8256,605     | 383,0174 |
| 675 | -16071,5 | 2886,53  | -16328,7 | -9323,19 | 13405,36     | 621,8644 |
| 690 | -22585,7 | 2845,525 | -22764,2 | -18137   | 13757,13     | 638,1822 |
| 705 | -26977,2 | 1749,221 | -27033,9 | -25605,3 | 8671,839     | 402,2798 |
| 720 | -28527,5 | 0        | -28527,5 | -28527,5 | 0            | 0        |

### 3.15 Toplam Döndürme Momenti

0-180 oKMA için, ateşleme sırasına göre her bir silindirin döndürme momenti ve, toplam döndürme momenti'dondurme\_moment\_i\_tablosu.txt' dosyasında verilmektedir. 0-180 oKMA için, toplam döndürme momentinin grafiği çizdirilmektedir.

Tablo 9. Örnek 2 için döndürme momenti tablosu

| Phi | Md1      | Md2      | Md3      | Md4      | Md top   |
|-----|----------|----------|----------|----------|----------|
| 0   | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |
| 15  | -404,885 | -156,365 | 205,7826 | -157,871 | -513,339 |
| 30  | -643,119 | -308,586 | 32,43461 | -311,055 | -1230,33 |
| 45  | -628,625 | -438,482 | -94,7424 | -440,683 | -1602,53 |
| 60  | -390,935 | -507,932 | -0,95533 | -507,658 | -1407,48 |
| 75  | -47,4818 | -468,807 | 232,0632 | -462,447 | -746,673 |
| 90  | 265,0359 | -291,152 | 464,0379 | -273,141 | 164,7802 |
| 105 | 455,1399 | 1,285021 | 595,5777 | 39,13072 | 1091,133 |
| 120 | 501,5376 | 313,8954 | 598,916  | 383,0174 | 1797,366 |
| 135 | 435,9806 | 507,5004 | 501,0063 | 621,8644 | 2066,352 |
| 150 | 307,8867 | 472,5627 | 347,6723 | 638,1822 | 1766,304 |
| 165 | 156,2808 | 238,463  | 175,1528 | 402,2798 | 972,1763 |
| 180 | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |



Şekil 56. Döndürme momenti

#### 4. VOLAN TASARIMI

Volan tasarımında amaç krank milinin belirli bir düzünükte dönmesini sağlayacak bir diskin atalet momentini belirlemektir.

##### 4.1 Toplam Moment Eğrisi Altında Kalan Alanın

1/3 Simpson Kuralıyla İntegrali  
Döndürme Momenti ile yatay eksen  
arasında kalan alan = 36296 Nm.KMA  
Toplam moment eğrisinin ortalama moment  
çizgisini kestiği nokta sayısı = 2

##### 4.2 Ortalama Döndürme Momenti

$Md_{ort} = 201.6 \text{ Nm}$

##### 4.3 Ortalama Momente Göre Efektif Güç

###### 4.3.1 Yarı Mekanik Verim (Pompalama kayıpları olmaksızın)

$P_{mm\_ussu} = P_{mm} - P_{dolgu} = P_{mm} - (P_r - P_a)$   
 $ITAm\_ussu = P_{me} / P_{mi\_ussu}$   
 $ITAm\_ussu = 0.743 \text{ Nm}$

###### 4.3.2 Ortalama Moment ve Yarı Mekanik Verime Göre

Efektif Güç  $Ne\_ussu = Md_{ort} * \Omega * ITAm\_ussu / 1000 \text{ kW}$   
 $Ne\_ussu = 98.778 \text{ kW}$

##### 4.4 Volan Atalet Momentinin Hesabı

###### 4.4.1 İş Fazlalığı Hesabı

Ortalama Moment Eğrisinin (Yeşil Eğri)  
x-ekseni üzerinde kalan alanlar toplamı  
altında kalan alanlar toplamına eşittir.  
Üst alanlar toplamı:

Ort. Dönd. mom.nin bir tarafında kalan  
Alan = 101144.222 mm<sup>2</sup>

$n = 6300 \text{ d/dk}$  hızla dönen krank milinin  
+- %2 düzgünsüzlükle çalışması istenmektedir.

(Volanın kinetik enerjisi):

$W = (1/2) * I_{top} * (W_{max}^2 - W_{min}^2)$  olacaktır. Buradan

$W = (1/2) * I_{top} * (W_{max} + W_{min}) * (W_{max} - W_{min}) * (W_{ort} / W_{ort})$  olur.

$W_{ort} = (1/2) * (W_{max} + W_{min})$  ve

$\Delta = (W_{max} - W_{min}) / W_{ort}$  : düzgünsüzlük katsayısı, yerlerine

yazılırsa

$W = I_{top} * \Delta * W_{ort}^2$  olur. Öngörülen düzgünsüzlüğü elde edebilmek  
için gereken toplam atalet momentini

$I_{top} = W / (\Delta * W_{ort}^2)$  elde edilir.

Diğer taraftan:

$I_{top} = I_{motor} + I_{volan}$  olup;

İş fazlalığı  $W_{fazla} = 101144.222 \text{ mm}^2$

İş fazlalığı  $W_{fazla} = 1765.300 \text{ Nm}$

Düzgünsüzlük katsayısı  $0.01 < \Delta_{duzg} < 0.02$  arasında olmalıdır.

$\Delta_{duzg} = 0.020$  seçildi.

###### 4.4.2 Toplam atalet momentini hesabı

Toplam atalet momentini  $I_{toplam} = 0.202792 \text{ kg.m}^2$

Krankın kütlesi  $m_{kr} = 0.973510 \text{ kg}$ .

Motorun atalet momentini  $I_{motor} = 0.004951 \text{ kg.m}^2$

Volanın atalet momentini  $I_{volan} = 0.197841 \text{ kg.m}^2$

## 4.5 Volana Etki Eden Kuvvetler ve Volan Boyutları

Volan malzemesi dökme çelik: SIGMA<sub>em</sub>=6000 (MPa)  
 Volanın yoğunluğu rho<sub>volan</sub>=7850.0000 (kg/m<sup>3</sup>)  
 Volanın yarıçapı R<sub>volan</sub> ≤ 129.92 mm olmalı  
 Volanın yarıçapı R<sub>volan</sub> = 106.00 mm seçildi

## Volanın Diğer Boyutları

Yarıçaplar: R1 = 22.3 mm  
 R2 = 10.8 mm  
 R3 = 1.4 mm

Kalınlıklar: b1 = 127.2 mm  
 b2 = 47.1 mm  
 b3 = 25.4 mm

## Dinamik hesaptan bulunan

Volanın Atalet momenti I<sub>volan</sub> = 0.19784 kg.m<sup>2</sup>

## Geometrik boyutlardan bulunan

Volanın Atalet momenti I<sub>Volan</sub> = 0.19782 kg.m<sup>2</sup>

Her ikisi eşit olana kadar program geometrik boyutlarla oynar!

## 4.6 Volanın Hacmi Kütlesi

Volanın hacmi V<sub>volan</sub> = 0.00436 m<sup>3</sup>  
 Volanın kütlesi m<sub>volan</sub> = 34.21275 kg

## 5. PİSTON TASARIMI

Bu bölümde pistonun boyutlandırılması, perno bölgesinde, piston tablası bölgesinde ve yağ segmanları bölgesinde mukavemet kontrolleri yapılacaktır.

Eylemsizlik kuvvetinin yüksek değer almaması için piston mümkün olduğu kadar hafif olmalıdır.

Malzeme olarak Al alaşımı kullanılır.

m<sub>p</sub> = (80-150) \* A<sub>p</sub> kg seçilebilir

## 5.1 Pistonun Kütlesi

Piston kütlesi = 0.85182 kg

## 5.2 Piston Çapları

I-I kesitinde piston kafası çapı D<sub>k</sub> = 87.313 mm  
 II-II kesitinde piston çapı D<sub>II\_II</sub> = 87.995 mm  
 III-III kesitinde piston eteği çapı D<sub>e</sub> = 87.996 mm

## 5.3 Segman Konumları ve Boyutları

İlk segmanın pist. tab.dan uzaklığı h<sub>1</sub> = 7.865 mm

## 5.3.1 Yağ Segmanları

Yağ. segmanının kesit genişliği t = 3.78 mm  
 Yağ. segmanının kesit yüksekliği a = 3.03 mm  
 Segman-piston arasındaki boşluk genişliği DEL<sub>t</sub> = 0.90 mm  
 Segman üstü-piston arası boşluk yüksekliği DEL<sub>t\_ussu</sub> = 0.15 mm  
 Segman bölgesinde piston cidar kalınlığı s<sub>pis</sub> = 6.16 mm  
 Segman bölgesinde piston içi boşluk çapı D<sub>i</sub> = 66.32 mm  
 Yağ deliği çapı d<sub>yag</sub> = 0.91 mm  
 Yağ deliği sayısı n<sub>yag</sub> = 10 mm

D > 80 mm olduğundan 3 kompresyon ve 1 yağ segmanı seçilmiştir.

Piston tablası et kalınlığı h = 8.80 mm

Perno yuvası bölgesi dış çapı D<sub>o</sub> = 35.21 mm

Piston eteği et kalınlığı  $he = 3.50 \text{ mm}$

#### 5.4 Piston Boyutlarının Kontrolü

##### 5.4.1 Piston Eteği Yağlama Kontrolü

Maksimum Q yan kuvveti  $Q_{maks} = 3791.542 \text{ N}$   
 Piston Boyu  $L_p = 79.215 \text{ mm}$   
 Piston eteği boyu  $le = 35.647 \text{ mm}$   
 Piston kafası boyu  $lk = 43.568 \text{ mm}$   
 Yağ segmanının pist. tab.dan uzaklığı  $h_2 = 24.141 \text{ mm}$   
 Etek bölgesindeki ort. bas.  $q = 0.782 \text{ MPa} < 1.0 \text{ Mpa}$  olmalı  
 !!!Pistonun etek bölgesindeki ortalama basınç uygundur.!!!

##### 5.4.2 Piston Tablası Et kalınlığı Kontrolü

###### 5.4.2.1 Eğilme Gerilmesi Kontrolü

Pist. tablasına gelen eğilme gerilmesi  
 $SIGMA_e = 96.914 \text{ MPa}$   
 Kaburgalı Pistonlar Al alaşımları

###### 5.4.2.2 Termik Gerilme Kontrolü

Piston tablasındaki ısı yükü  $q_{ısı} = 2265544.7 \text{ W/m}^2$   
 Pist. tablasına gelen termik gerilme  
 $SIGMA_{term} = 80.46 \text{ MPa}$

###### 5.4.2.3 Toplam Gerilme Kontrolü

Pist. tablasına gelen toplam gerilme  
 $SIGMA_{top\_pt} = 177.38 \text{ MPa} < (90-180) \text{ Mpa}$  olmalı  
 !!!Piston tablasında toplam gerilme uygun değildir!!!.  
 Toplam gerilme uygun olmadığı için optimum et kalınlığı yeniden hesaplanır.  

$$h_{pis\_opt} = ((Pzg * Di_{pis}^2 * LAMDA_{Al} * 10^{-3}) / (ALFA_{Al} * E_{Al} * q_{isi} * 10^{-6}))^{(1/3)}$$
  
 $h_{pist\_opt} = 11.80 \text{ mm}$  olarak hesaplandı  
 hesaplanan optimum et kalınlığına göre gerilme;  
 $90 < SIGMA_{top\_pt} < 150$  olmalıdır.  
 $SIGMA_{top\_pt} = 161.7937 \text{ [Mpa]}$  olur.

##### 5.3.2 Kompresyon Segmanları

Komp. segmanının kesit genişliği  $t = 3.873 \text{ mm}$   
 Komp. segmanının kesit yüksekliği  $a = 3.098 \text{ mm}$   
 Segman-piston arasındaki boşluk genişliği  $DEL_t = 0.700 \text{ mm}$

#### 5.5.3 Segman Bölgesinin Mukavemet Kontrolü

##### 5.5.3.1 Yağ Delikleri bölgesinin Ezilme Kontrolü

X-X kesiti için:  
 Yanma sonu bası kuvveti  $F_{zg} = 41537.74 \text{ N}$   
 $A_{x\_x}$  kesit alanı  $= 1373.76 \text{ mm}^2$   
 $A_{x\_x}$  kesitindeki bası gerilmesi  $SIGMA_{bas} = 30.24 \text{ Mpa}$   
 Al alaşımları için  $SIGMA_{bas} < (30-40) \text{ Mpa}$  olmalı  
 !!!!Yağ delikleri bölgesinde basma kuvveti uygundur.!!!!

##### 5.4.3.2 Yağ Delikleri Bölgesinde Çekme Kontrolü

X-X kesiti için:  
 $x\_x$  kesitindeki çekme kuvveti  $F_{cek} = 8599.51 \text{ N}$   
 $A_{x\_x}$  kesitindeki çeki gerilmesi  $SIGMA_{cek} = 6.26 \text{ MPa}$   
 Al alaşımları için  $SIGMA_{cek} < (4-10) \text{ Mpa}$  olmalı  
 !!!Yağ delikleri bölgesinde çekme kuvveti uygundur.!!!

