

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ANTOR 3LD 510 DİZEL MOTORUN TEK DÖNGÜLÜ MR-1 TIPLI YENİ  
YANMA ODASI VE EMME PORTU GEOMETRİSİ UYGULAYARAK  
MODERNİZASYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mak. Müh. Ruhi GÖKBEL**

**Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği**

**Programı: Otomotiv**

**OCAK 2008**

**ANTOR 3LD 510 DİZEL MOTORUN TEK DÖNGÜLÜ MR-1 TIPLI YENİ  
YANMA ODASI ve EMME PORTU GEOMETRİSİ UYGULAYARAK  
MODERNİZASYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Müh. Ruhi GÖKBEL**

**503051712**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 18 Aralık 2007  
Tezin Savunulduğu Tarih: 28 Ocak 2008**

**Tez Danışmanı : Prof.Dr. Rafig MEHDİYEV (İ.T.Ü.)**

**Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Metin ERGENEMAN (İ.T.Ü.)**

**Doç.Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL (İ.T.Ü.)**

**OCAK 2008**

## ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tezinin ortaya çıkmasında tecrübe ve bilgi birikimi ile daima yanımda olup, tez ile ilgili araştırmalarımnda beni teşvik eden ve bana her türlü desteği sağlayan saygıdeğer hocam Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEY' e sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Oluşturulacak tezlerin ve projelerin ayrılmaz bir parçası olarak gördüğüm deneysel çalışmaların teze katkısı için laboratuvar deneylerinin yapılmasında bana yardımcı olan ANADOLU MOTOR A.Ş ailesine, özellikle de Teknik Müdürüm Sn. Kenan GÜNDÜZ ve Mamul Mühendislik Şefim Sn. Zeki AYZAZ' a teşekkürü bir borç bilirim. Bu laboratuvar testlerinin yapımında ve sonlandırılmasında bana daima yardımcı olan, elinden gelenin en iyisini yaparak, umutsuzluğa düştüğüm anlarda bile iş yapma arzusu ile ümidimi artıran Teknisyen arkadaşım ve dostum Sn. Coşkun GÜNGÖR' e de teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, beni topluma hayırlı bir evlat olarak yetiştirip bugünlere getiren ve her konuda benim yanımda olan canım anneme ve babama teşekkürü bir borç bilirim.

Ocak, 2008

Ruhi GÖKBEL

## İÇİNDEKİLER

<b>KISALTMALAR</b>	<b>vii</b>
<b>TABLO LİSTESİ</b>	<b>viii</b>
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b>	<b>ix</b>
<b>SEMBOL LİSTESİ</b>	<b>xi</b>
<b>ÖZET</b>	<b>xiii</b>
<b>SUMMARY</b>	<b>xiv</b>
<b>1. GİRİŞ</b>	<b>1</b>
1.1. Giriş ve Çalışmanın Amacı	1
<b>2. DİZEL MOTORLAR</b>	<b>2</b>
2.1. Dört Zamanlı Dizel Motorları	2
2.1.1. Emme Stroku	2
2.1.2. Sıkıştırma Stroku	2
2.1.3. Yanma ve Genişleme Stroku	3
2.1.4. Egzoz Stroku	4
2.2. Karma İdeal Çevrimin Termodinamiği	4
2.2.1. Motor karakteristik büyüklükleri	5
2.2.2. $T_2$ sıcaklığının bulunması	6
2.2.3. $T_3$ sıcaklığının bulunması	7
2.2.4. $T_3'$ sıcaklığının bulunması	7
2.2.5. $T_4$ sıcaklığının bulunması	8
2.2.6. İdeal karma çevrimin termik verimi ( $\eta_t$ )	8
2.2.7. İdeal karma çevrimin ortalama basıncı ( $p_m$ )	9
2.2.8. $P_2$ sıkıştırma sonu basıncı	10
2.2.9. $P_3$ sabit hacimde yanma sonu basıncı	10
2.2.10. $P_4$ genişleme sonu basıncı	10
2.2.11. Egzoz süreci sonu sıcaklığı ( $T_r$ )	11
2.3. Dizel Motorlarda Yanma ve Yanma Odası Tipleri	11
2.3.1. Common-Rail direkt püskürtmeli dizeller	12
2.3.2. COMMET tipli ön yanma odalı dizel	15
2.3.3. M.A.N. M-Process yanma odalı dizel motorları	17
<b>3. ANTOR 3LD 510 DİZEL MOTORUN PERFORMANSININ GELİŞTİRİLMESİ SIRASINDA YAPILAN TASARIM ÇALIŞMALARI</b>	<b>20</b>
3.1. ANTOR 3LD 510 Motorun Optimum Yanma Kanununun belirlenmesi	20
3.1.1. Elde edilen yanma kanunları	24

3.1.1.1. Aşırı hızlı yanma	24
3.1.1.2. Düşük hızlı yanma	24
3.1.1.3. Optimum hızlı yanma	25
3.2. Optimum Yanma Kanununu Gerçekleştiren MR-1 Yanma Odası	26
3.3. Verimi Artıracak Yeni Silindir Kafasının Tasarımı	28
3.3.1. Volumetrik verim	28
3.3.2. Volumetrik verimi etkileyen büyüklükler	29
3.3.3. Volumetrik verimin güce etkisi	32
3.3.4. 3 LD 510 motorda volumetrik verimi artırmak için yapılan çalışmalar	32
<b>4. HESAPLANAN PARAMETRELER</b>	<b>35</b>
4.1. Yakıt	35
4.2. İş Gazı	36
4.2.1. Hava miktarı	36
4.2.2. Yanma sonu ürünlerinin bileşim miktarı	37
4.2.3. Taze dolgu miktarı	37
4.2.4. Moleküler değişim katsayısı	37
4.3. Çevre Parametreleri	38
4.4. Artık Gaz Parametreleri	38
4.4.1. Artık gazlar katsayısı	38
4.4.2. Gerçek moleküler değişim katsayısı	39
4.5. Mevcut Motor için Termodinamik Çevrim	39
4.5.1. Emme süreci	39
4.5.2. Sıkıştırma süreci	39
4.5.3. Yanma süreci	41
4.5.4. Genişleme süreci	43
4.5.5. Artık gaz sıcaklığı kontrolü	44
4.5.6. İndike parametreleri	45
4.5.6.1. Ortalama indike basınç	45
4.5.6.2. İndike güç	45
4.5.6.3. İndike verim	46
4.5.6.4. İndike özgül yakıt tüketimi	46
4.5.7. Efektif parametreler	46
4.5.7.1. Ortalama efektif basınç	46
4.5.7.2. Efektif güç	46
4.5.7.3. Döndürme momenti	47
4.5.7.4. Mekanik verim	47
4.5.7.5. Efektif verim	47
4.5.7.6. Efektif özgül yakıt tüketimi	47
4.5.7.7. Saatteki yakıt tüketimi	47

4.6. Modernize Edilen Motor için Termodinamik Çevrim	47
4.6.1. Artık gaz ve çevre parametreleri	47
4.6.2. Emme süreci	48
4.6.2.1. Artık gazlar katsayısı	48
4.6.2.2. Gerçek moleküler değişim katsayısı	48
4.6.3. Sıkıştırma süreci:	49
4.6.4. Yanma süreci	49
4.6.5. Genişleme süreci	51
4.6.6. Artık gaz sıcaklığı kontrolü	52
4.6.7. İndike parametreleri	52
4.6.7.1. Ortalama indike basınç	52
4.6.7.2. İndike güç	53
4.6.7.3. İndike verim	53
4.6.7.4. İndike özgül yakıt tüketimi	53
4.6.8. Efektif parametreler	53
4.6.8.1. Ortalama efektif basınç	53
4.6.8.2. Efektif güç	54
4.6.8.3. Döndürme momenti	54
4.6.8.4. Mekanik verim	54
4.6.8.5. Efektif verim	54
4.6.8.6. Efektif özgül yakıt tüketimi	54
4.6.8.7. Saatteki yakıt tüketimi	54
4.7. Volumetrik Verimin ve Hava Fazlalık Katsayısının Motor Parametrelerine Etkisinin İncelenmesi	55
4.7.1. Hava fazlalık katsayısının etkisi	55
4.7.2. Volumetrik verimin etkisi	56

## **5. KULLANILAN MOTOR-DİNAMOMETRE DENEY DÜZENEĞİ, TEST CİHAZLARI ve OLANAKLARI**

5.1. Deneylerin Amacı	59
5.2. Deney Süresince Ölçülmesi Gereken Parametreler	59
5.2.1. Yük ve gücün ölçümü	60
5.2.2. Yakıt tüketiminin ölçümü	60
5.2.3. Hava tüketiminin ölçümü	61
5.2.4. Emme hava sıcaklığının ölçümü (çevre sıcaklığı)	62
5.2.5. Egzoz sıcaklığının ölçümü	62
5.2.6. Emme ve egzoz basıncının ölçümü	62
5.2.7. Duman koyuluğu (is) ölçümü	62
5.2.8. Yağ basıncı ve sıcaklığı ölçümü	63
5.2.9. Yakıt püskürtme avansının ölçümü	64