#### 5.4.3.3 İki Segman Arası Mukavemet Kontrolü

##### 5.4.3.3.1 Kayma Gerilmesi

İki segman arası yükseklik  $h1' = 3.961 \text{ mm}$   
 $A_{y_y}$  kesit alanı =  $981.40 \text{ mm}^2$   
 $A_{y_y}$  kesitindeki kayma gerilmesi  $\tau = 7.50 \text{ Mpa}$

##### 5.4.3.3.2 Eğilme Gerilmesi

$A_{y_y}$  kesitindeki eğilme momenti  $M_{eg} = 16839.62 \text{ Nm}$   
 $A_{y_y}$  kesitindeki eğ. muk. mom.  $W_{eg} = 647.85 \text{ mm}^3$   
 $A_{y_y}$  kesitindeki eğilme gerilmesi  $\sigma_{eg} = 25.99 \text{ MPa}$

##### 5.4.3.3.3 Toplam Gerilme

$A_{y_y}$  kesitindeki toplam gerilme  $\sigma_{topl} = 30.02 \text{ MPa}$   
 Al alaşımları için  $\sigma_{topl} < (30-40) \text{ Mpa}$  olmalı  
 !!İki segman arasında toplam Kayma Gerilmesi uygundur!!

#### 5.5 Piston Pernosu Boyutlarının Kontrolü

##### 5.5.1 Pernonun Yağlama Kontrolü

Perno boyu  $l = 70.413 \text{ mm}$   
 Biyel genişliği  $b_{biy} = 35.207 \text{ mm}$   
 Perno yuvası aralığı  $b_1 = 38.207 \text{ mm}$   
 Biyel genişliği  $b_{biy} = 35.207 \text{ mm}$   
 Perno yuvası aralığı  $b_1 = 38.207 \text{ mm}$   
 Perno dış çapı  $D1 = 25.525 \text{ mm}$   
 Perno iç çapı  $D2 = 17.357 \text{ mm}$

##### 5.5.1.1 Biyel Küçükbaşı Bölgesindeki Ortalama Yüzey Basıncı

!!!Biyel Küçükbaşı bölgesindeki ortalama yüzey basıncı uygundur!!!  
 $q_{biy} = 31.94 \text{ MPa} < (20-60) \text{ MPa}$  olmalı

##### 5.5.1.2 Perno Yuvasındaki Ortalama Yüzey Basıncı

!!!Perno yuvası bölgesindeki ortalama yüzey basıncı uygundur!!!  
 $q_{pern} = 34.91 \text{ MPa} \leq (15-50) \text{ MPa}$  olmalı

##### 5.5.2 Pernonun Eğilme Kontrolü

!!! $A_A$  kesitinde pernoya gelen eğilme gerilmesi uygundur!!!  
 $\sigma_{eg_{pern}} = 175.20 \text{ MPa} \leq (150-250) \text{ MPa}$  olmalı

##### 5.5.3 Pernonun Kesme Gerilmesi Kontrolü

!!!! $B_B$  kesitinde pernoya etki eden kesme gerilmesi uygundur!!!  
 $\tau_{maks_{pern}} = 101.90 \text{ MPa} < (60-250) \text{ MPa}$  olmalı

##### 5.5.4 Pernonun Ovalleşme Kontrolü

!!! Pernonun Max. çap değişikliği uygundur!!!  
 $\Delta d_{Dmaks} = 0.03107 \text{ mm} < (0.02-0.05) \text{ mm}$  olmalı

#### 5.6 Segman Boyutlarının Kontrolü

##### 5.6.1 Segman Uçlarındaki Boşluklar

Serbest durumda segman uçları arasındaki boşluk  
 $Ao = 12.39 \text{ mm}$   
 Segmandaki genleşme miktarı  
 $\Delta d_2 = 0.50 \text{ mm}$   
 Takılı durumdaki soğuk segman uçları arasındaki boşluk  
 $\Delta d_{seg} = 0.58 \text{ mm}$



## 5.6.2 Segman Ortalama Basıncı

Kompresyon segmanının uyguladığı ortalama basınç

$$P_m = 0.250 \text{ MPa}$$

Yağ segmanının uyguladığı ortalama basınç

$$P_m = 0.228 \text{ MPa}$$

## 5.6.3 Segmanın Eğilme Gerilmesi Kontrolü

## 5.6.3.1 Kompresyon Segmanları

!!!Kompresyon segmanının eğilme gerilmesi uygundur.!!!

$$\text{SIGMA}_{eg\_komp} = 388.00 \text{ MPa} < (220-450) \text{ MPa olmalı}$$

## 5.6.3.2 Yağ Segmanları

!!!Yağ segmanının eğilme gerilmesi uygundur.!!!

$$\text{SIGMA}_{eg\_yag} = 369.40 \text{ MPa} < (220-450) \text{ MPa olmalı}$$

## 5.6.4 Segmanın Serbest Durumdaki Şekli

$$\rho_o = D/2 = 44.01 \text{ mm}$$

## 5.6.4.1 Kompresyon Segmanın Serbest Durumdaki Şekli

| No | Phi | rho_i  |
|----|-----|--------|
| 1  | 180 | 47.499 |
| 2  | 165 | 51.515 |
| 3  | 150 | 56.010 |
| 4  | 135 | 60.869 |
| 5  | 120 | 65.892 |
| 6  | 105 | 70.795 |
| 7  | 90  | 75.242 |
| 8  | 75  | 78.916 |
| 9  | 60  | 81.604 |
| 10 | 45  | 83.266 |
| 11 | 30  | 84.049 |
| 12 | 15  | 84.250 |
| 13 | 0   | 84.250 |

## 5.6.4.2 Yağ Segmanın Serbest Durumdaki Şekli

| No | Phi | rho_i  |
|----|-----|--------|
| 1  | 180 | 47.402 |
| 2  | 165 | 51.289 |
| 3  | 150 | 55.619 |
| 4  | 135 | 60.274 |
| 5  | 120 | 65.058 |
| 6  | 105 | 69.701 |
| 7  | 90  | 73.889 |
| 8  | 75  | 77.334 |
| 9  | 60  | 79.845 |
| 10 | 45  | 81.394 |
| 11 | 30  | 82.122 |
| 12 | 15  | 82.309 |
| 13 | 0   | 82.309 |

## 6.BİYEL TASARIMI

## 6.1.Biyel Boyu

$$\text{LAMDA} = R/l_b = 1/4.0 \text{ seçilmiştir}$$

$$\text{Biyel boyu } l_b = R/\text{LAMDA} = 176.0 \text{ mm}$$

## 6.2 Biyel Kütlesi

Biyel kütlesi  $m_b = 1.0346$  kg

## 6.3 Biyel Küçükbaşı

Biyel Küçükbaşı dış çapı  $d_{kb} = 35.22$  mm

Biyel Küçükbaşı delik çapı  $d = 31.91$  mm

Biyel Küçükbaşı burç et kalınlığı  $\delta_1 = 20.42$  mm

Biyel genişliği = 35.207 mm

biyel genişliği/Silindir çapı oranı

$b_{biy}/D = 0.400$  mm

(0.33-0.45) mm aralığında olmalı

## 6.4 Biyelin Mukavemet Kontrolleri

## 6.4.1 I-I Kesitinde Çekme Kontrolü

I-I kesitindeki çekme gerilmesi

$SIGMA_{cek\_biy} = 197.44$  MPa

$140 < SIGMA_{cek\_biy} < 200$  MPa olmalı

!!!Biyelin I-I kesitinde çekme gerilmesi uygundur. EMNİYETLİ!!!

## 6.4.2 Burcun Preste Takılmasından Doğacak Gerilmeler

Burcun biyel Küçükbaşına sıkı geçme olarak presle takılması için, burcun dış çapının, biyel Küçükbaşı iç çapından DELTA kadar büyük olması gerekir.

Buna göre burcun dış çapı  $d_{burc\_dis} = 31.942$  mm olmalıdır

Burç ile biyel Küçükbaşı arasındaki çap farkından kaynaklanan ortalama basınç

$P_{cap\_farki} = 13.26$  MPa

Bu ortalama basınçtan kaynaklanan gerilmeler

Lame Formüllerinden arasındaki gibi hesaplanır:

$SIGMA_{ic} = 122.73$  MPa  $< (100-150)$ MPa olmalı

!!!Burcun iç gerilme değeri I-I kesitinde uygundur.EMNİYETLİ!!!

$SIGMA_{dis} = 135.99$  MPa  $< (100-150)$ MPa olmalı

!!!Burcun dış gerilme değeri I-I kesitinde uygundur.EMNİYETLİ!!!

## 6.4.3 II-II ve A-A Kesitlerinin Kontrolü

## 6.4.3.1 Egzoz Sonunda Maksimum Çekme Kuvveti

$F_{cek\_biy} = -23065.50$  N

$PHI_{gecis} = 108.00$  derece

$N_o = -11200.61$  N

$r_{m\_ort} = 16.78$  mm

$M_o = -2299.37$  Nmm

A-A kesiti:

Normal Gerilme:  $N_{normal} = -11070.93$  N

Eğilme Momenti:  $M_{egilme} = -4475.60$  Nmm

$Sigma_{dis} = 238.91$  MPa

$Sigma_{em} = (160-240)$  (MPa)

$Sigma_{dis} > Sigma_{em}$

!!!Burcun dış gerilmesi II-II kesitinde EMNİYETLİ!!!

$Sigma_{ic} = 192.18$  MPa

$Sigma_{em} = (160-240)$  (MPa)

$Sigma_{ic} < Sigma_{em}$

!!!Burcun iç gerilmesi II-II kesitinde EMNİYETLİ!!!

## 6.4.3.2 Yanma Sonunda Maksimum Basma Kuvveti

$F_{bas\_biy} = 13828.94 \text{ N}$

## 6.4.4 Biyel Şaftı Boyutları

$h_{saft} = 21.13 \text{ mm}; \quad h_{saft} \sim 24.44 \text{ mm}$  olmalıdır  
 $b_{saft} = 10.57 \text{ mm}$   
 $a_{saft} = 4.00 \text{ mm}$   
 $t_{saft} = 4.00 \text{ mm}$

## 6.4.4.1 Biyel Şaftına Etki Eden Kuvvetler

## 6.4.4.2 Biyel Şaftının Emme Başlangıcında Çekme Gerilmesi Kontrolü

Emme başlangıcında  $SIGMA_{cek\_saft} = 209.39 \text{ MPa}$   
 Alaşımli çelikler için  $SIGMA_{cek\_saft} < (160-230) \text{ MPa}$  olmalı  
 !!!Biyel şaftının çekme gerilmesi uygundur.EMNİYETLİ!!!

## 6.4.4.3 Yanma Sonunda Maksimum Bası

Yanma sonunda bası gerilmesi  
 $Sigma_{bas\_biy} = 160.88 \text{ MPa}$   
 Alaşımli çelikler için  $Sigma_{bas\_biy} < (160-240) \text{ MPa}$  olmalı  
 !!!Biyel şaftının basma gerilmesi uygundur. EMNİYETLİ!!!

## 6.4.4.4 Biyel Şaftının Burkulma Kontrolü

$I_{xx} = 7.07301e-09 \text{ m}^4$   
 $i = 7.183241e-03 \text{ m}$   
 Narinlik derecesi  $LAMDA = 24.51$   
 Alaşımli çelikler için  $LAMDA < 60.0$  olmalı  
 !!!Biyel şaftında burkulma yok. EMNİYETLİ!!!

## 6.4.4.5 Biyel Şaftının Salınım Hareketi Nedeniyle Eğilme Kontrolü

$SIGMA_{eg\_saft} = 64.12 \text{ MPa}$   
 $SIGMA_{top\_saft} = 265.00 \text{ MPa}$   
 $SIGMA_{top\_saft} < (200-350) \text{ MPa}$  olmalı  
 !!!Biyel şaftında toplam gerilme uygundur. EMNİYETLİ!!!

## 6.5 Biyel Büyükbaşı

## Krank Muylusu Boyutları

Krank muylusu çapı  $d_k = 58.97 \text{ mm}$   
 Krank muylusu boyu  $l_k = 36.97 \text{ mm}$   
 $l_{bbg} = KATSAYI * d_k$ ; eşitliğinin katsayısı ayarlanarak  
 Krank muylusu genişliği-Biyel Büyükbaşı genişliği = 2.29 mm  
 (yaklaşık 2)mm SAĞLANMALI  
 Biyel Büyükbaşı genişliği  $l = 34.68 \text{ mm}$   
 Yatak zarfı kalınlığı  $delta_{yz} = 2.36 \text{ mm}$   
 Civatalar arası mesafe  $c_c = 108.09 \text{ mm}$   
 Alt kapak et kalınlığı  $s_{kapak} = 24.56 \text{ mm}$

## 6.5.2 IV-IV kesitinde eğilme Kontrolü

$Meg_{altkapak} = 1044.70 \text{ Nm}$   
 $Weg_{altkapak} = 3.486391e-06 \text{ m}^3$   
 $Sigma_{eg\_altkapak} = 299.65 \text{ MPa}$   
 $Sigma_{eg\_altkapak} < (100-300) \text{ MPa}$  olmalı  
 !!!IV-IV kesitinde alt kapağın gerilmesi uygundur.EMNİYETLİ!!!

## 6.5.3 Bağlama Civatalarının Kontrolü

$F_{civata} = 54122.56 \text{ N}$   
 $i_{civata} = 2$  adet civata  
 $d_{civata} \geq 14.2 \text{ mm}$  olmalı, M15 civata kullanılabilir.

## 7.KRANK MİLİ TASARIMI

## 7.1 Silindirler Arası Açıklık

Silindirler arası açıklık  $L = 110.02$  mm

## 7.2 Krank Muyluları

Krank muylusu çapı  $d_k = 58.97$  mm

Krank muylusu boyu  $l_k = 36.97$  mm

## 7.3 Anayatak Muyluları mukavemet kontrolleri

Anayatak muylusu çapı  $d_{ay} = 66.01$  mm

## 7.4 Krank Kolları mukavemet kontrolleri

Krank Kolu genişliği  $B = 88.02$  mm

Krank Kolu kalınlığı  $H = 22.00$  mm

Karşı Ağırlıklı Krank Kolu Yüksekliği  $A = 176.03$  mm

Karşı Ağırlıksız Krank Kolu Yüksekliği  $A_k = 146.99$  mm

Yuvarlatma yarıçapı  $R = 7.04$  mm

## 7.5 Krank Mili Mukavemet Hesapları

## 7.5.1 I. Kritik Durum

ÜÖN civarında maksimum gaz basıncı altında mukavemet kontrolleri

## a) Anayatak muylusu (a-a kesiti) mukavemet kontrolleri

## i) eğilme gerilmesi

$F_y = 13828.94$  N

Anayatak muylusu boyu  $l_{ay} = 273.95$  mm

$a_3 = 136.98$  mm

$Me_1 = 947116.49$  Nm

A noktasındaki eğilme gerilmesi  $SIGMA_1 = 33.54$  MPa

## ii) Burulma gerilmesi

$M_b = 201645.50$  Nm

A noktasındaki burulma gerilmesi  $TAU = 7.14$  MPa

Krank milinin ana yatak muylusunun A noktasındaki toplam gerilmesi  $SIGMA_{top\_A} = 36.45$  MPa

$SIGMA_{top\_A} = (36-40)$  MPa olmalı

!!Krank milinin ana yatak muylusunun ÜÖN civarındaki toplam gerilmesi EMNİYETLİ---

## b) Krank kolu mukavemet kontrolleri

## i) eğilme

Dar taraf:

eğilme mukavemet momenti

$W1_{dar} = 7102.72$  mm<sup>3</sup>

Burulma mukavemet momenti

$W1_{ussu\_dar} = 12145.64$  mm<sup>3</sup>

Geniş taraf:

eğilme mukavemet momenti

$W2_{geniş} = 28410.86$  mm<sup>3</sup>

Burulma mukavemet momenti

$W2_{ussu\_geniş} = 16413.03$  mm<sup>3</sup>

$F_{kr\_k} = 13828.94$  N

$a_2 = 147.98$  mm

$Me2_{kr\_k} = 1023190.10$  Nmm

eğilme gerilmesi  $SIGMA_2 = 144.06$  MPa

## ii) Basma

Normal gerilme  $SIGMA_3 = 3.57$  MPa

iii)  $F_t$  ussu etkisinde eğilme

Döndürme momentinin yarattığı eğilme gerilmesi  $SIGMA_3 = 7.10$  MPa

Krank kolunda oluşan toplam gerilme  
 Dar taraf: SIGMA\_top\_dar = 147.63 MPa  
 Krank kolunda oluşan toplam gerilme  
 Geniş taraf: SIGMA\_top\_geniş = 10.67 MPa

c) Krank muylusu mukavemet kontrolleri

- i) eğilme  
 a1 = 177.46 mm  
 eğilme gerilmesi  
 SIGMA5\_eg\_kr\_muy = 60.95 MPa  
 ii) Burulma  
 Burulma gerilmesi  
 TAU5\_kr\_muy = 6.14 MPa

Krank muylusunda oluşan toplam gerilme  
 SIGMA\_top = 62.17 MPa < 320 MPa olmalı  
 ---Krank muylusunda oluşan toplam gerilme EMNİYETLİ---

7.5.2 II. Kritik Durum

Maksimum teğetsel kuvvet altında mukavemet kontrolleri

a) Anayatak muylusu

- i) Ft\_max tan gelen eğilme  
 Me\_1 = 949487.00 Nmm  
 eğilme gerilmesi SIGMA\_1 = 33.62 MPa  
 ii) N den gelen eğilme  
 Me\_2 = 1251775.75 Nmm  
 eğilme gerilmesi SIGMA\_2 = 44.32 MPa  
 Toplam eğilme gerilmesi SIGMA\_e = 55.63 MPa  
 iii) Döndürme momentinden gelen burulma  
 Maksimum teğetsel kuvvetten gelen Döndürme momentinden  
 kaynaklanan burulma gerilmesi TAU\_1= 0.02 MPa  
 iv) Toplam gerilme SIGMA\_top = 55.63 MPa < 320 MPa olmalı  
 Krank mili ana yatak muylusunun Maksimum teğetsel kuvvet  
 altındaki gerilmesi EMNİYETLİ---

b) Krank Kolu

- i) Dar taraf; N den gelen eğilme  
 Me\_3 = 1352319.99 Nmm  
 eğilme gerilmesi SIGMA\_3 = 190.39 MPa  
 ii) N den gelen basma  
 Basma gerilmesi SIGMA\_4 = 4.72 MPa  
 iii) Geniş taraf, Ft\_maks tan gelen eğilme  
 Me\_3 = 1352319.99 Nmm  
 eğilme gerilmesi SIGMA\_5 = 0.02 MPa  
 iv) Geniş taraf, Ft\_ussu den gelen eğilme  
 eğilme gerilmesi SIGMA\_6 = 7.10 MPa  
 v) Dar taraf, Ft\_maks tan gelen burulma  
 Burulma gerilmesi TAU\_7 = 84.45 MPa  
 vi) Geniş taraf, Ft\_maks tan gelen burulma  
 Burulma gerilmesi TAU\_8 = 62.50 MPa  
 Dar tarafa etki eden toplam gerilme  
 SIGMA\_top = 258.07 MPa  
 Geniş tarafa etki eden toplam gerilme  
 SIGMA\_top = 125.55 MPa  
 SIGMA\_top < 385 [MPa]  
 ---Krank kolunun etkiyen toplam gerilme değeri EMNİYETLİ---

c) Krank muylusu

- i) Ft\_max tan gelen eğilme  
 $Me_9 = 1230138.58 \text{ Nmm}$   
 eğilme gerilmesi  $SIGMA_9 = 61.10 \text{ MPa}$
- ii) N den gelen eğilme  
 $Me_{10} = 1621778.54 \text{ Nmm}$   
 eğilme gerilmesi  $SIGMA_{10} = 80.55 \text{ MPa}$
- iii) Ft\_maks tan gelen burulma  
 Maksimum teğetsel kuvvetten gelen Döndürme momentinden kaynaklanan burulma gerilmesi  $TAU_{11} = 0.03 \text{ MPa}$   
 Ft\_ussu den gelen Döndürme momentinden kaynaklanan burulma gerilmesi  $TAU_{12} = 10.02 \text{ MPa}$

v) Toplam gerilme  $SIGMA_{top} = 103.08 \text{ MPa} < 320 \text{ MPa}$  olmalı  
 -----Krank muylusunun toplam gerilme değeri EMNİYETLİ---

#### 7.6 Ana Yatak Konstrüksiyon ve Yaklaşık Hesabı

- i) Yatak zarfının dış çapı:  $d_{yzdc} = 82.52 \text{ mm}$   
 ii) Burç kalınlığı:  $U = 2.64 \text{ mm}$   
 iii) Cıvatalar arası mesafe:  $L_1 = 99.02 \text{ mm}$

##### 7.6.1 Krank Milinin Yaklaşık Ağırlık Hesabı

Krank Milinin Yaklaşık Ağırlık Hesabı:  $G_k = 598.32 \text{ N}$

##### 7.6.2 Asılı Yataklarda Kapağa Etkiyen Kuvvetin Hesabı

Yatağlarda kapağa etkiyen basınç kuvveti:  $P_k = 3.41 \text{ N}$   
 Asılı Yataklarda Kapağa Etkiyen Kuvvetin Hesabı:  $F_k = 20888.54 \text{ N}$

a) Yatakların mukavemet kontrolü;

$Me_{yatak} = 86181.59 \text{ N}$

$W_2_{ussu} = 26917.16 \text{ N}$

Mukavemet kontrolü  $SIGMA_{yatak} = 3.20 \text{ Mpa}$

Yatak Malzemesi olarak dökme demir seçilirse;

$Sigma_{emniyet} = 20 \text{ Mpa} > SIGMA_{yatak}$ ;

---Yatakların mukavemeti EMNİYETLİ---

##### 7.6.3 Cıvata Hesabı;

$d_{civ} \geq 11.8 \text{ mm}$  olmalı

M12 cıvata kullanılabilir.

#### 7.7 Karşı Ağırlıkta Denge Kontrolü;

a) Krank Muylusu Kütlesi;

$m_{km} = 0.79 \text{ kg}$

b) Kısa Krank Kolunun Dengelenmemiş Kütlesi;

$m_{kr\_kol} = 3.15 \text{ kg}$

c) Krank Yarıçapına İndirgenmiş Dengelenmemiş Kütle;

$m_r = 0.61 \text{ kg}$

d) Karşı Ağırlıkta Dengelenmesi Gereken Krank Yarıçapına İndirgenmiş Kütle;  $m_{den} = 3.33 \text{ kg}$

## 8. SUPAP ve KUMANDA MEKANİZMALARI TASARIMI

### 8.1. Supap Hesabı

Vg gazlarının emme kanalındaki geçiş hızı olmak üzere;

Emme Supabı için:  $Vg = (50-90) \text{ m/s}$

Egzoz supabı için  $Vg = (70-120) \text{ m/s}$  değerleri arasındadır.

Emme supabı için  $Vg_{emme} = 90 \text{ m/s}$

Egzoz supabı için  $Vg_{emme} = 120 \text{ m/s}$

Piston tablası alanı  $A_p = 0.006084 \text{ m}^2$

Ortalama Piston hızı  $V_{pm} = 19.48 \text{ m/s}$

## 8.1.1 Emme Supabı Boyutları ve Kalkma Miktarı

Emme kanalı kesit alanı  $A_{k\_emme}=0.001317$  m/s  
Çift emme ve çift egzoz supabı kullanıldı ve tek supap için hesaba devam edildi.

- a)Emme supabı çapı;  $\delta=7$  mm
- b)Emme supabı kalkma miktarı;  
İki reel kök;  $x_1 = 45.835350$   $x_2 = 14.450229$   
Küçük kök Kabul edilir;  $h_{emme}= 15$  mm
- c)Min. Supap Tablası Çapı;  $D_{st}=30.00$  mm
- d)Max.Supap Tablası Çapı;  $D_{st\_ussu}=35.00$  mm  
Supap oturma yüzeyi genişliği;  $b_{emme}=3.26$  mm  
 $0.12 \cdot D_{1\_emme} > b_{emme} > 0.1 \cdot D_{1\_emme}$  aralığında olmalıdır.  
b değeri uygundur!!
- e)Yuva Çapı  $h_s=3.24$  mm
- f)Toplam tabla kalınlığı kontrolü  $\rho_{ussu\_emme}=4.73$  mm  
 $h_{1\_2\_emme} > \rho_{ussu\_emme}$  olmalıdır.  $h_{1\_2\_emme}=5.4455$  [mm]  
Emme supabı toplam tabla kalınlığı uygun.EMNİYETLİ!!!
- g)Supap Sapı Kontrolü;  $\delta_{ss}=9.00$  mm

## 8.1.2 Egzoz Supabı Boyutları ve Kalkma Miktarı

Egzoz kanalı kesit alanı  $A_{k\_egzoz}=0.000988$  m/s

- a)Egzoz Supabı Çapı;  $\delta_{egzoz}=7$  mm
- b)Egzoz Supabı Kalkma Miktarı;  
İki reel kök;  $x_1 = 40.064275$   $x_2 = 12.398789$   
Küçük kök Kabul edilir;  $h_{egzoz}= 13$  mm
- c)Minimum Supap Tablası Çapı;  $D_{st\_egzoz}=24.54$  mm
- d)Max.Supap Tablası Çapı;  $D_{st\_ussu\_egzoz}=29.97$  mm  
Supap oturma yüzeyi genişliği;  $b_{egzoz}=3.54$  mm
- e)Yuva Çapı;  $h_s_{egzoz}=3.01$  mm
- f)Egzoz supabı toplam tabla kalınlığı kontrolü  
 $\rho_{ussu\_egzoz}=4.05$  mm  
 $h_{1\_2\_egzoz} > \rho_{ussu\_egzoz}$  olmalıdır.  $h_{1\_2\_egzoz}=7.0000$  [mm]  
Egzoz supabı toplam tabla kalınlığı uygun.EMNİYETLİ!!!
- g)Supap Sapı Kontrolü;  $\delta_{ss}=8.00$  mm

## 8.2 Kam Profilinin Belirlenmesi

Emme ve Egzoz Avans Değerleri;

Emme açılma avansı;  $\alpha_1=(10-20)^\circ$ KMA  $\alpha_1=17^\circ$  KMA  
Emme Kapanma Gecikmesi;  $\alpha_2=(40-60)^\circ$ KMA  $\alpha_2=40^\circ$  KMA  
Egzoz Açılma Avansı;  $\alpha_3=(45-60)^\circ$ KMA  $\alpha_3=45^\circ$  KMA  
Egzoz Kapanma Gecikmesi;  $\alpha_4=(4-15)^\circ$ KMA  $\alpha_4=11^\circ$  KMA

- a)Krank mili açısal hızı;  $w=659.73$  rad/s
- b)Emme Supabının açık kaldığı zaman;  $t_{emme}=0.006270$  rad/s
- c)Emme kam açısı;  $\text{iki\_fi\_emme}=118.50^\circ$
- d)Egzoz Supabının Açık Kaldığı Zaman;  $t_{egzoz}=0.006243$  s
- e)Egzoz kam açısı;  $\text{iki\_fi\_egzoz}=118.00^\circ$