5.2.10. Motor deneylerinin yapılışı	67
5.3. Deney sonrası hesaplanan büyüklükler	67
5.4. Deney sonuçlarıyla motor karakteristiklerinin belirlenmesi	69
<b>6.3 LD 510 MOTORDA YAPILAN OPTİMİZASYON TESTLERİ</b>	<b>71</b>
6.1. MR-1 Yanma Odası Uygulama Çalışmaları	71
6.1.1. Yakıt püskürtme avansının etkisinin incelenmesi	71
6.1.2. Yakıt püskürtme basıncının etkisinin incelenmesi	72
6.1.3. Enjektör memesinin yanma odasına göre pozisyonunun etkisinin incelenmesi	73
6.1.4. MR-1 50° lik pistonun etkisinin incelenmesi	76
6.2. Emme Portu Değiştirilmiş Silindir Kafasının Etkisinin İncelenmesi	76
6.3. MR-1 50° Yanma Odalı Piston ile Değiştirilmiş Silindir Kafalı Motorun Ömür Testlerinin Yapılması	79
6.4. MR-1 50° Yanma Odalı ve Tashih Edilmiş Silindir Kafalı Motorun Ömür Deney Sonuçları	80
<b>7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA</b>	<b>85</b>
<b>KAYNAKLAR</b>	<b>86</b>
<b>EKLER</b>	<b>88</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b>	<b>93</b>

## KISALTMALAR

<b>İYM</b>	: İçten Yanmalı Motor
<b>AÖN</b>	: Alt Ölü Nokta
<b>ÜÖN</b>	: Üst Ölü Nokta
<b>KMA</b>	: Krank Mili Açısı
<b>HFK</b>	: Hava Fazlalık Katsayısı
<b>max</b>	: Maksimum
<b>min</b>	: Minimum
<b>Ar-Ge</b>	: Araştırma Geliştirme
<b>ppm</b>	: Milyonda Parçacık Sayısı
<b>dB</b>	: Desibel Ses Birimi



## TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
<b>Tablo 4.1</b> : Antor 3LD 510 dizel motorunun teknik özellikleri.....	35
<b>Tablo 4.2</b> : Yanma sonu ürünlerinin ortalama molar ısıl kapasitesi.....	41
<b>Tablo 4.3</b> : Mevcut motor ve modernize edilen motorun karşılaştırılması.....	55
<b>Tablo 6.1</b> : MR-1 40° pistonlu optimum ayarlı motor ile std. yanma oda pistonlu motorun performans özelliklerinin karşılaştırılması.....	75
<b>Tablo 6.2</b> : MR-1 50° piston ve emme portu değiştirilmiş silindir kafalı motor ile std. yanma odalı motor performans özelliklerinin karşılaştırılması.....	79
<b>Tablo A.1</b> : Motor deney formu.....	88
<b>Tablo A.2</b> : Motor deney sonuç formu.....	89
<b>Tablo A.3</b> : Segman ölçüm raporu.....	90
<b>Tablo A.4</b> : Silindir ölçüm raporu.....	90
<b>Tablo A.5</b> : Blow-by ölçüm raporu.....	91
<b>Tablo A.6</b> : Günlük uygunsuzluk raporu.....	92

## ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Emme stroku.....	2
Şekil 2.2 : Sıkıştırma stroku.....	3
Şekil 2.3 : Genişleme stroku .....	3
Şekil 2.4 : Egzoz stroku .....	4
Şekil 2.5 : p-v ve t-s diyagramları .....	5
Şekil 2.6 : Standart 3LD 510 antor dizel motorunun kesit resmi .....	12
Şekil 2.7 : Direkt püskürtmeli dizel motorun yanma fazları .....	13
Şekil 2.8 : Direkt püskürtmeli dizel motorunda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anında fotoğrafı .....	14
Şekil 2.9 : Commet tipli ön yanma odalı motorun kesit resmi .....	15
Şekil 2.10 : Commet tipli ön yanma odalı motorda yakıt-hava karışım oluşumu şeması ve yanma prosesinin fotoğrafları .....	15
Şekil 2.11 : Commet tipli ön yanma odalı motorda yanmanın aşamaları.....	16
Şekil 2.12 : Commet tipli ön yanma odalı üretilmiş motor örnekleri.....	16
Şekil 2.13 : Çeşitli dizel motorlarında yüke bağlı olarak özgül yakıt tüketimi değişimi.....	17
Şekil 2.14 : M.A.N.- M tipli dizel motorunda yakıt-hava karışımı oluşumunun şeması .....	18
Şekil 2.15 : M.A.N.- M tipli dizel motorunda yakıt-hava karışımı yanmasının anlık fotoğrafları .....	18
Şekil 3.1 : Farklı yanma hızlarında, yanan yakıtın kütlelesel kesri, yanma basıncı ve sıcaklığın ve no oluşumunun kma $\alpha'$ ya bağlı olarak değişim grafikleri.....	22
Şekil 3.2 : Farklı tutuşma avansları için azot oksit, ortalama efektif basınç ve özgül yakıt tüketiminin, vite parametresi m'ye bağlı olarak değişimi.....	23
Şekil 3.3 : Tek döngülü konik geometrili MR-1 yanma odasının örnek şeması .....	26
Şekil 3.4 : MR-1 ve common rail direkt püskürtmeli motorların yanma odalarında optimum yakıt-hava karışımı oluşumu .....	27
Şekil 3.5 : Antor 3LD 510 motoru için tasarlanmış optimum yanma kanunu sağlayacak MR-1 yanma odasının gerçek ve teknik resmi.....	28
Şekil 3.6 : Devir sayısının volumetrik verime etkisi .....	29
Şekil 3.7 : Emme havası sıcaklığının volumetrik verime etkisi .....	30
Şekil 3.8 : Volumetrik verimin ortalama piston hızıyla değişimi.....	31
Şekil 3.9 : Volumetrik verimi artıracak olan silindir kafası emme portunun kesiti.....	33
Şekil 3.10 : Std. ve yeni emme portu maçaları .....	34
Şekil 3.11 : Volumetrik verimi artıran silindir kafasının imal edilmiş hali.....	34

<b>Şekil 4.1</b>	: Sıkıştırma adyabat üssü $k_1$ için nomograf .....	40
<b>Şekil 4.2</b>	: Genişleme adyabat üssü $k_2$ için nomograf .....	43
<b>Şekil 4.3</b>	: Hava fazlalık katsayısının motor parametrelerine etkisi .....	56
<b>Şekil 4.4</b>	: Hava fazlalık katsayısının motor parametrelerine etkisi .....	56
<b>Şekil 5.1</b>	: Eddy akım dinamometresi .....	58
<b>Şekil 5.2</b>	: Dinamometrenin çalışma prensibi .....	59
<b>Şekil 5.3</b>	: Kütleli yakıt tüketimi ölçümü .....	61
<b>Şekil 5.4</b>	: Hacimsel hava tüketimi ölçümü .....	62
<b>Şekil 5.5</b>	: Bosch duman koyuluğu ölçüm cihazı .....	63
<b>Şekil 5.6</b>	: Yağ sıcaklığını sabit tutan yağlı radyatör .....	63
<b>Şekil 5.7</b>	: Motor deney düzeneği ve kumanda odası .....	65
<b>Şekil 5.8</b>	: Motor test kumanda odasının görünüşü .....	66
<b>Şekil 5.9</b>	: Motor test düzeneği ve laboratuvarının görünüşü .....	66
<b>Şekil 5.10</b>	: Std. 3LD510 motorun hız ve yük karakteristiği .....	70
<b>Şekil 6.1</b>	: Yakıt püskürtme avansı etkisinin karşılaştırması .....	72
<b>Şekil 6.2</b>	: Yakıt püskürtme basıncı etkisinin karşılaştırması .....	73
<b>Şekil 6.3</b>	: Enjektör memesinin yanma odasına göre pozisyonunun etkisi .....	74
<b>Şekil 6.4</b>	: MR-1 40° ile std. Yanma oda pistonlu motorların performans özelliklerinin karşılaştırılması .....	75
<b>Şekil 6.5</b>	: MR-1 40° ve MR-1 50° yanma oda pistonlu motorların performans ve is emisyonu değerlerinin karşılaştırılması .....	76
<b>Şekil 6.6</b>	: Değişik motor konfigürasyonlarının performans ve is emisyonu değerlerinin karşılaştırılması .....	77
<b>Şekil 6.7</b>	: MR-1 50° piston ve emme portu değiştirilmiş silindir kafalı motor ile std. Yanma odalı motor performans özelliklerinin karşılaştırılması .....	79
<b>Şekil 6.8</b>	: Emme portu değiştirilmiş silindir kafası ile MR-1 50° lik pistonun beraber ilk çalışması .....	81
<b>Şekil 6.9</b>	: Emme portu değiştirilmiş silindir kafası ile MR-1 50° lik pistonun beraber çalışması 200 saat sonra .....	81
<b>Şekil 6.10</b>	: Emme portu değiştirilmiş silindir kafası ilk çalışma anındaki hali ....	82
<b>Şekil 6.11</b>	: Emme portu değiştirilmiş silindir kafasının 200 saat sonraki hali .....	82
<b>Şekil 6.12</b>	: Emme portu değiştirilmiş silindir kafasında kullanılan enjektörün ilk çalışmadan sonraki hali .....	83
<b>Şekil 6.13</b>	: Emme portu değiştirilmiş silindir kafasında kullanılan enjektörün 200 saat sonraki hali .....	83