## 8.2.1 Emme Kam Profilinin Belirlenmesi

$s_{emme}$  :Külbütör ile supap arası boşluk  
 $s_{k\_emme}$  :Kam ile itecek arasındaki boşluk  
 $h_{emme}$  :Supap kalkma miktarı  
 $h_{k\_emme}$  :Kam tarafındaki kalkma miktarı  
 $L1_{emme}, L2_{emme}$  :Külbütör kol uzunlukları  
 $h_{k\_emme}/h_{emme}=L2_{emme}/L1_{emme}=s_{k\_emme}/s_{emme}=(0.5-0.96)$   
 $h_{k\_emme}/h_{emme}=L2_{emme}/L1_{emme}=s_{k\_emme}/s_{emme}=0.7$  alındı

- a) Kam Tarafındaki kalkma miktarı;  $h_k_{emme}=10.5000$   
b) Külbütör ile supap sapı arasındaki boşluk;  $s_k=0.1750$  mm  
c) Kam Konstüksiyonu;  $d_k=21$  mm  
d) Kam Genişliği;  $b=7$  mm  
e) Emme Kam Profilinin Belirlenmesi  
 $20 \cdot h_k_{emme} > r1_{emme} > 8 \cdot h_k_{emme}$  değerleri aralığında olmalıdır.  
 $r1$  değeri uygundur.  $r1=188.70$  mm  
 $r2_{secilen\_emme} == r2_{emme}$  olduğundan dolayı  $r2$  değeri uygundur.  
 $r2=15.00$  mm

#### 8.2.1.1 Emme Supabı Supap kalkma miktarı, Hız, ve Supap İvmesinin Hesabı

- a) I. Bölge  
 $h_{emme\_1} = (r1_{emme} - r0_{emme}) \cdot (1 - \cos(\alpha_{1\_emme}))$   
 $v_{emme\_1} = (r1_{emme} - r0_{emme}) \cdot \omega_{kam} \cdot \sin(\alpha_{1\_emme})$   
 $a_{emme\_1} = (r1_{emme} - r0_{emme}) \cdot \omega_{kam}^2 \cdot \cos(\alpha_{1\_emme})$

- b) II. Bölge  
 $h_{emme\_2} = a_{emme\_kam} \cdot \cos(\alpha_{2\_emme}) + r2_{emme} - r0_{emme}$   
 $v_{emme\_2} = -\omega_{kam} \cdot a_{emme\_kam} \cdot \sin(\alpha_{2\_emme})$   
 $a_{emme\_2} = -\omega_{kam}^2 \cdot a_{emme\_kam} \cdot \cos(\alpha_{2\_emme})$

Hesaplamalarda  $\alpha_{1\_emme}$  ve  $\alpha_{2\_emme}$  açılarının işaretlerine dikkat edilmelidir.

- $\alpha_{1\_emme}$  açısının işareti;  
supap açılırken (+)  
supap kapanırken (-)

- $\alpha_{2\_emme}$  açısının işareti;  
supap açılırken (-)  
supap kapanırken (+)  
hızın işareti;  
supap açılırken (+)  
supap kapanırken (-)

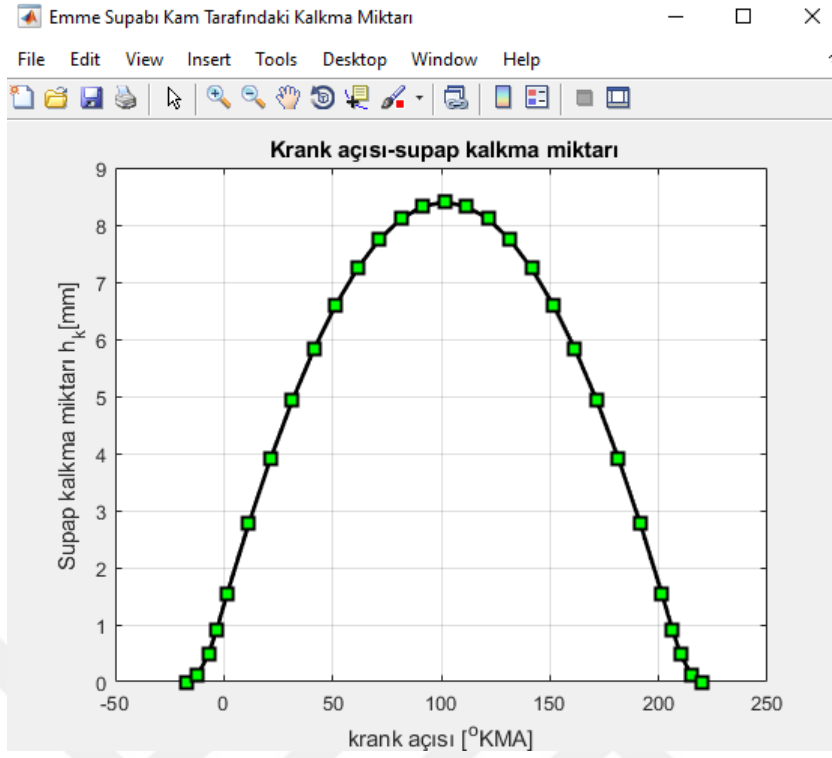
- ivmenin I. bölgede işareti;  
supap açılırken (+)  
supap kapanırken (-)

- ivmenin II. bölgede işareti;  
supap açılırken (-)  
supap kapanırken (+)

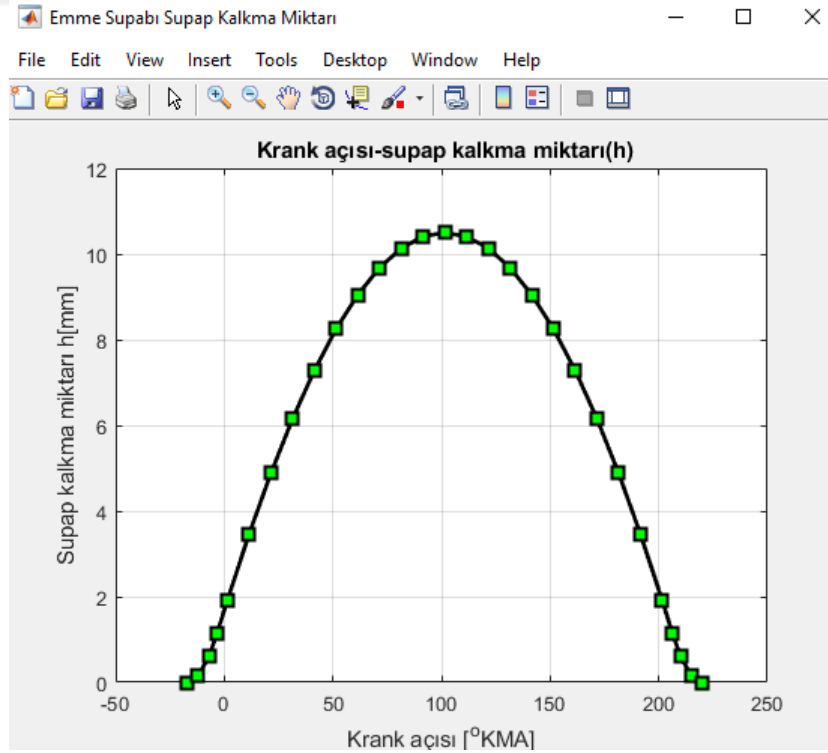


Tablo 10. Örnek 2 için emme supabı tablosu

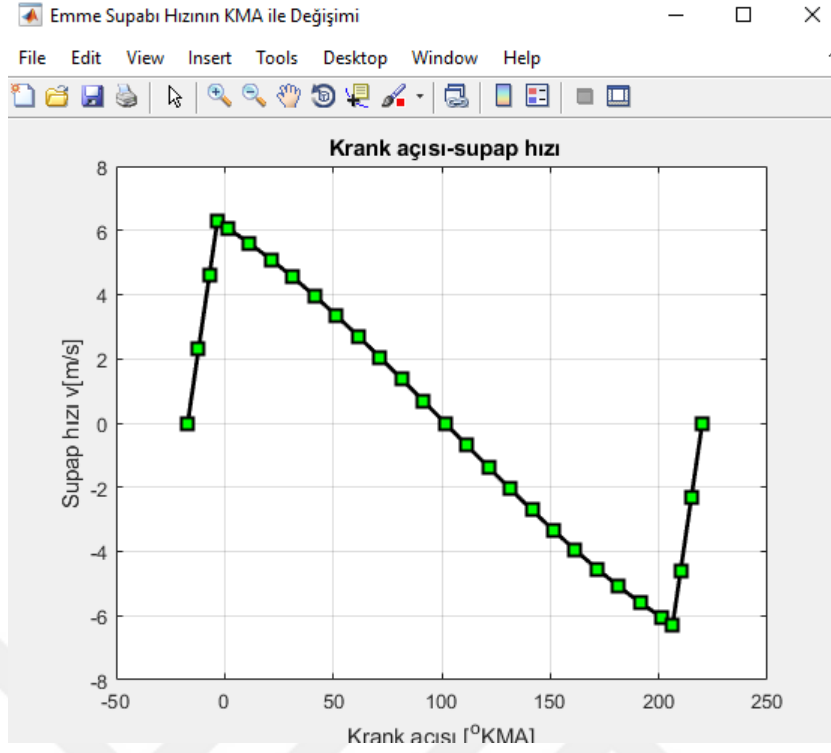
| $\alpha$ ° | $\varphi$ ° | $\varphi_1$ ° | $\varphi_2$ ° | $h_k$ (mm) | $h$ (mm) | $v$ (m/s) | $a$ (m/s <sup>2</sup> ) |
|------------|-------------|---------------|---------------|------------|----------|-----------|-------------------------|
| -17        | 351,5       | 0             | 0             | 0          | 0        | 0         | 17431,27                |
| -12        | 354         | 2,5           | 0             | 0,121977   | 0,152471 | 2,304992  | 17414,68                |
| -7         | 356,5       | 5             | 0             | 0,487674   | 0,609593 | 4,605597  | 17364,94                |
| -3,36047   | 358,3198    | 6,819766      | 52,43023      | 0,906758   | 1,133448 | 6,274957  | -1592,3                 |
| 1,5        | 0,75        | 0             | 50            | 1,541522   | 1,926903 | 6,064631  | -1678,64                |
| 11,5       | 5,75        | 0             | 45            | 2,77645    | 3,470563 | 5,598033  | -1846,61                |
| 21,5       | 10,75       | 0             | 40            | 3,908053   | 4,885067 | 5,08883   | -2000,52                |
| 31,5       | 15,75       | 0             | 35            | 4,927719   | 6,159649 | 4,540898  | -2139,21                |
| 41,5       | 20,75       | 0             | 30            | 5,827688   | 7,28461  | 3,958407  | -2261,62                |
| 51,5       | 25,75       | 0             | 25            | 6,60111    | 8,251387 | 3,34579   | -2366,82                |
| 61,5       | 30,75       | 0             | 20            | 7,242098   | 9,052623 | 2,70771   | -2454                   |
| 71,5       | 35,75       | 0             | 15            | 7,745776   | 9,68222  | 2,049022  | -2522,51                |
| 81,5       | 40,75       | 0             | 10            | 8,108309   | 10,13539 | 1,37474   | -2571,82                |
| 91,5       | 45,75       | 0             | 5             | 8,326938   | 10,40867 | 0,689996  | -2601,56                |
| 101,5      | 50,75       | 0             | 0             | 8,4        | 10,5     | 0         | -2611,5                 |
| 111,5      | 55,75       | 0             | -5            | 8,326938   | 10,40867 | -0,69     | -2601,56                |
| 121,5      | 60,75       | 0             | -10           | 8,108309   | 10,13539 | -1,37474  | -2571,82                |
| 131,5      | 65,75       | 0             | -15           | 7,745776   | 9,68222  | -2,04902  | -2522,51                |
| 141,5      | 70,75       | 0             | -20           | 7,242098   | 9,052623 | -2,70771  | -2454                   |
| 151,5      | 75,75       | 0             | -25           | 6,60111    | 8,251387 | -3,34579  | -2366,82                |
| 161,5      | 80,75       | 0             | -30           | 5,827688   | 7,28461  | -3,95841  | -2261,62                |
| 171,5      | 85,75       | 0             | -35           | 4,927719   | 6,159649 | -4,5409   | -2139,21                |
| 181,5      | 90,75       | 0             | -40           | 3,908053   | 4,885067 | -5,08883  | -2000,52                |
| 191,5      | 95,75       | 0             | -45           | 2,77645    | 3,470563 | -5,59803  | -1846,61                |
| 201,5      | 100,75      | 0             | -50           | 1,541522   | 1,926903 | -6,06463  | -1678,64                |
| 206,3605   | 103,1802    | 6,819766      | -52,4302      | 0,906758   | 1,133448 | -6,27496  | 17307,94                |
| 210        | 105         | 5             | 0             | 0,487674   | 0,609593 | -4,6056   | 17364,94                |
| 215        | 107,5       | 2,5           | 0             | 0,121977   | 0,152471 | -2,30499  | 17414,68                |
| 220        | 110         | 0             | 0             | 0          | 0        | 0         | 17431,27                |



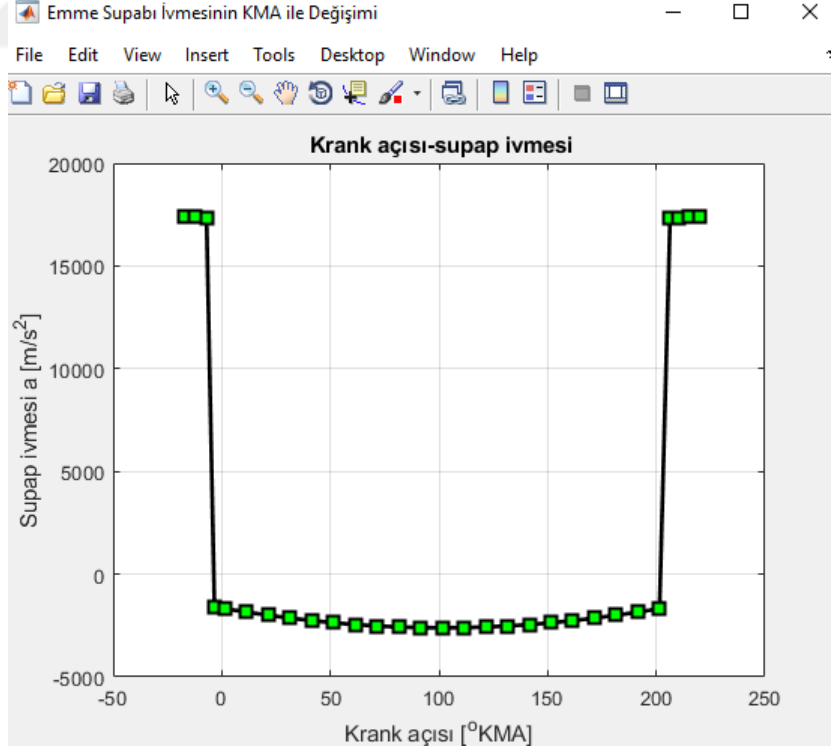
Şekil 57. Emme supabının kam tarafı supap kalkma miktarının değişimi



Şekil 58. Emme supabının supap kalkma miktarının °KMA ile değişimi



Şekil 59. Emme supabın hızının °KMA ile değişimi



Şekil 60. Emme supabının ivmesinin °KMA ile değişimi

## 8.2.2 Egzoz Kam Profilinin Belirlenmesi

$s_{egzoz}$  :Külbütör ile supap arası boşluk  
 $s_k_{egzoz}$  :Kam ile itecek arasındaki boşluk  
 $h_{egzoz}$  :Supap kalkma miktarı  
 $h_k_{egzoz}$  :Kam tarafındaki kalkma miktarı  
 $L1_{egzoz}, L2_{egzoz}$  :Külbütör kol uzunlukları  
 $h_k_{egzoz}/h_{egzoz}=L2_{egzoz}/L1_{egzoz}=s_k_{egzoz}/s_{egzoz}=(0.5-0.96)$   
 arası seçilir  
 $h_k_{egzoz}/h_{egzoz}=L2_{egzoz}/L1_{egzoz}=s_k_{egzoz}/s_{egzoz}=0.8$

a) Kam tarafındaki kalkma miktarı;  $h_k_{egzoz}=10.40$  mm  
 b) Külbütör ile supap sapı arasındaki boşluk;  $s_k_{egzoz}=0.32$  mm  
 c) Kam mili çapı;  $d_k_{egzoz}=21$  mm  
 d) Kam Genişliği;  $b_{egzoz}=7$  mm  
 e)Egzoz Kam Profilinin Belirlenmesi  
 $8 \cdot h_k_{egzoz} < r1_{egzoz} < 20 \cdot h_k_{egzoz}$  aralığında olduğundan;  
 $r1_{egzoz}$  değeri uygundur.  $r1_{egzoz}=181.83$  mm  
 $r2_{egzoz}$  değeri uygundur değil.KONTROL!!!

## 8.2.2.1 Egzoz Supabı Supap Kalkma Miktarı,Hız ve Supap İvmesinin Hesabı

a) I. Bölge  
 $h_{egzoz\_1}=(r1_{egzoz}-r0_{egzoz}) \cdot (1-\cos(\phi_{1\_egzoz}))$   
 $v_{egzoz\_1}=(r1_{egzoz}-r0_{egzoz}) \cdot \omega_{kam} \cdot \sin(\phi_{1\_egzoz})$   
 $a_{egzoz\_1}=(r1_{egzoz}-r0_{egzoz}) \cdot \omega_{kam}^2 \cdot \cos(\phi_{1\_egzoz})$

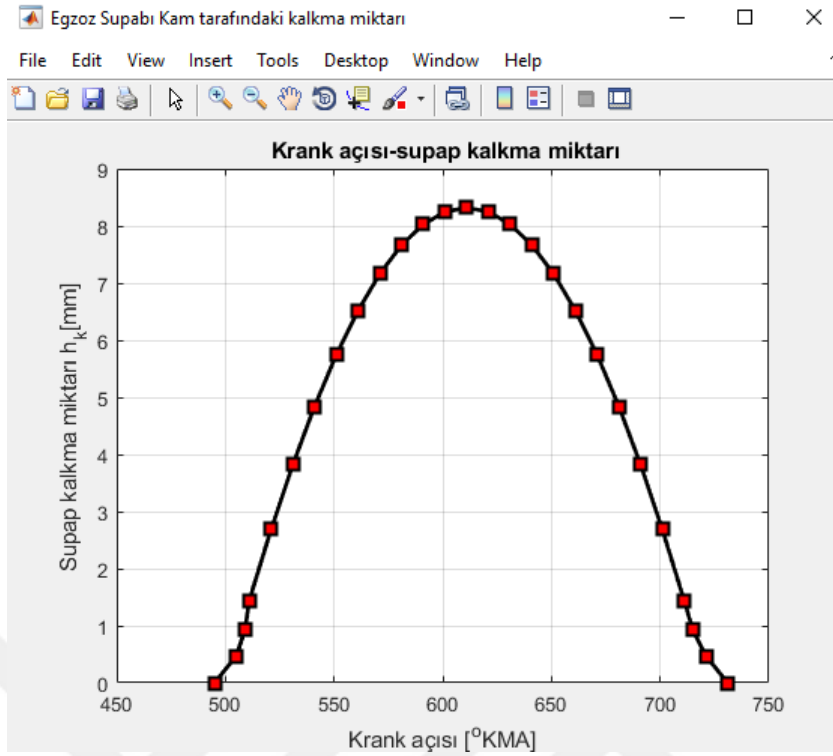
b) II. Bölge  
 $h_{egzoz\_2}=a_{kam} \cdot \cos(\phi_{2\_egzoz})+r2-r0$   
 $v_{egzoz\_2}=-\omega_{kam} \cdot a_{egzoz\_kam} \cdot \sin(\phi_{2\_egzoz})$   
 $a_{egzoz\_2}=-\omega_{kam}^2 \cdot a_{egzoz\_kam} \cdot \cos(\phi_{2\_egzoz})$

Hesaplamalarda  $\phi_{1\_egzoz}$  ve  $\phi_{2\_egzoz}$  açılarının işaretlerine dikkat edilmelidir.

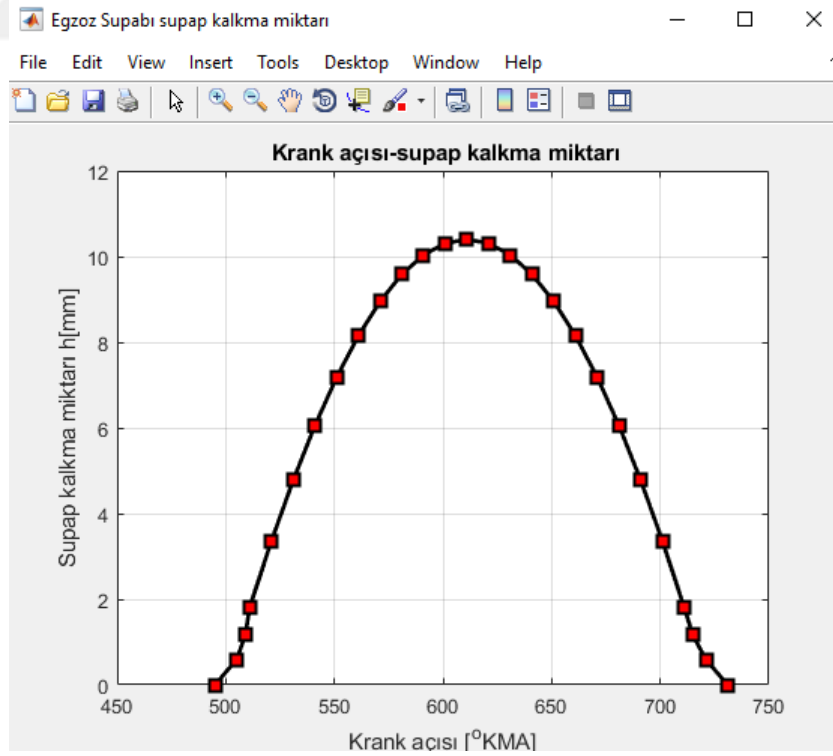
$\phi_{1\_egzoz}$  açısının işareti;  
 supap açılırken (+)  
 supap kapanırken (-)  
 $\phi_{2\_egzoz}$  açısının işareti;  
 supap açılırken (-)  
 supap kapanırken (+)  
 hızın işareti;  
 supap açılırken (+)  
 supap kapanırken (-)  
 ivmenin I.bölgede işareti;  
 supap açılırken (+)  
 supap kapanırken (-)  
 ivmenin II.bölgede işareti;  
 supap açılırken (-)  
 supap kapanırken (+)

Tablo 11. Örnek 2 için egzoz supabı tablosu

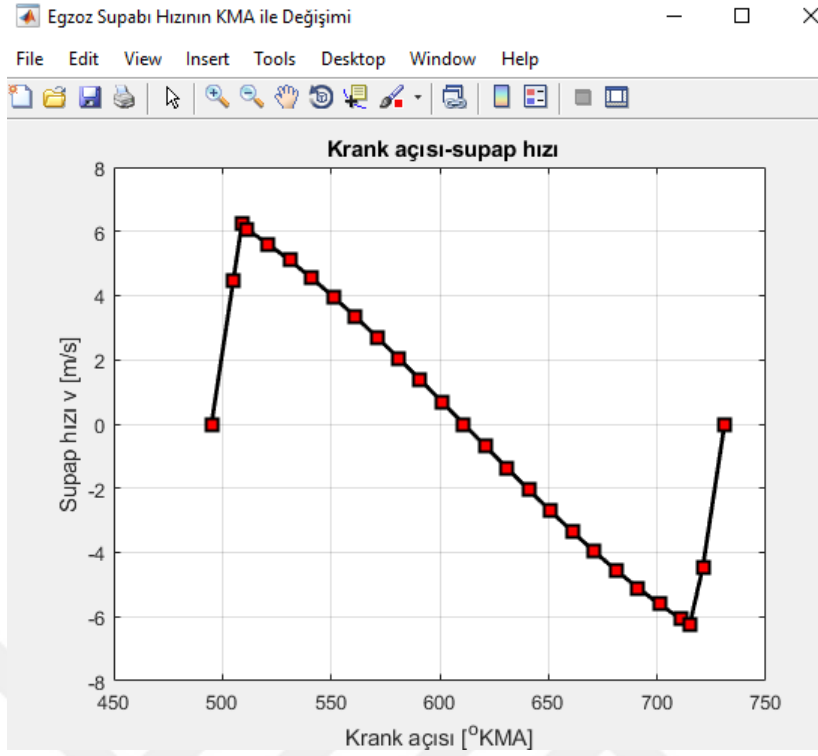
| $\alpha$ ° | $\varphi$ ° | $\varphi_1$ ° | $\varphi_2$ ° | $h_k$ (mm) | $h$ (mm) | $v$ (m/s) | $a$ (m/s <sup>2</sup> ) |
|------------|-------------|---------------|---------------|------------|----------|-----------|-------------------------|
| 495        | 247,5       | 0             | 0             | 0          | 0        | 0         | 16885,14                |
| 505        | 252,5       | 5             | 0             | 0,472395   | 0,590494 | 4,461302  | 16820,89                |
| 509,0274   | 254,5137    | 7,013704      | 51,9863       | 0,928953   | 1,161191 | 6,250363  | -1611,64                |
| 511,0137   | -13,5       | 0             | 50            | 1,447234   | 1,809042 | 6,077266  | -1682,14                |
| 521,0137   | -8,5        | 0             | 45            | 2,684734   | 3,355918 | 5,609695  | -1850,45                |
| 531,0137   | -3,5        | 0             | 40            | 3,818695   | 4,773369 | 5,099431  | -2004,69                |
| 541,0137   | 1,5         | 0             | 35            | 4,840485   | 6,050607 | 4,550358  | -2143,67                |
| 551,0137   | 6,5         | 0             | 30            | 5,742329   | 7,177911 | 3,966653  | -2266,33                |
| 561,0137   | 11,5        | 0             | 25            | 6,517362   | 8,146702 | 3,35276   | -2371,75                |
| 571,0137   | 16,5        | 0             | 20            | 7,159686   | 8,949608 | 2,713351  | -2459,12                |
| 581,0137   | 21,5        | 0             | 15            | 7,664413   | 9,580516 | 2,053291  | -2527,77                |
| 591,0137   | 26,5        | 0             | 10            | 8,027701   | 10,03463 | 1,377604  | -2577,18                |
| 601,0137   | 31,5        | 0             | 5             | 8,246786   | 10,30848 | 0,691433  | -2606,98                |
| 611,0137   | 36,5        | 0             | 0             | 8,32       | 10,4     | 0         | -2616,94                |
| 621,0137   | 41,5        | 0             | -5            | 8,246786   | 10,30848 | -0,69143  | -2606,98                |
| 631,0137   | 46,5        | 0             | -10           | 8,027701   | 10,03463 | -1,3776   | -2577,18                |
| 641,0137   | 51,5        | 0             | -15           | 7,664413   | 9,580516 | -2,05329  | -2527,77                |
| 651,0137   | 56,5        | 0             | -20           | 7,159686   | 8,949608 | -2,71335  | -2459,12                |
| 661,0137   | 61,5        | 0             | -25           | 6,517362   | 8,146702 | -3,35276  | -2371,75                |
| 671,0137   | 66,5        | 0             | -30           | 5,742329   | 7,177911 | -3,96665  | -2266,33                |
| 681,0137   | 71,5        | 0             | -35           | 4,840485   | 6,050607 | -4,55036  | -2143,67                |
| 691,0137   | 76,5        | 0             | -40           | 3,818695   | 4,773369 | -5,09943  | -2004,69                |
| 701,0137   | 81,5        | 0             | -45           | 2,684734   | 3,355918 | -5,6097   | -1850,45                |
| 711,0137   | 86,5        | 0             | -50           | 1,447234   | 1,809042 | -6,07727  | -1682,14                |
| 714,9863   | 88,4863     | 7,013704      | -51,986       | 0,928953   | 1,161191 | -6,25036  | 16758,79                |
| 721        | 360,5       | 5             | 0             | 0,472395   | 0,590494 | -4,4613   | 16820,89                |
| 731        | 365,5       | 0             | 0             | 0          | 0        | 0         | 16885,14                |