## SEMBOL LİSTESİ

$i$ :	Silindir sayısı
$N_e$ :	Efektif güç
$N_i$ :	İndike güç
$n$ :	Nominal devir sayısı
$\varepsilon$ :	Sıkıştırma oranı
$\lambda$ :	Hava fazlalık katsayısı
$\eta_v$ :	volumetrik verim
$S$ :	Piston stroku
$D$ :	Piston çapı
$\omega_p$ :	Ortalama piston hızı
$C$ :	Yakıtın kütleli karbon içeriği
$H$ :	Yakıtın kütleli hidrojen içeriği
$O$ :	Yakıtın kütleli oksijen içeriği
$W$ :	Yakıtın kütleli su içeriği
$S$ :	Yakıtın kütleli kükürt içeriği
$H_u$ :	Yakıtın alt ısı değeri
$L_o$ :	Bir kg yakıtın tam yanması için gereken havanın molar miktarı
$l_o$ :	Bir kg yakıtın tam yanması için gereken havanın kütleli miktarı
$\mu_a$ :	Yakıtın molar kütlesi
$\mu_o$ :	Moleküler değişim katsayısı
$M_1$ :	Taze dolgu mol sayısı
$M_2$ :	Yanma sonu ürünleri mol sayısı
$m_1$ :	Taze dolgu kütlesi
$m_y$ :	Yakıtın molar kütlesi
$T_o, P_o$ :	Çevre sıcaklık ve basıncı
$T_r, P_r$ :	Artık gazlar sıcaklık ve basıncı
$T_a, P_a$ :	Emme sonu sıcaklık ve basıncı
$T_c, P_c$ :	Sıkıştırma sonu sıcaklık ve basıncı
$T_z, P_z$ :	Maksimum yanma sıcaklık ve basıncı
$T_b, P_b$ :	Genişleme sonu sıcaklık ve basıncı
$\rho_o$ :	Havanın yoğunluğu
$\gamma_r$ :	Artık gazlar katsayısı
$\Delta T$ :	Sıcaklık değişimi
$\mu$ :	Gerçek moleküler değişim katsayısı

$m_r$ :	Artık gaz miktarı
$k_1$ :	Sıkıştırma adyabatik üssü
$k_2$ :	Genişleme adyabatik üssü
$n_1$ :	Sıkıştırma politropik üssü
$n_2$ :	Genişleme politropik üssü
$mc_v$ :	Sabit hacimde ortalama molar özgül ısı
$mc_p$ :	Sabit basınçta ortalama molar özgül ısı
$H_{wm}$ :	İş gazının ısı değeri
$\alpha$ :	Basınç artış oranı
$\xi_z$ :	Isı kullanım katsayısı
$\rho$ :	Sabit basınçta hacim artış oranı
$\delta$ :	Genişleme oranı
$\Delta$ :	Artık gaz sıcaklığı hata oranı
$P'_i$ :	Teorik ortalama indike basınç
$\Delta P_i$ :	Pompalama kayıpları ortalama basıncı
$P_i$ :	Gerçek indike basınç
$\nu$ :	Yuvarlatma katsayısı
$V_h$ :	Strok hacmi
$\tau$ :	Çevrim zaman sayısı
$\eta_i$ :	İndike verim
$b_i$ :	İndike özgül yakıt tüketimi
$P_m$ :	Mekanik ve pompalama kayıplarını içeren ortalama basınç
$P_e$ :	Ortalama efektif basınç
$M_e$ :	Döndürme momenti
$\eta_m$ :	Mekanik verim
$\eta_e$ :	Efektif verim
$b_e$ :	Efektif özgül yakıt tüketimi
$G_y$ :	Saatteki yakıt tüketimi
$x$ :	Yanan yakıtın kesri
$m$ :	Yanma hızının değişimini gösteren Vibe parametresi
$\alpha_z$ :	Krank mili açısı ( $^{\circ}$ KMA) olarak yanma süresi
$\lambda_b$ :	Krank mili yarıçapının biyel uzunluğuna oranı
$\gamma$ :	Enjektör deliklerinin yönlendirilme açısı
$2\alpha$ :	Yanma odası oyuğunun koni açısı
$2\beta$ :	Yanma odası koni çıkıntısının koni açısı

## **ANTOR 3LD 510 DİZEL MOTORUN TEK DÖNGÜLÜ MR-1 TIPLİ YENİ YANMA ODASI VE EMME PORTU GEOMETRİSİNİ UYGULAYARAK MODERNİZASYONU**

### **ÖZET**

**Bu çalışmada, ANADOLU MOTOR fabrikasında üretilen 3 LD 510 motorun ilk olarak standart parçalarla performans karakteristikleri belirlenmiştir. Daha sonra motorumuzu geliştirmek için 2 farklı motor parçasının tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bunun için optimum yanmayı sağlayan yanma kanunu çıkarılarak MR-1 yanma odalı piston tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan yeni MR-1 yanma odalı pistonun motora takılarak, motorumuzun optimum yakıt ayar değerleri (püskürtme avansı, enjektör püskürtme basıncı ve enjektör çıkıntı yüksekliği) tespit edilmiştir. Daha sonra ise yeni emme portu geometrili silindir kafamızın tasarımını gerçekleştirdik. Silindir kafamızın tasarımında motorumuzun volumetrik verimini artırmasını ve yanmayı iyileştirmesini kriter olarak ele aldık. Böylelikle motorumuzun performansını artırıp, özgül yakıt tüketiminin ve is emisyonunun düşmesini sağladık. Tasarımı yapılan her parçada ve motor konfigürasyonunda performans karakteristiklerinin ve is emisyonunun değerleri belirlenerek, standart motorumuzun değerleri ile karşılaştırma yapılmıştır. Bu şekilde yapılan geliştirmenin oranı ortaya çıkmıştır.**

**Deney motorunun yüklenmesi Borghi-Saveri marka ve tip bir elektromanyetik fren ile yapılmıştır. Deneyler sırasında ilk olarak test edilen standart motorun performans değerleri alınarak referans olarak kabul edilmiş, daha sonra test edilen MR-1 tipli pistonlar ve yeni emme portu geometrisine sahip silindir kafası ile alınan test değerleri, bu referans değer ile mukayese edilmiştir. Böylece elde edilen geliştirmeler takip edilmiştir.**

**En son olarak yapılan geliştirmeler kademe kademe bir tablo halinde gösterilmiştir. Ayrıca bundan sonra 3 LD 510 dizel motor üzerinde yapılabilecek geliştirme çalışmaları için önerilerde bulunulmuştur.**

# **MODERNIZATION OF THE ANTOR 3LD 510 DIESEL ENGINE APPLYING OF THE NEW (MR-1) SINGLE SWIRL TYPE COMBUSTION CHAMBER AND INTAKE PORT GEOMETRY**

## **SUMMARY**

**In this study, firstly standard 3LD 510 engines that produced in ANADOLU MOTOR performance characteristics are determined. In addition, two different engine parts are re-designed to improve the motor performance like increasing the power and fuel economy. For this reason, combustion law that provides the optimum combustion is found. Furthermore piston with MR-1 combustion chamber is redesigned in according to optimum combustion law. Optimum engine fuel adjustment and setup (injection advance, injector injection pressure and injector pin height) of the engine with MR-1 type piston is determined. Later, new intake port of the cylinder head is designed. Criteria, in the cylinder head design process are improving and enhancing of the volumetric efficiency and combustion regime. Consequently, the engine performance is increasing on the other side the specific fuel consumption and soot emission is reduced. Engine performance characteristic and soot emission are obtained for all the engine configuration then compare with the standard-reference engine. The improvement ratio of the engine modernization is determined. Borghi-Saveri electromagnetic engine brake type is used to load the engine in the tests. Firstly, the standard engine configuration performance characteristic and soot emission limit is obtained and then accepted a reference value. All engine configuration with MR-1 piston and new intake port cylinder head performance characteristic and soot emission also are determined to compare to each other. In this way, improvement level of modernization is followed. Finally, the improvement that obtained is shown step by step on the table. Additionally, advices are given that apply on the 3LD 510 diesel engine improvements.**

# 1. GİRİŞ

## 1.1. Giriş ve Çalışmanın Amacı

“Anadolu Motor” fabrikasında başlangıçta İtalya-LOMBARDINI lisansı ile 40 yılı aşkın bir süredir üretilmekte olan silindir hacmi (395-820) cm<sup>3</sup>, gücü 8-17 BG aralığında değişen 4 tip tek silindirli hava soğutmalı ANTOR Dizel motorları, dizel jeneratör, su pompaları (motopomp), çapalarda (kültivatör) ve bahçe traktörlerinde güç ihtiyacını karşılamak için kullanılmaktadır. Anadolu Motor fabrikasının üretim lisans süresi bittikten sonra, ANTOR dizel motorları üzerinde firma bünyesinde bir Ar-Ge bölümü ve bölüme bağlı yeterli laboratuvar olanakları olmadığından fazla bir geliştirme yapılamamıştır. Bu nedenle aradan geçen zaman ile gelişen teknolojiler karşısında ANTOR motorlar performans, yakıt tüketimi, emisyon (is, duman oluşumu), titreşim ve gürültü seviyesi yönünden Avrupa Standartları'nın altında kalmıştır. Bununla birlikte yeni teknolojiler ile gelişmiş yabancı üretim motorlar karşısında yurtiçi ve yurtdışı pazarlarda rekabet gücünü kaybetmeye başlamıştır.

Bu çalışmada, Antor firmasının şu an için en çok üretmiş olduğu, yurtiçi ve yurtdışında rekabet şansı en fazla olan 3LD 510 motorunun, performansının artırılıp, yakıt tüketim değerlerinin düşürülmesi için bir yöntem olarak “Tek Döngülü Yanma Odası” (MR-1 yanma odası) yönteminin uygulanması karar verilmiştir. Söz konusu olan bu çalışmada motorun mevcut yapısı, ana boyutları ve teknik özellikleri temel alınarak iş çevriminin matematik modeli oluşturulmuştur. Bu matematik modelden yararlanılarak teorik incelemeler yapılarak, yakıt-hava karışım oluşumu ve yakılması süreçlerini optimum seviyede tutacak emme portu ve MR-1 tipli yanma oda geometrisi geliştirilmiştir. Volumetrik veriminin, motor performansına etkisini incelemek ve volumetrik verimi artırmak için öneriler hazırlanmıştır. Ayrıca yakıt püskürtme sisteminin (püskürtme basıncı ve avansı) optimum değerleri tespit edilmiştir. Çalışmada yeniden tasarlanmış MR-1 pistonu ve emme portu kullanıldığında ki motorun gerçek çevrimleri termodinamik yöntemle hesaplanmış, ayrıca performans ve özgül yakıt tüketiminin devir sayısına bağlı olarak karakteristikleri çıkartılmış ve standart karakteristiklerle karşılaştırılmıştır.



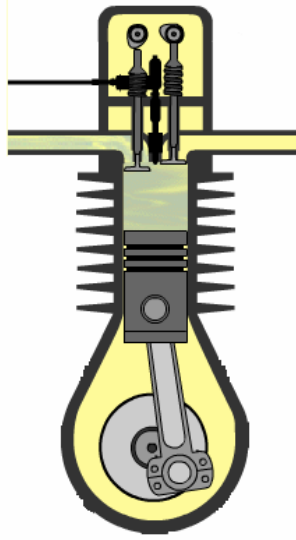
## 2. DİZEL MOTORLAR

### 2.1. Dört Zamanlı Dizel Motorları [3, 4, 6]

Dört zamanlı dizel motorlarda çevrim, pistonun öteleme hareketi ile oluşan 4 zamanda bir başka ifade ile krank mili her iki devrinde meydana gelmektedir. Bu zamanlar aşağıda açıklanmıştır.

#### 2.1.1. Emme Stroku

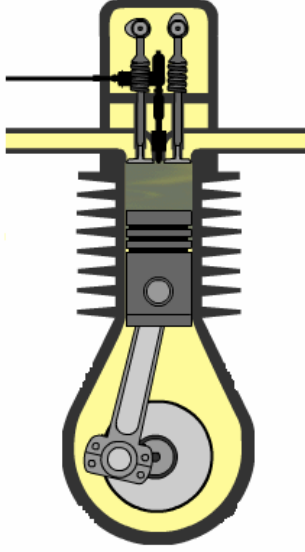
Bu strokta piston ÜÖN' dan AÖN' ya hareket eder ve bu sırada emme supapları açıktır. Pistonun AÖN' ya hareketi sırasında silindir içerisinde atmosfer basıncı altında bir alçak basınç oluşmaktadır. Bu alçak basınç sebebiyle silindire taze dolgu alınır. Dizel motorlarında bu dolgu tamamen havadan oluşmaktadır. Piston AÖN' ya vardığında silindir içerisine taze hava tamamen dolmuş olur ve emme supapları kapanır. (Şekil 2.1)



Şekil 2.1 Emme Stroku

#### 2.1.2. Sıkıştırma Stroku

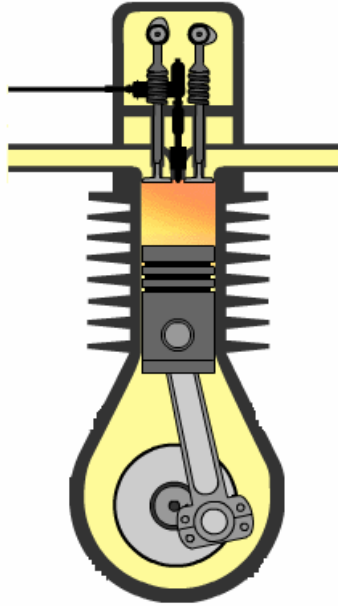
Bu strokta, silindir içerisindeki taze hava pistonun AÖN' dan ÜÖN' ya hareketi sırasında sıkıştırılır. Bu strokta emme ve egzoz supapları kapalı kalmaktadır. Sıkıştırma hareketi ile silindir içindeki dolgunun basıncı ve sıcaklığı artar. (Şekil 2.2)



**Şekil 2.2** Sıkıştırma Stroku

### 2.1.3. Yanma ve Genişleme Stroku

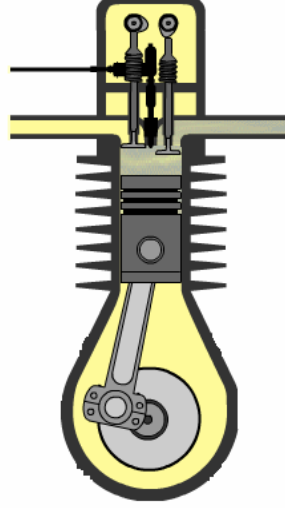
Bu strokta basıncı ve sıcaklığı artmış dolgunun üzerine ÜÖN' ya gelmeden önce enjektörden silindirdeki sıkıştırılmış hava üzerine yüksek basınçla yakıt püskürtülür. Püskürtülen yakıt, yüksek sıcaklık ve basıncın etkisiyle kendiliğinden tutuşur ve yanma meydana gelir. Bu yanma sonucunda basıncı artan iş gazı (hava-yakıt karışımı) pistonu ÜÖN' dan AÖN' ya doğru iter ve bu hareket biyel vasıtasıyla krank miline iletilir. Böylece doğrusal hareket, dönme hareketine çevrilmiş olur ve iş elde edilir. (Şekil 2.3)



**Şekil 2.3** Genişleme Stroku

#### 2.1.4. Egzoz Stroku

Genişleme sonunda AÖN' da bulunan piston yanma sonucu oluşan gazların dışarı atılması amacıyla AÖN' dan ÜÖN' ya doğru hareket eder ve yanmış gazları açılmış olan egzoz supabından silindirin dışına atar. Bunun sonunda emme supapları tekrar açılır ve yeni bir termodinamik çevrim başlar. (Şekil 2.4)



Şekil 2.4 Egzoz Stroku

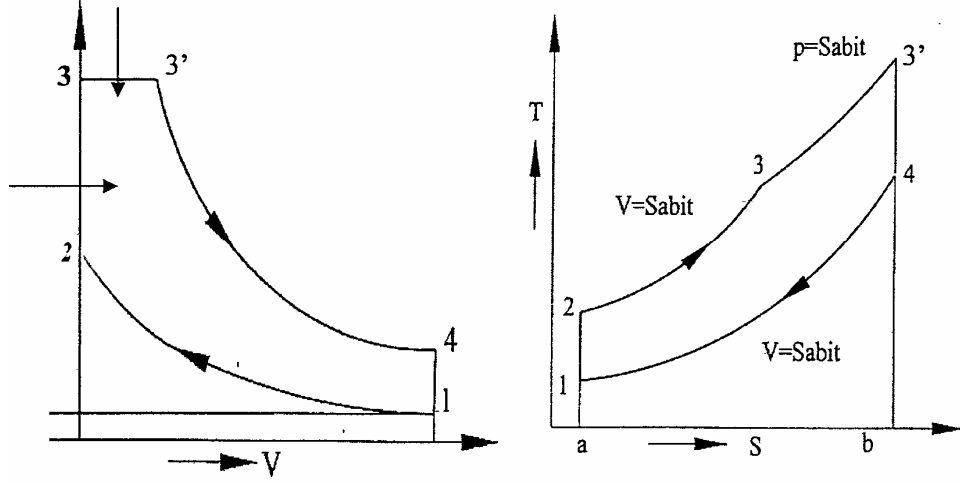
#### 2.2. Karma İdeal Çevrimin Termodinamiği [4]

İçten yanmalı motorlarda, pistonun hareketi sonucu termodinamik bir çevrim meydana gelmektedir. Fakat bu çevrim pek çok açıdan termodinamik çevrimden farklıdır. Bunun sebebi çevrimde meydana gelen kimyasal olayların çokluğu ve karmaşıklığıdır. Çevrimin ve veriminin kolayca incelenip, hesaplanabilmesi için bu termodinamik çevrimin ideal bir çevrim olduğu kabul edilir. Bu amaçla aşağıdaki kabuller yapılmaktadır.