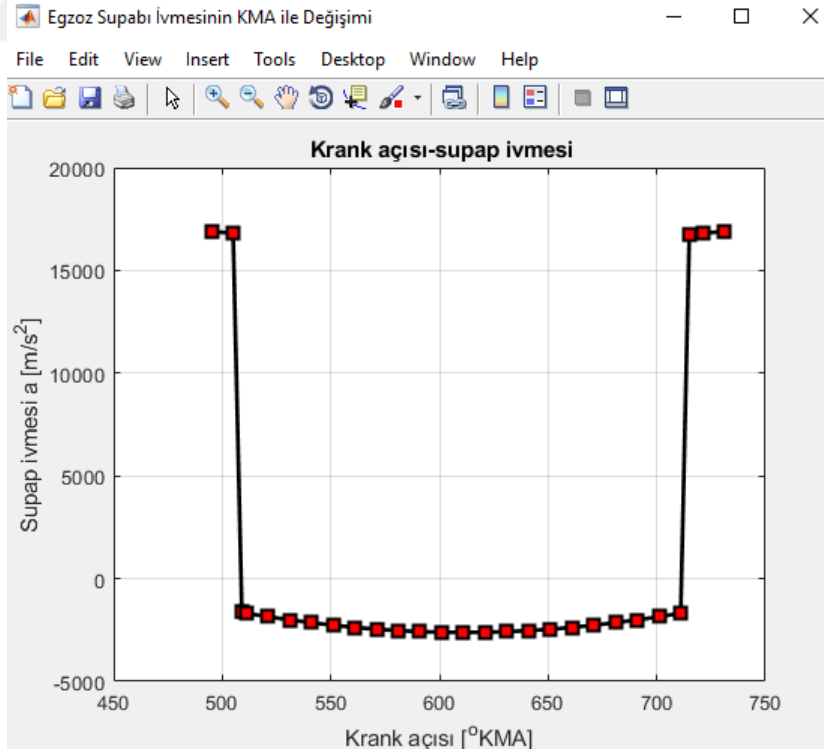
Şekil 61. Egzoz supabının kam tarafı supap kalma miktarının



Şekil 62. Egzoz supabının supap kalma miktarının °KMA ile değişimi



Şekil 63. Egzoz supabının hızının °KMA ile değişimi



Şekil 64. Egzoz supabının ivmesinin °KMA ile değişimi

## 8.3. SUPAP YAYLARI

Emme supabı hacmi :  $V_{emme\_supap}=11600.908330 \text{ mm}^3$   
 Emme supabı kütlesi :  $m_{supap\_emme}=0.091299 \text{ kg}$   
 Egzoz supabı hacmi :  $V_{egzoz\_supap}=9963.445888 \text{ mm}^3$   
 Egzoz supabı kütlesi:  $m_{supap\_egzoz}=0.078412 \text{ kg}$   
 Külbütörün kütlesi :  $m_{klbtr}=0.052200 \text{ kg}$  alındı  
 Külbütörün kütleesel atalet momenti :  $I_{2\_klbtr}=0.000035 \text{ kgm}^3$

## 8.3.1 Emme Supabı İçin Yay Hesabı

Maksimum ivme;  $a_{max\_emme}=17431.271604$   
 Maksimum kuvvet;  $P_{max\_emme}=2373.194604$   
 Sürtünme kuvveti;  $P_{surtunme}=4.000000$   
 Emme yayı kuvveti;  $P_{yay\_emme}=1902.555683$   
 $(Pr-Pa)=(0.05-0.07)$  arasında bir değerdir.  
 $Pr_{Pa}=0.07 \text{ N}$   
 Yaya verilen ön yükleme :  $P_{on\_emme}=67.347893 \text{ N}$   
 Bu ön gerilmeyeyle yay biraz daha kısalır.  
 Supap açıldığında buna ek olarak  $h_{emme}$  kadar daha kısaldığında yay karakretistiği şöyle olur;  
 Emme yayı tel çapı:  $d_{tel\_emme}=8 \text{ mm}$   
 Max gerilme :  $\tau_{max\_emme}=552 \text{ MPa}$   
 $\tau_{max\_emme}<\tau_{em\_50CrV4}=590.0000$ . EMNİYETLİ  
 Sarım sayısı :  $i=5$   
 Sıkışmaya aktif olarak katılmayan sarım sayısı :  $i_{ussu\_n}=1$   
 Serbest durumdaki yay uzunluğu :  $H_{yay\_emme}=64.4381$   
 Supaplar tam açıkken yay uzunluğu :  $L_{min\_yay\_emme}=49.0000 \text{ mm}$   
 Supaplar kapalıyken yay uzunluğu :  $L_{yay\_emme}=64.0000 \text{ mm}$   
 Yayların doğal frekansı :  $w_{frekans\_emme}=500.5767 \text{ rad/s}$   
 KAm milinin frekansı :  $w_{kam}=329.8672 \text{ rad/s}$   
 $w_{frekans\_emme}$  ve  $w_{kam}$  eşit değil. EMNİYETLİ

## 8.3.2. Egzoz Supabı İçin Yay Hesabı

Yaya verilen ön yükleme :  $P_{on\_egzoz}=49.368976 \text{ N}$   
 Bu ön gerilmeyeyle yay biraz daha kısalır.  
 Supap açıldığında buna ek olarak  $h_{emme}$  kadar daha kısaldığında yay karakretistiği şöyle olur;  
 Egzoz yayı tel çapı:  $d_{tel\_egzoz}=7 \text{ mm}$   
  
 Max gerilme :  $\tau_{max\_egzoz}=551 \text{ MPa}$   
 $\tau_{max\_egzoz}<\tau_{em\_50CrV4}=590.0000 \text{ [MPa]}$  EMNİYETLİ  
 Sarım sayısı :  $i=7$   
 Sıkışmaya aktif olarak katılmayan sarım sayısı :  $i_{ussu\_n\_egzoz}=1$   
 Serbest durumdaki yay uzunluğu :  $H_{yay\_egzoz}=70.7246 \text{ mm}$   
 Supaplar tam açıkken yay uzunluğu :  $L_{min\_yay\_egzoz}=57.4000 \text{ mm}$   
 Supaplar kapalıyken yay uzunluğu :  $L_{yay\_egzoz}=70.4000 \text{ mm}$   
 Yayların doğal frekansı :  $w_{frekans\_egzoz}=578.6667 \text{ rad/s}$   
 $w_{frekans\_egzoz}$  ve  $w_{kam}$  birbirine eşit değil. EMNİYETLİ

## 9.MOTOR DONANIMLARI TASARIMI

## 9.1.Yağlama Donanımı

Motorlarda genelde 2 çeşit yağlama yapılır.  
 \*\*Sıçrama ile yağlama  
 \*\*Cebri yağlama yağlama  
 Kartere silindir hacmi litesine başına 5 lt yağ konur.

## 9.2. Dişli Pompanın Boyutlandırılması

Ortalama Debi :  $Q_{ort}=2600 \text{ lt/BGh}$   
 Modül :  $modul=3 \text{ mm}$



Diş yüksekliği :  $e_{dis\_yuks}=6.60$  mm  
 Pompa genel verimi :  $\eta_{pompa\_genel}=0.80$   
 Pompa mekanik verimi:  $\eta_{pompa\_mek}=0.80$   
 Dişli pompa devir sayısı:  $n_{pompa}=4200$  d/dk  
 Eğer  $n_{pompa}>3000$ d/dk ise pompada helisel dişler kullanılır.  
 Dişli pompası yuvarlanma dairesi çapı:  $d_{disli\_yuv}=29$  mm  
 Diş genişliği :  $h_{dis\_gen}=29.00$  mm  
 Çevresel dişli hızı :  $V_{cev\_disli}=6.38$  m/s  
 Çevresel dişli hızı  $V_{cev\_disli}<10$  [m/s] EMNİYETLİ!!  
 Dişli Pompanın Diş Sayısı :  $N_{dpds}=9.67$   
 $7<N_{dpds}<12$  olmalıdır.  
 Diş sayısı şartı sağlanmıştır.  
 Diş üstü çapı :  $D_{1\_duc}=35.00$  mm  
 Diş dibi çapı :  $D_{i\_ddc}=23.00$  mm  
 Yağlama yağının 1 dakikada 6 kez sirkülasyon yaptığı düşünülürse:

### 9.3. Soğutma Donanımı

Alüminyum için gerekli değerler;  
 Elastisite modülü :  $E_{al}=66000000.0000$  [MPa]  
 Isı genleşme katsayısı :  $\alpha_{al}=0.0000$  1/°C  
 Isı iletim katsayısı :  $\lambda_{al}=202$  kcal/mhK  
 Emniyet gerilmesi :  $\sigma_{em\_al}=1015.0000$  kg/cm<sup>2</sup>/mhK  
 Geçme kovanlarında çeper kalınlığı :  $s_{soğutma}=1.0452$  mm  
 Geçme kovanlarında çeper kalınlığı kontrolü :  
 $s_{soğutma\_kontrol}=0.3807$  mm  
 $s_{soğutma}=1.0452$  mm  $>s_{soğutma\_kontrol}=0.3807$  mm  
 Geçme kovanlarında çeper kalınlığı uygundur. EMNİYETLİ!!  
 Çeki gerilmesi :  $\sigma_{c\_soğutma}=34.4520$  kg/cm<sup>2</sup>  
 Isıl gerilme :  $\sigma_{t\_soğutma}=34.4520$  kg/cm<sup>2</sup>  
 Toplam gerilme :  
 $\sigma_{toplam}=\sigma_{c\_soğutma}+\sigma_{t\_soğutma}=68.9040$  kg/cm<sup>2</sup>  
 Emniyet gerilmesi :  $\sigma_{em\_al}=1015.0000$  kg/cm<sup>2</sup>  
 Mukavemet kontrolü :  
 $\sigma_{toplam}=\sigma_{c\_soğutma}+\sigma_{t\_soğutma}\leq\sigma_{em\_al}$  EMNİYETLİ!!

### 10.1. Gövde Et Kalınlığı Hesabı

Gövde malzemesi olarak Al seçildi.  
 Al için mekanik ve ısısal değerler şöyledir:  
 Isıl genleşme katsayısı :  $\alpha_{al}=0.0000$  1/°C  
 Elastisite modülü :  $E_{em}=66000.00$  MPa  
 Isı iletim katsayısı :  $\lambda_{al}=202.0000$  W/mK

a) Gövde Et Kalınlığı :  $s_{govde}=6.4961$  mm  
 b) Gaz Bas. oluşan Çeki Gerilmesi :  $\sigma_{c\_govde}=59.4778$  Mpa  
 c) İç&dış cidar sıc. fark. kayn. ısıl gerilme:  
 $\sigma_{t\_govde}=59.4778$  Mpa  
 d) Toplam gerilme :  $\sigma_{top\_govde}=118.9556$  Mpa  
 $90$ MPa  $<\sigma_{top\_govde}<180$ MPa Toplam gerilme uygundur. EMNİYETLİ!!

### 10.2. Soğutma Kanalları Boyutlandırılması

$m_{nokta}=Q_{su}/(ro_{su}*Cs*t_{c\_g})$   
 Soğutma suyu kütledebisi :  $m_{nokta}=0.15480572$  m<sup>2</sup> lt/dk  
 $A_{sk}=m_{nokta}*10^{-3}/(ro_{su}*V_{sk})$   
 Soğutma kanalı alanı :  $A_{sk}=0.00001935$  m<sup>2</sup>

### 10.4. Su Gazı Dengesine Göre Emisyon Değerleri

Yakıtın kapalı formülü; C8H15  
 Havanın içindeki O2 ve N oranları  
 $0.21*O_2 + 0.79*N_2$  dir.

Kuru hava :  $O_2 + 0.79/0.21 * N_2$   
 $C_8H_{15} + \alpha * O_{min} * (O_2 + 3.762 * N_2) = n_1 * CO_2 + n_2 * H_2O + n_3 * CO + n_4 * H_2 + n_5 * O_2 + n_6 * N_2$   
 C için;  $8 = n_1 + n_3$ ; ..... 1. denklem  
 H için;  $15 = n_2 + n_4$ ; ..... 2. denklem  
 O için;  $\alpha * O_{min} * 2 = 2 * n_1 + n_2 + n_3 + n_5$ ; ..... 3. denklem  
 N için;  $\alpha * O_{min} * 3.762 * 2 = 2 * n_6$ ; ..... 4. denklem

5 Bilinmeyen ve 4 denklemimiz olduğu için ek bir denkleme ihtiyaç duyulmaktadır.

Su gazı dengesinden...  $H_2 + CO_2 \rightleftharpoons H_2O + CO$ ;  $K_{wg} = (n_2 * n_3) / (n_4 * n_1)$   
 $K = n_2 * n_3 / (n_4 * n_1)$ ; ..... (1)

$$8 = n_1 + n_3 \text{ ..... (2)}$$

$$7.5 = n_2 + n_4 \text{ ..... (3)}$$

$$\alpha * O_{min} * 2 = 2 * n_1 + n_2 + n_3 + n_5 \text{ ..... (4)}$$

$$n_1 + n_2 + n_3 + n_4 = 8 + 7.5 \text{ ..... (5)}$$

$$(2 * n_1 + n_2 + n_3) \text{ ..... (6) denklemini (-) ile çarpılıp, (5)}$$

denklemini ile toplanırrsa;

$$n_1 - n_4 = 7.06$$

$$n_4 = n_1 - 7.06 \text{ ..... (7)}$$

$$n_3 = 8 - n_1 \text{ ..... (8) .. (2) denkleminde yazılır}$$

$n_2 = 7.5 + 7.06 - n_1$  (7) numaralı denklem (3) numaralı denkleminde yerine yazılırsa

$$n_2 = 14.56 - n_1 \text{ ..... (9)}$$

(9), (8) ve (7) numaralı denklemler (1) numaralı denkleminde yerine yazılırsa;

$$((14.56 - n_1) * (8 - n_1)) / ((n_1 - 7.06) * n_1) = K \text{ ..... (10)}$$

(10) numaralı denklem düzenlenirse;

$$n_1^2 + (-14.56 - 8 + 7.06 * K) * n_1 / (1 - K) + 14.56 * 8 / (1 - K) = 0$$

2. dereceden kök bulma;

$$\Delta = b^2 - 4 * a * c;$$

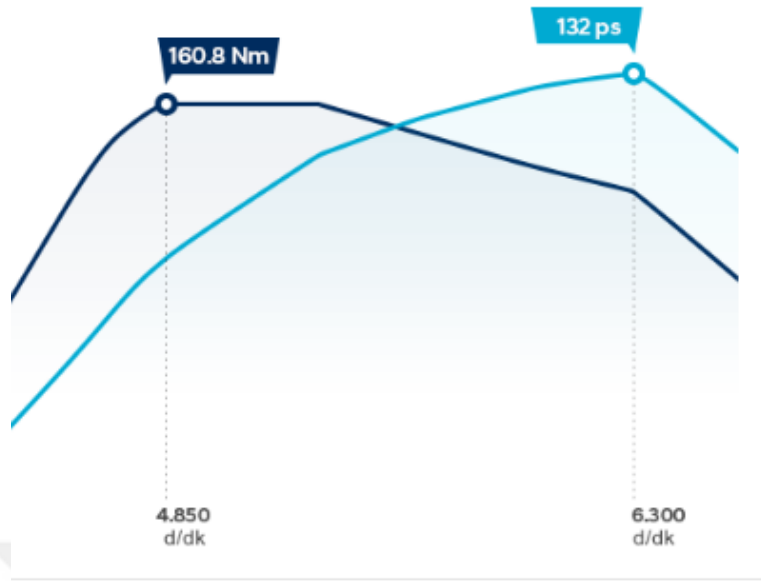
Gerçek İki Kök Vardır

$$n_1 = 7.193219, n_2 = 7.366781, n_3 = 0.806781, n_4 = 0.133219,$$

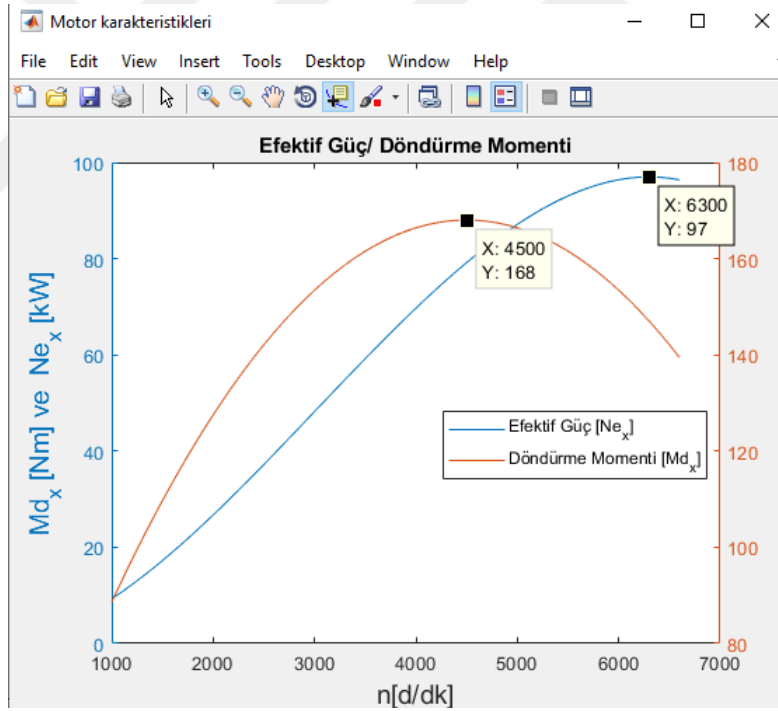
$$n_6 = 42.435360, n_5 = 57.935360$$

$$y_{CO_2} = 0.124159, y_{H_2O} = 0.127155, y_{CO} = 0.013926$$

$$y_{H_2} = 0.002299, y_{N_2} = 0.732460$$



Şekil 65. Hyundai Tucson 1.6 GDI, 97 kW taşıtın karakteristik eğrileri [14]



Şekil 66. MATLAB sonucu efektif güç/döndürme momenti grafiği

Hyundai Tucson 1.6 GDI araç için  $n=4850$  [d/dk] için  $M_{d\_x}=160.8$  [Nm]'dir.

Bizim hesaplarımızda  $n_x=4500$  [d/dk] için  $M_{d\_x}=168$  [Nm]'dir.

$$\text{Aradaki hata oranı; } \text{Hata}_{M_d} = \left| \frac{M_{d,\text{hesap}} - M_{d,\text{araç}}}{M_{d,\text{hesap}}} \right| = 0.042857 \cong \%4.2857$$

## 9. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, benzer motorların verilerinden yararlanılarak doğal emişli ve aşırı doldurmalı iki otomobil benzin motorunun ön tasarımı, termik hesapları, dinamik hesapları, volan, piston, biyel, krank mili tasarımları, supap ve kumanda mekanizması tasarımı, motor ve gövde tasarımı hesapları bir bilgisayar programı geliştirilerek hesaplandı. Bilgisayar programının oluşturulmasında, Durgun [3] tarafından geliştirilmiş olan ve benzer motorların ampirik verilerine dayanan ön hesap, ısıl ve yapısal tasarım yaklaşımı kullanılmıştır. Bu çalışma sayesinde aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

1. Bir dakikadan kısa bir sürede belirli bir sıkıştırma oranına sahip bir taşıt benzin motorunun istenilen bir nominal devir sayısında istenilen gücü üretebilmesi için gerekli ana boyutların belirlenmesi ve silindir içindeki gaz basınçlarının ve sıcaklıklarının değişimine göre başlıca motor elemanlarının boyutlandırılması ve termik ve mekanik açıdan gerekli kontrollerin yapılması geliştirilen bilgisayar programı yardımıyla kolaylıkla yapılabilmektedir.

2. Böylece doğal emişli veya aşırı doldurmalı benzin motorlarının tasarımı yapılabilir. Yapılan tasarımlar hem '.txt' dosyası olarak hem de '.xls' dosyası olarak kaydedilir ve istenildiği zaman kullanılabilir.

3. İndikatör diyagramı çizdirilerek 4-zamanlı gerçek bir motor çevriminde emme, sıkıştırma, yanma-genişleme ve egzoz zamanlarında silindir içinde değişkenlik gösteren gaz basıncının durumu gözlemlenebilir. Böylece tasarımın imalatı yapılmadan önce silindir içinde gerçekleşen olayların yaklaşık olarak da olsa bir ön tahmini yapılmış olur.

4. Tasarımı yapılan benzin motorlarının motor karakteristiklerinin grafikleri çizdirilerek özgül yakıt tüketimi, efektif verim, döndürme momenti ve efektif gücün devir sayısına göre değişimleri çok kısa bir sürede gözlemlenebilir. Elde edilen bu karakteristikler değerlendirilerek motorun geliştirilmesi için gerekli seçimlerin yeniden gözden geçirilmesi sağlanabilir.

5. Hesaplarda kullanılan ampirik bağıntıların iyileştirilmesi için yapılması gerekenler, çok kısa sürede alınabilen sonuçların değerlendirilmesi sonucunda daha hızlı ve kolay bir şekilde gerçekleştirilebilir.

Hesaplanan boyutların montajında bir problem olup olmadığını gözlemleyebilmek açısından yazılan bu MATLAB programı ile bir çizim programı veya bir katı model

programı birbirine entegre edilip eş zamanlı çalıştırılırsa hesaplamaların somut hali gözlemlenebilir.