1. Çevrimde kullanılan iş gazı havadır.
2. Çevrimdeki hava her safhada ideal gaz gibi davranmakta ve ideal gaz kanunları geçerlidir.
3. İş gazının kimyasal ve fiziksel özellikleri sabittir.
4. Termodinamik çevrim kapalı bir sistemde meydana gelmektedir.
5. Isı giriş ve çıkışı sistemin gerçek sınırları üzerinden ısı geçişi yoluyla oluşur.
6. Kapalı sistemde meydana gelen termodinamik olaylar tersinirdir.

Karma ideal çevrim gerçek dizel çevrime en yakın ideal çevrimdir. Bu tip çevrimde

yanma olayının bir kısmı sabit hacim altında gerçekleşirken diğer bir kısmı da sabit basınç altına gerçekleşmektedir. Ayrıca bu çevrimde iş çıkışının sabit hacimde gerçekleştiği kabul edilir. Bunlara ek olarak sıkıştırma ve genişleme işlerinin de adyabatik olduğu varsayılır. Şekil 2.5’de ideal karma çevrim için p-V ve T-s diyagramları gösterilmektedir.



Şekil 2.5 p-V ve T-s Diyagramları

p-V diyagramında

1-2: adyabatik (izotropik) sıkıştırma

2-3: sabit hacimde yanma

3-3': sabit basınçta ısı girişi

3'-4: adyabatik (izotropik) genişleme

4-1: sabit hacimde ısı çıkışı 'dır.

### 2.2.1. Motor karakteristik büyüklükleri

$$\text{Sıkıştırma oranı: } \varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (2.1)$$

$$\text{Basınç artış oranı: } w = \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_3'}{P_2} \quad (2.2)$$

Sabit hacimde gazların özgül ısısı (Kcal / kg.K):  $c_v$

Sabit basınçta gazların özgül ısısı (Kcal / kg.K ):  $c_p$

$$\text{Adyabatik değişim katsayısı: } k = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.3)$$

### 2.2.2. $T_2$ sıcaklığının bulunması

P-V diyagramında gösterilen 1 ve 2 noktaları arasında adyabatik sıkıştırma meydana gelir;

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k \quad (2.4)$$

İdeal gaz kanundan;

$$P_1 V_1 = GRT_1 \quad (2.5)$$

$$P_2 V_2 = GRT_2 \quad (2.6)$$

(2.4) denklemi şu şekilde yazılabilir;

$$P_1 V_1 V_1^{k-1} = P_2 V_2 V_2^{k-1} \quad (2.7)$$

(2.5) ve (2.6) değerleri yerlerine yazılırsa;

$$T_2 = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad (2.8)$$

Sıkıştırma oranı  $\left( \frac{V_1}{V_2} = \varepsilon \right)$  yerine yazılırsa;

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} \quad (2.9)$$

İfadesi bulunur

Böylece dizel motorun sıkıştırma oranı ve silindir içinde kalan gazlarla beraber içeri alınan havanın sıcaklığı ( $T_1$ ) bilinirse  $T_2$  değeri kolaylıkla hesaplanabilir.

### 2.2.3. T<sub>3</sub> sıcaklığının bulunması

p-V diyagramının 2 ve 3 noktaları arasında silindir içersindeki gazların durumlarında değişiklikler meydana gelir (yanma) bu noktalardaki gazların ideal denklemlerinden yararlanılarak;

$$P_2V_2 = GRT_2 \quad (2.10)$$

$$P_3V_3 = GRT_3 \quad (2.11)$$

yazılabilir.

$V_2 = V_3$  olduğundan;

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_2}{T_3} \text{ buradan da;}$$

$$T_3 = \frac{P_3}{P_2} T_2 \text{ burada } \frac{P_3}{P_2} = w \text{ olduğunda}$$

$$T_3 = T_2 w = T_1 \epsilon^{k-1} w \text{ olur.}$$

Böylece bir dizel motorun basınç artış oranı bilinirse o dizel motor için T<sub>3</sub> değeri hesaplanabilir.

### 2.2.4. T<sub>3</sub>' sıcaklığının bulunması

P-V diyagramının 3 ve 3' noktaları arasında iş gazı sabit basınçta hal değiştirdiğinden dolayı ideal gaz kanununa göre;

$$P_3V_3 = GRT_3 \quad (2.12)$$

$$P_3V_3 = GRT_3 \text{ ifadeleri yazılabilir.}$$

Burada hal değişimi sabit basınçta ( $P_3 = P_3$ ) meydana geldiğinden dolayı;

$$\frac{V_3'}{V_3} = \frac{T_3'}{T_3} \text{ olur.}$$

Buradan;  $T_{3'} = T_3 \frac{V_{3'}}{V_3}$  burada ön genişleme oranı ( $\frac{V_{3'}}{V_3} = \rho$ ) olduğundan;

$$T_{3'} = T_3 \rho \text{ olur.}$$

Basınç artış oranı da yerine konulursa;

$$T_{3'} = T_1 w \epsilon^{k-1} \quad (2.13)$$

$$T_{3'} = T_1 \rho w \epsilon^{k-1} \quad (2.14)$$

### 2.2.5. $T_4$ sıcaklığının bulunması

P-V diyagramının 3 ve 4 noktaları arasında iş gazı adyabatik olarak genişler.

$$P_3 V_3^k = P_4 V_4^k \text{ ise } P_3 V_3^k V_3^{k-1} = P_4 V_4^k V_4^{k-1} \text{ yazılabilir.}$$

Bu noktalar için ideal gaz denklemlerine göre;

$$P_4 V_4 = GRT_4$$

$$P_3 V_3 = GRT_3 \text{ olduğundan}$$

$$GRT_3 V_3^{k-1} = GRT_4 V_4^{k-1} \text{ yazılabilir.}$$

$$\text{Buradan da } T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = T_1 w \rho^k \text{ yazılır.}$$

### 2.2.6. İdeal Karma Çevrimin Termik Verimi ( $\eta_t$ )

İdeal karma çevrimin termik verimi ( $\eta_t$ ); çevrime giren ısıdan çevrimden çıkan ısının çıkarılması ve sonucun çevrime giren ısıya bölünmesiyle elde edilir. Bunlar matematiksel ifadelerle şöyle gösterilir:

Verilen ısı:

$$Q_1 = c_v (T_3 - T_2)G \quad (2.15)$$

$$Q_1 = c_p (T_{3'} - T_2)G \quad (2.16)$$

Burada G ile gösterilen büyüklük çevrimdeki toplam dolgu miktarıdır. Hesaplar genelde 1 kg dolgu için yapıldığından  $G = 1$  kg alınır.

Çıkan ısı(egzoz yardımıyla dışarı atılan ısı);

$$Q_2 = c_v(T_4 - T_1)G \quad (2.17)$$

Termik verim:

$$\eta_t = \frac{\text{verilenler} - \text{çıkansısı}}{\text{verilenler}} = \frac{Q_1 + Q_{1'} - Q_2}{Q_1 + Q_{1'}} \quad (2.18)$$

İfadesinde (2.11), (2.12), (2.13) denklemleri yerlerine yazılırsa;

$$\eta_t = \frac{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_{3'} - T_2) - c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c(T_{3'} - T_2)} \text{ olur.}$$

Gerekli sadeleştirmeler yapıldıktan ve politropik üs ( $k = \frac{c_p}{c_v}$ ) yerine yazıldıktan

sonra;

$$\eta_t = \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_2} - 1 \right)}{T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right) + k T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \text{ olur.} \quad (2.19)$$

Daha önceki değerler yerlerine yazılırsa;

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{w\rho^k - 1}{w - 1 + kw(\rho - 1)} \text{ bulunur.}$$

### 2.2.7. İdeal Karma Çevrimin Ortalama Basıncı ( $P_m$ )

Ortalama basınç strok hacmi boyunca yapılan işin toplam strok hacmine bölümü ile hesaplanır.

$$P_m = \frac{Q_T \eta_t}{V_1 - V_2} \text{ burada } Q_T \text{ toplam verilen ısı miktarıdır.}$$

$$Q_T = Q_1 + Q_{1'} \quad (2.20)$$



$$Q_T = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_{3'} - T_2) \quad (2.21)$$

Daha önce hesaplanmış olan  $T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$ ,  $T_3 = T_1 w \varepsilon^{k-1}$ ,  $T_{3'} = T_1 w \rho \varepsilon^{k-1}$  yerlerine yazılırsa;

Ortalama indike basınç:

$$P_m = P_1 \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{[(w-1) + kw(\rho-1)]}{k-1} \text{ olur.}$$

### 2.2.8. P<sub>2</sub> sıkıştırma sonu basıncı

p-V diyagramının 1-2 noktaları arasında adyabatik sıkıştırma meydana gelir.

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k \text{ ifadesinden}$$

$$P_2 = P_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^k \text{ yazılır.}$$

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \text{ olduğundan } P_2 = P_1 \varepsilon^k \text{ bulunur.}$$

### 2.2.9. P<sub>3</sub> sabit hacimde yanma sonu basıncı

P<sub>3</sub> basıncı, P<sub>2</sub> basıncının w ile yani basınç artış oranı ile çarpımına eşittir.

$$P_3 = w P_2 \text{ 'den } P_3 = P_1 w \varepsilon^k \text{ olur.}$$

Aynı zamanda P<sub>3'</sub> basıncı P<sub>3</sub> basıncına eşittir. Çünkü sabit basınçta ısı girişi olmaktadır.

### 2.2.10. P<sub>4</sub> genişleme sonu basıncı

p-V diyagramının 3' ile 4 noktaları arasında adyabatik genişleme meydana gelir.

$$P_3 V_3^k = P_4 V_4^k, \text{ 'den } P_4 = P_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^k \text{ olur.}$$

$$\frac{V_4}{V_3} = \delta \text{ genişleme oranı olarak tanımlanırsa;}$$

$$P_4 = P_3 \left( \frac{1}{\delta} \right) \text{ bulunur.}$$

### 2.2.11. Egzoz süreci sonu sıcaklığı ( $T_r$ )

Bu noktada piston içerisinde farklı fazlarda farklı yapıda dolgu bulunmaktadır. Bazı kabuller sonucu;

$$T_r = T_4 \frac{1}{\frac{P_4}{P_r} \frac{k_2 - 1}{k_2}} \quad (2.22)$$

Buradaki ifadeler:

Adyabatik üs:  $k_2$

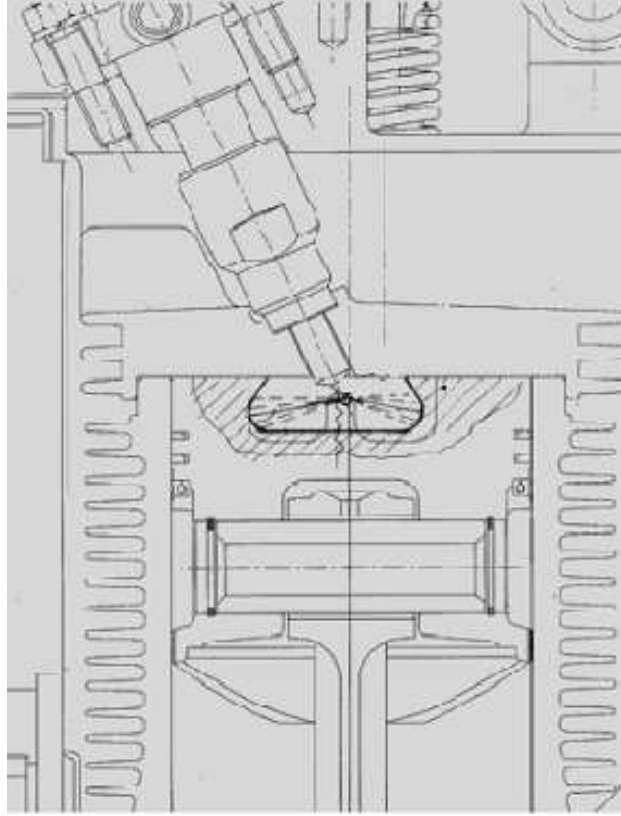
Genişleme sonu sıcaklığı:  $T_4$

Genişleme sonu basıncı:  $P_4$

Egzoz gazı basıncı:  $P_r$

### 2.3. Dizel Motorlarda Yanma ve Yanma Odası Tipleri [5]

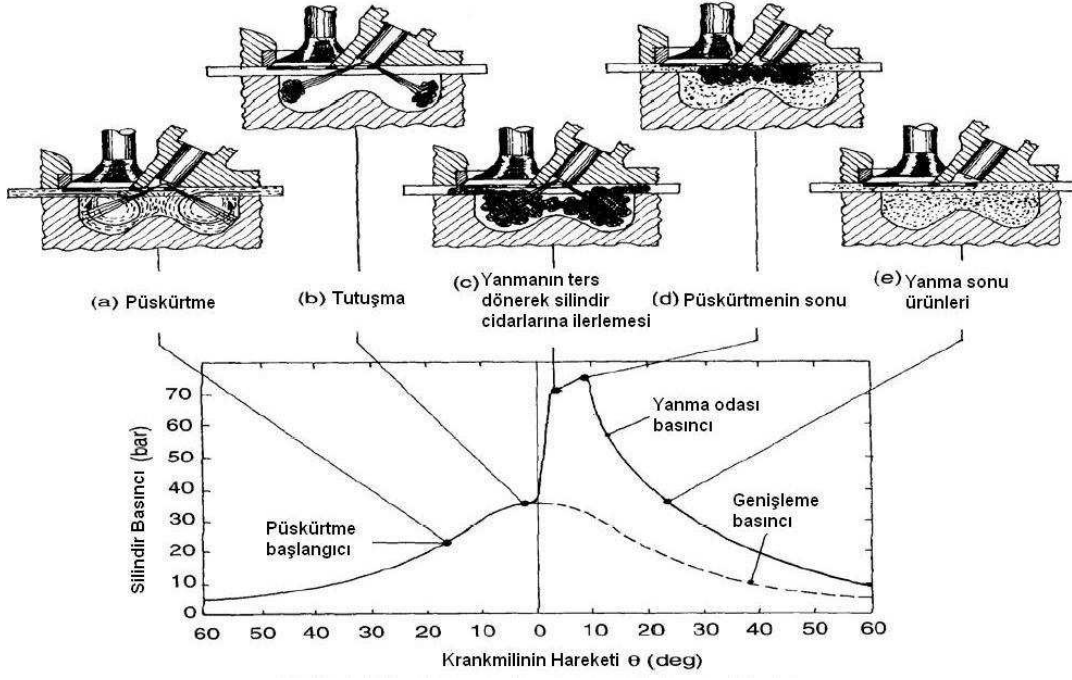
ANTOR 3LD 510 motorlar şekil 2.6'da görüldüğü üzere direkt püskürtmeli dizellere grubunda yer almaktadır. Silindirik geometrili yanma odası piston üzerinde konumlandırılmıştır. Direkt püskürtmeli dizeller termodinamik verim açısından iyi ancak performans ve emisyon açısından yeterli seviyede değildir. Aşağıda değişik prensipteki dizeller hakkında kısa bilgiler verilmiştir.



**Şekil 2.6** Standart 3LD 510 ANTOR Dizel Motorunun Kesit Resmi

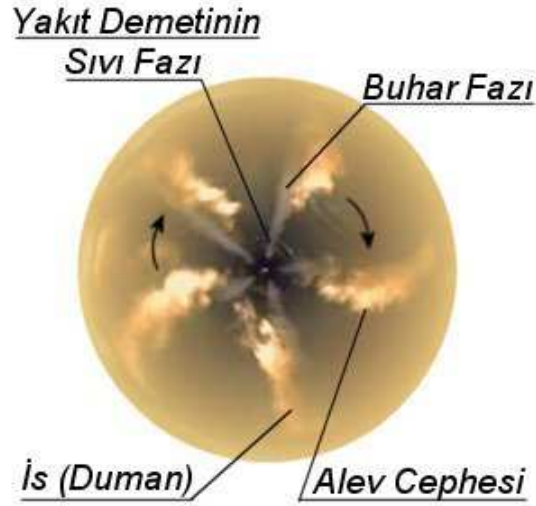
### **2.3.1. Common Rail Direkt Püskürtmeli Dizeller [10-13]**

Common Rail direkt püskürtmeli dizelerde geçen yüzyılın 30. yıllarında Hesselman tarafından önerilmiş piston üzerinde yer alan “açık” tipli yanma odası geometrisi kullanılmaktadır. Duvarları esasen silindirik geometriye sahip olan bu yanma odasının özelliği, çok delikli enjektörden püskürtülen yakıt demetinin mümkün olduğu kadar yanma odası duvarlarına çarpmaması ve yanma odası hacmindeki hava ile homojen karışabilmesi şartlarıdır (“Hacimsel Karıştırma” yöntemi). Bu şartları sağlamak için yanma odası geometrisi daha geniş hacim alanına (açıklığa) sahip olmalıdır. Şekil 2.7’ de direkt püskürtmeli dizel motorlarda hava- yakıt karışımının oluşumu ve yanmanın fazları gösterilmektedir. Direkt püskürtmeli dizelerde homojen hava-yakıt karışımı oluşturmak için çapı 0.10-0.20 mm civarında (5-8) delikli enjektörün yardımıyla yakıtı direkt olarak yanma odası hacmine aşırı basınçta (700-2000 bar) püskürtmek gerekmektedir. Bu şartlarda yakıtın tutuşma gecikmesinin kısa olması, yanma hızının ise aşırı değerlere ulaşmaması için kullanılan yakıtın setan sayısının yüksek (>46) olması istenilmektedir. Yakıtın setan sayısının yüksek olması nedeniyle bu tip motorlar sadece standart dizel yakıtlarıyla normal şekilde çalışabilir ve setan sayısı düşük olan başka tip petrol ve bitkisel esaslı yakıtlarla çalışabilmesi için motorun yapısında ciddi değişimler yapmak gerekir.