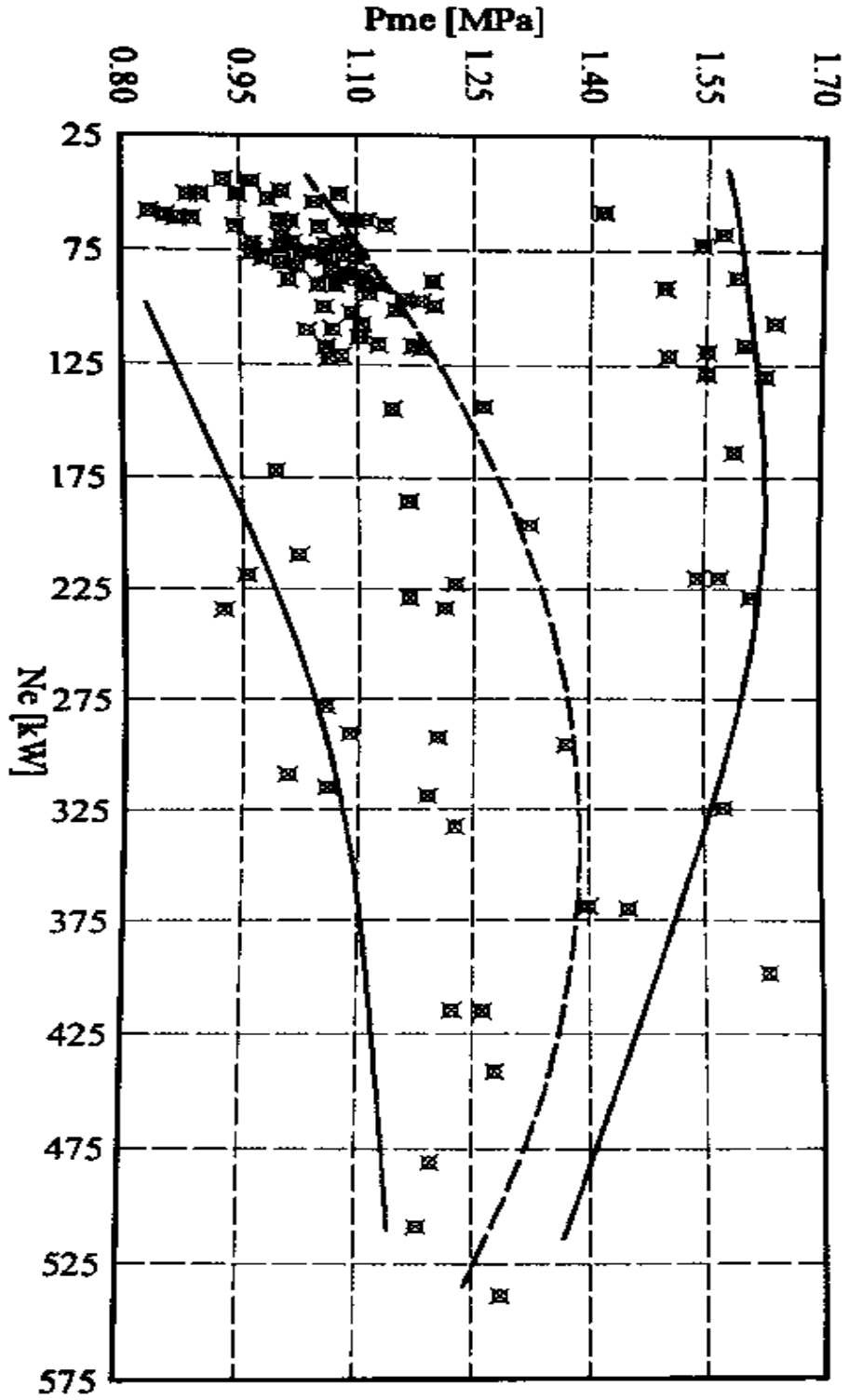


## 10. KAYNAKLAR

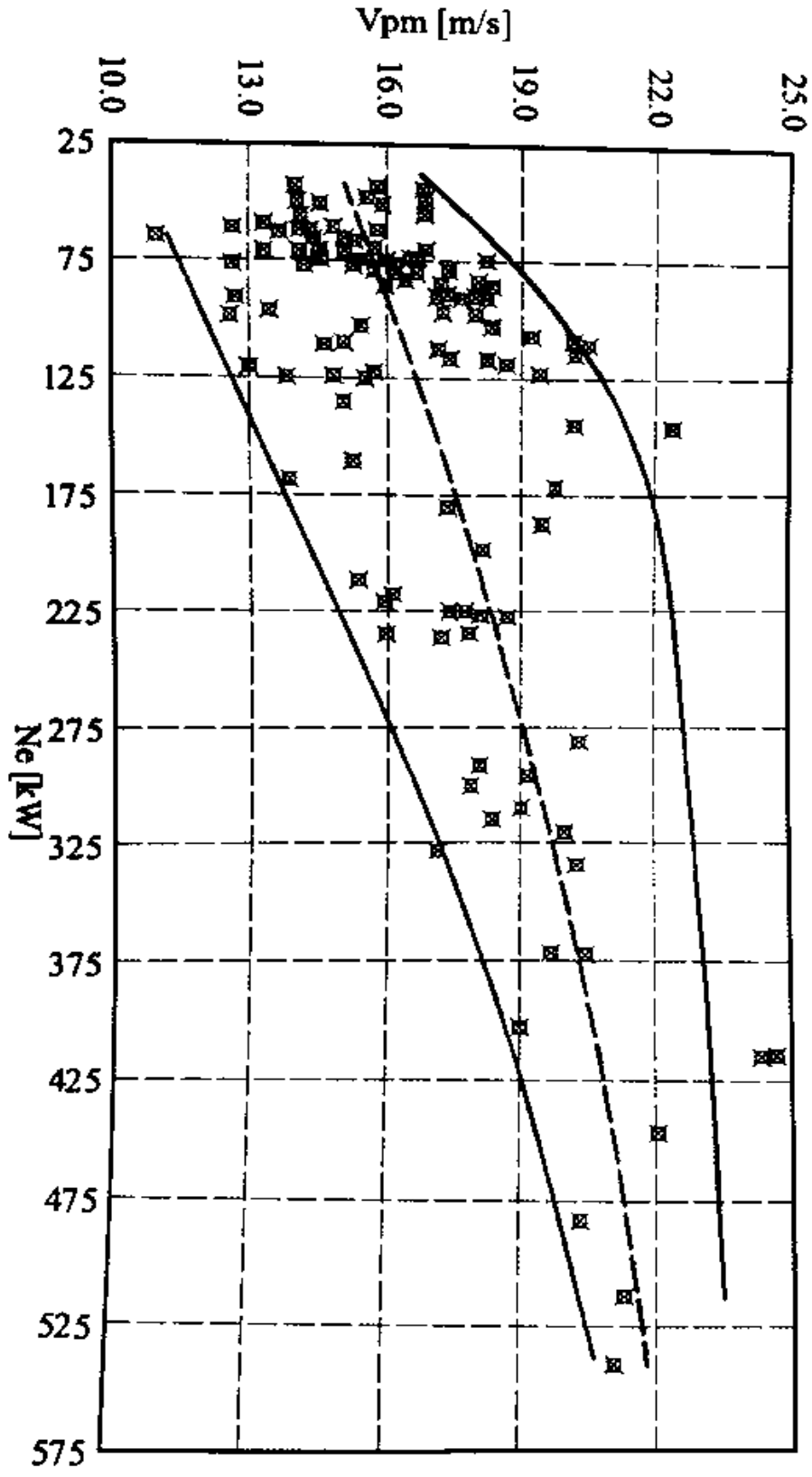
1. Arifoğlu, Uğur, Simulink&Mühendislik Uygulamaları, Üçüncü Baskı, Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü, Alfa Yayınları, 2008, 817 s.
2. Durgun, O., İçten Yanmalı Motorlar, Gemi Mühendisleri Odası, Trabzon, 2018.
3. Durgun, O., Motor Tasarımı Ders Notları, Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, (Basılmamış), Trabzon
4. Ferguson, C. R. and Kirkpatrick, A. T., Internal Combustion Engines, Applied Thermosciences, Second Edition, John Wiley & Sons, 2001
5. Çengel, Y. A. ve Boles, M. A., Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla, Beşinci Baskı, Güven Bilimsel, 2008.
6. Deniz, O., İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Otomotiv Ana Bilim Dalı, İstanbul, 2008.
7. Binark, H., Motorlar I, ders Notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, İstanbul, 1972
8. Khovakh, M., Motor Vehicle Engines, Third Printing, MIR Publishers, Moscow, 1979
9. Kolchin, A. Ve Demidov, V., Design of Automotive Engines, MIR Publishers, Moscow, 1980
10. Palavan, S., Pistonlu Makinalar Dinamiği, 6. Baskı, İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası, İstanbul, 1975
11. Fritz, H., ve Schmidt, A. F., Motorlar Termodinamik ve Deneysel Esaslar, Kurtulmuş Basımevi, 1955.
12. Durgun, O., Motorlu Taşıt Tekniği Ders Notları, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Trabzon
13. Durgun, O., TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Mühendis ve Makine Dergisi
13. Yazıcıoğlu, S., Karaca, A., Akyüz, F., Demirkan, N., Güneşli, D., Börekçi, F., İnci, Z., Saral, H., 96 kW Gücünde Yüksek Aşırı Doldurulmalı Bir Taşıt Benzin Motorunun Tasarımı, Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 2012

## 11. EKLER

EK.1 Ortalama efektif basıncın motor gücüne göre değişimi

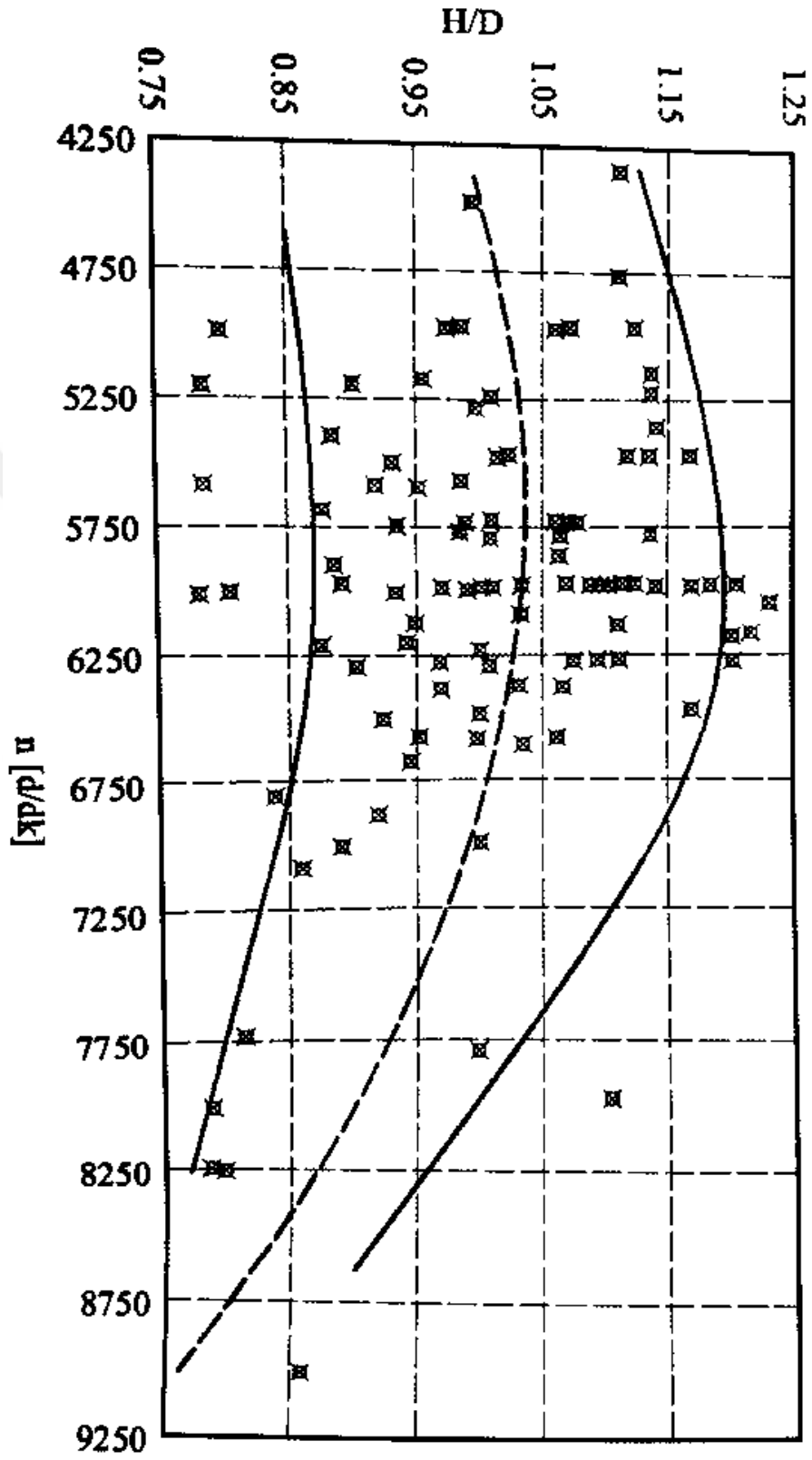


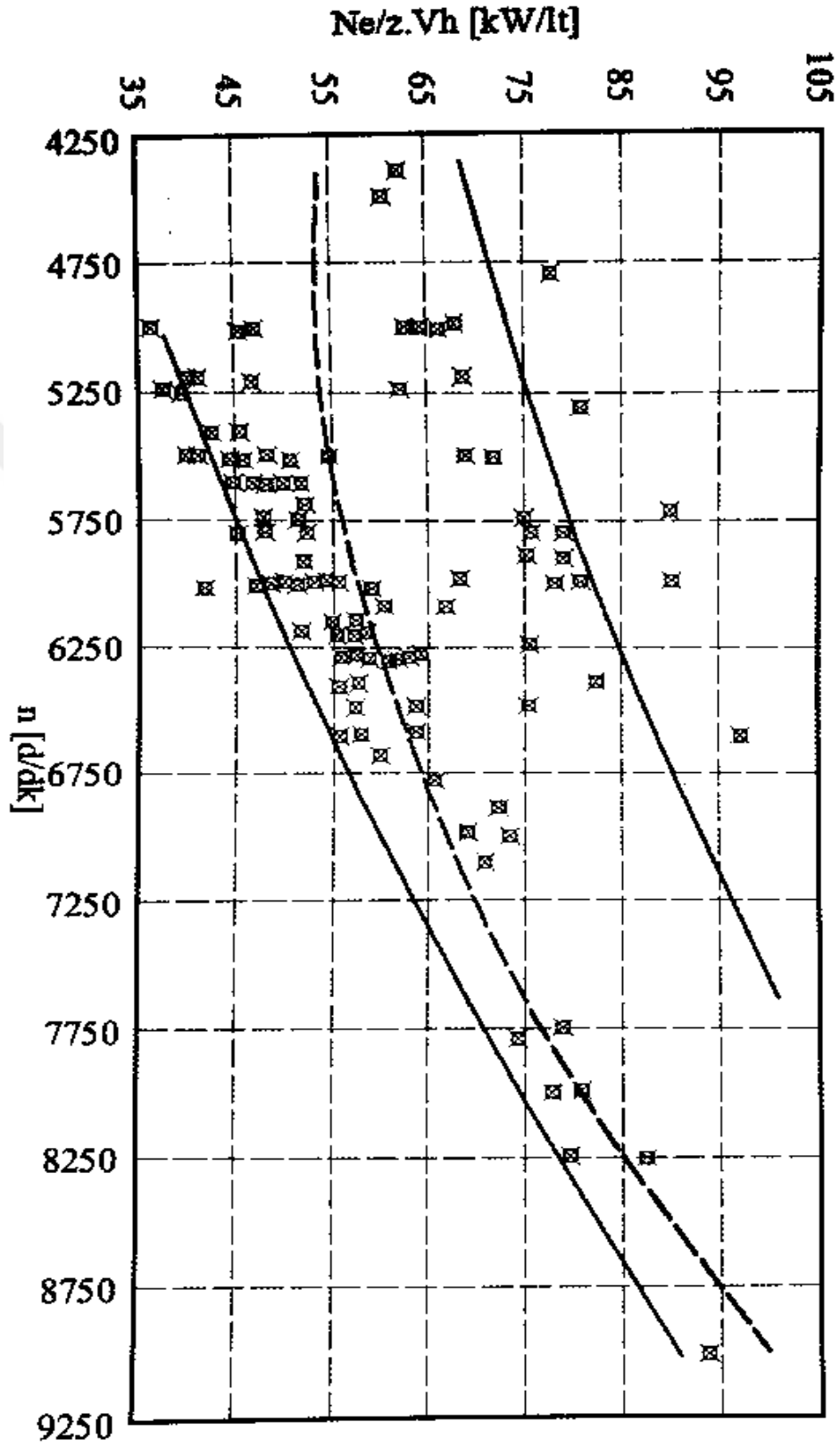
Ek 2. Ortalama piston hızının motor gücüne göre değişimi





Ek 3. H/D oranının devir sayısına göre değişimi



Ek.4  $Ne/z.Vh$ 'in devir sayısına göre değişimi

## ÖZGEÇMİŞ

Pınar OLGUN, 04.04.1991 tarihinde Trabzon'da doğmuştur. İlk ve orta öğrenimini Çimenli İlköğretim Okulu'nda, lise öğrenimini Tevfik Serdar Anadolu Lisesi'nde, lisans eğitimini 2014 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde tamamlamıştır. Yüksek lisans eğitimine 2016 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Otomotiv Anabilim Dalı'nda başlamıştır. İngilizce bilmektedir.

Halen Avrasya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Arş. Gör. olarak çalışmaktadır.