**Şekil 2.7** Direkt Püskürtmeli Dizel Motorun Yanma Fazları

Şekil 2.8’de piston üzerinde yanma odası olan direkt püskürtmeli dizel motorunda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anındaki fotoğrafı gösterilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi, yakıt demetinin sıvı fazı deliklerin hemen yanında, buhar fazı ise sonrasında yer almaktadır. Yakıtın tutuşması doğal olarak buhar fazında gerçekleşerek yanma odasında önceden oluşturulmuş hava döngüsü yönünde alev cephesi meydana gelmekte ve yakıt demetinin duvara yakın ucunda ise buhar fazında oluşan is (duman) yer almaktadır. Tokyo Teknik Üniversitesinde yapılmış olan deney sonuçları neticesinde tespit edilmiştir ki, ilk önce yakıt demetinin buhar fazı “piroliz” işlemine (parçalanmaya) maruz kalarak serbest karbon (C-is) oluşturduktan sonra tutuşarak yanmaktadır. Yakıtın püskürtme basıncı arttıkça demetin sıvı fazı yaklaşık 30 mm civarında bir uzunlukta püskürtülme bitene dek sabit kalmakta, buharlaşma, piroliz ve oksitleşme (yanma) süreçleri ise epey hızlanmaktadır. Püskürtme basıncı 500 bardan 1500 bar’a artırıldığında, tutuşma gecikmesi yaklaşık sabit kalmasına rağmen, esas yanma süresi ters orantıda azalarak (basınç gradyanı artarak) is emisyonu 4-5 kat azalmaktadır.



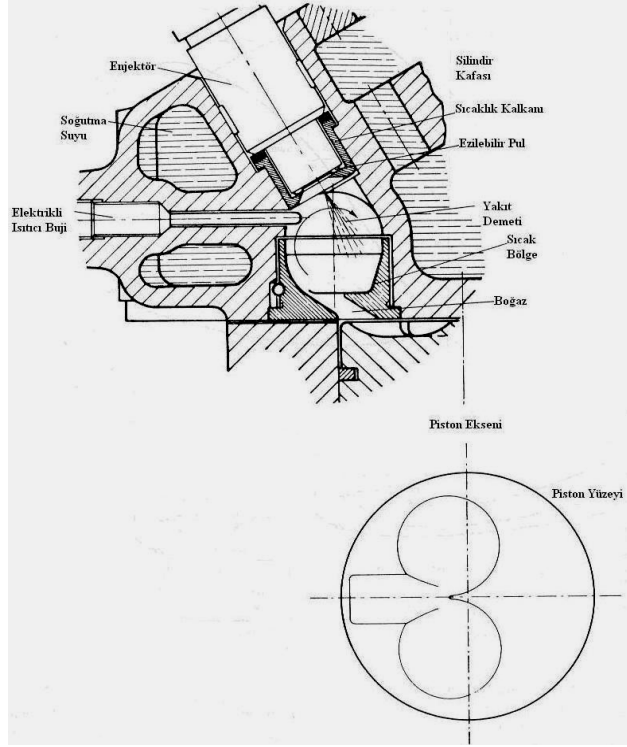
**Şekil 2.8** Direkt Püskürtmeli Dizel Motorunda Beş Delikli Enjektörden Püskürtülen Yakıtın Tutuşma Anında Fotoğrafi

Direkt püskürtmeli dizel motorlarında yakıt püskürtme basıncının artırılmasıyla verimin artırılması ve is emisyonunun düşürülmesi bilinmektedir. Fakat günümüze dek mevcut olan plancırlı mekanik yakıt püskürtme sistemlerinde püskürtme basıncını 800 barın üzerinde artırmak sistemin mekanik kayıplarını artırdığından motor performansını ve verimliliğini düşürmektedir.

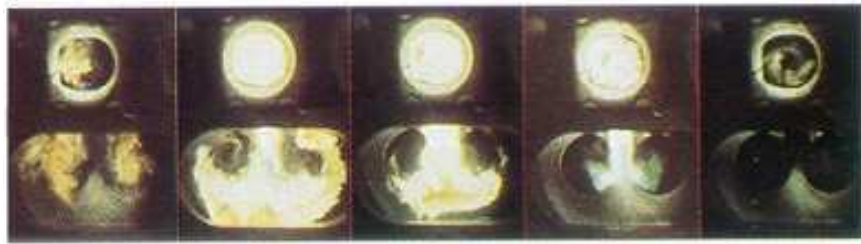
BOSCH, SIEMENS, DELPHI vb. gibi başlıca firmalar tarafından geliştirilen Common Rail sistemi (ortak yollu elektronik yakıt püskürtme sistemi) ile dizel motorları, ticari amaçlı yolcu ve yük taşıtlarına ilaveten, binek otomobillerde de yaygın olarak kullanılmaktadır. Common-Rail sistemi oldukça pahalı olup mevcut motorlardaki uygulamasının devam etmesi yüksek maliyetli Ar-Ge çalışmaları gerektirmektedir. Çok yüksek basınçta yakıt püskürtme imkanı sağladığından dolayı bu sistem daha avantajlı olup, püskürtme basıncı 2200 bara kadar artırılabilir bile motorun mekanik kayıpları göreceli olarak artmamaktadır. Ancak çok yüksek püskürtme basınçlarının kullanılması Common Rail sistemini hem üretim teknolojisi, hem de servis ihtiyacı bakımından pahalılaştırmaktadır. Diğer taraftan yüksek basınçta püskürtme sonucu yanma odasında biriken yakıtın aniden tutuşması ve yanma işleminin aşırı hızlanması silindir içindeki basınç ve sıcaklığın da yükselmesine neden olduğundan, çevre için is emisyonundan daha zararlı kirletici etkisi olan, azot oksit (NO<sub>x</sub>) emisyonu ve gürültü artmakta, motor ömrü ise azalmaktadır. Bu durumda, NO<sub>x</sub> emisyonunu ve gürültüyü standartların öngördüğü sınırlara indirebilmek için, EGR ve katalizör gibi çok pahalı ek sistemler kullanmak gerekmektedir. Bu yüzden tez konusu tek silindirli stasyonier motorların Common Rail sistemi uygulayarak geliştirilmesi makul olmamaktadır.

### 2.3.2. COMMET Tipli Ön Yanma Odalı Dizel [9,12,13]

Ön yanma odalı dizel motorlarının, duman ve gürültü emisyonunu artırmadan silindir başına düşen gücü artırabilme avantajı olduğu bilinmektedir. Şekil 2.9'da II. Dünya savaşından sonra Ricardo tarafından geliştirilmiş ve son 10 yıla kadar piyasada bulunan, mevcut yanma odası geometrileri içerisinde fazla dikkat çekici, COMMET tipli ön yanma odalı dizelin yakıt-hava karışımı oluşum şeması ve yanma işleminin anlık fotoğrafları gösterilmiştir.

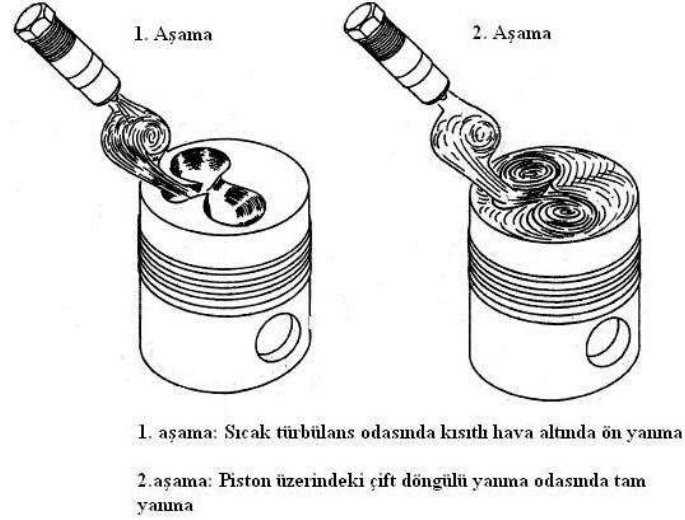


Şekil 2.9 COMMET Tipli Ön Yanma Odalı Motorun Kesit Resmi

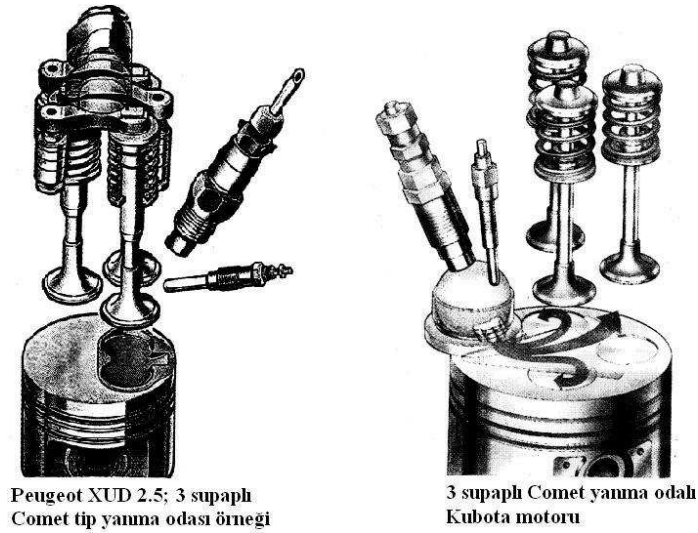


Şekil 2.10 COMMET tipli Ön Yanma Odalı Motorda Yakıt-hava Karışım Oluşumu Şeması ve Yanma Prosesinin Fotoğrafları

Ön yanma odalı dizel motorların en gelişmiş örneği olan bu motorun özelliği yanma odasının piston üzerinde bulunan kısmının sekize benzer olmasıdır. Şekil 2.10 ve 2.11' de ki fotoğraflardan da görüldüğü gibi bu geometri nedeniyle yanma işleminin ikinci aşamasında ön yanma odasından silindire yüksek hızda püskürtülmekte olan yanmış ürünler birbirinin tersi yönünde çift döngü hareketi oluşturmaktadır.



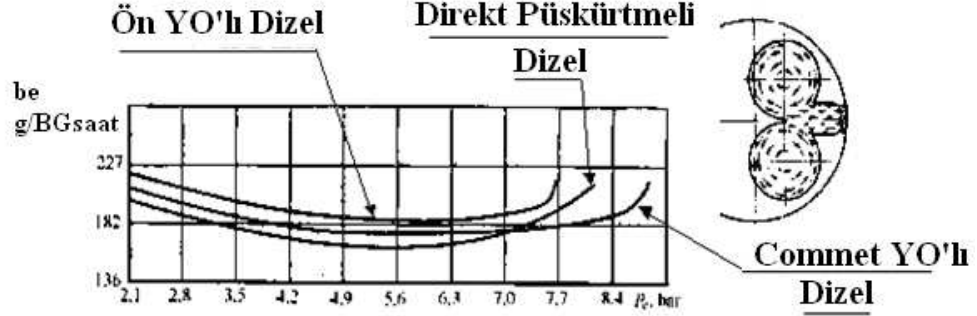
**Şekil 2.11** COMMET tipli Ön Yanma Odalı Motorda Yanmanın Aşamaları



**Şekil 2.12** COMMET Tipli Ön Yanma Odalı Üretilmiş Motor Örnekleri

Ayrıca Şekil 2.12’ de COMMET tipli yanma odası kullanılmış 3 supahlı motor örnekleri gösterilmiştir. Şekil 2.13’de bu motorun yüke (ortalama efektif basınca,  $P_{me}$  [bar]) bağlı olarak özgül yakıt tüketiminin ( $b_e$ , [g/BGsaat]) değişimi gösterilmiştir. Şekil 4’de karşılaştırma amacıyla alışımlı ön yanma odalı ve direkt püskürtmeli dizel motorların da karakteristikleri verilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, COMMET tipli yanma odasına sahip olan dizel motor, yakıt ekonomisi bakımından diğer iki dizel motorla kıyaslandığında ortada yer alırken, güç bakımından, fazla duman üretmeden %10-13 avantajlıdır. Ricardo bu durumu piston üzerindeki sekize benzer yanma odasında türbülanslı çift döngülerin oluşması ve böylece silindirdeki havanın tam olarak kullanabilmesiyle açıklamıştır. Sonraki deneylerle tespit edilmiştir ki, COMMET motorunun azot oksit ve gürültü emisyonları da düşük olmaktadır. Fakat 20. yüzyılın 50’li yıllarında S. Meurer tarafından meydana atılan

MAN-M-Proses adlı yeni bir yakıt-hava karışımı oluşumu ve yakılması yönteminin motorda performans ve emisyon bakımından COMMET tipli dizel motorlarıyla aynı, verimlilik ve çok yakıtlılık açısından ise daha üstün olduğu görülmüştür.

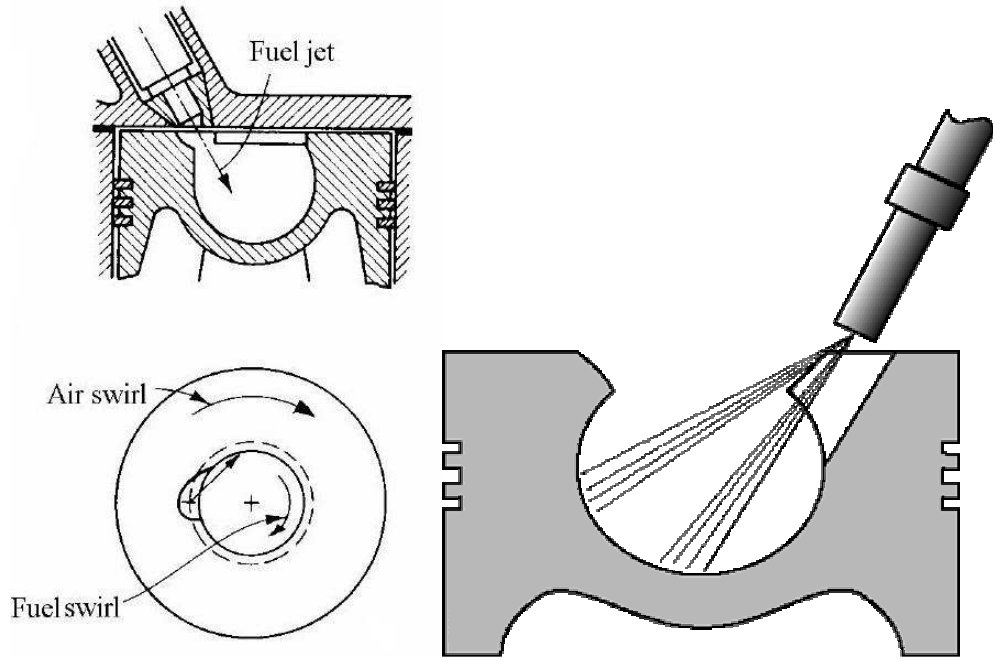


**Şekil 2.13** Çeşitli Dizel Motorlarında Yüke Bağlı Olarak Özgül Yakıt Tüketimi Değişimi

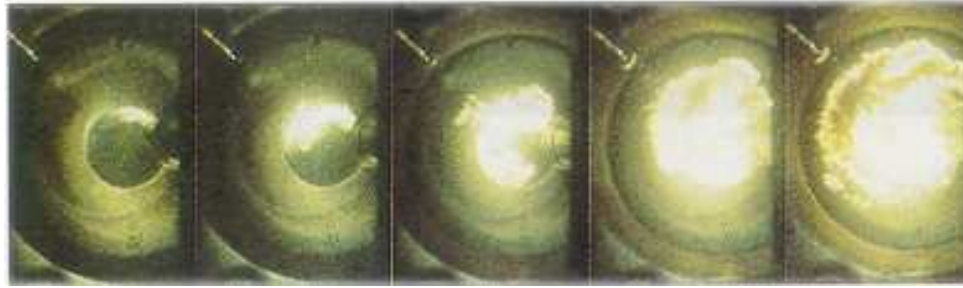
### 2.3.3. M.A.N. M-Process Yanma Odalı Dizel Motorları [12]

Şekil 2.14'te M.A.N. M-Proses yakıt-hava karışımı yönteminin şeması gösterilmiştir. Bu yöntemde yakıtın %95'i hava ile karışmadan önce piston üzerindeki yarım küre geometrili yanma odası duvarına sıvanarak pistonun sıcaklığı yardımıyla buharlaşmakta, diğer %5'i ise daha küçük tutuşma gecikmesi sağlayarak yanmanın patlama şeklinde aniden gerçekleşmesini önlenmektedir. Püskürtülen yakıtın sadece küçük bir kısmının kendi kendine kolaylıkla tutuşabilmesi, başka tip yanma odalarından farklı olarak, düşük setan sayılı yakıtın kullanılmasına imkan sağlamaktadır (setan sayısı yakıtın kendiliğinden tutuşma kabiliyetini temsil eder). Bu yüzden setan sayısı düşük kerosen ve benzin gibi yakıtlar da bu motorda aynı etkinlikle kullanılabilmiş ve böylece çok yakıtlılık özelliği sağlanmıştır. Ayrıca bu yöntem dizel motorlarında hakim olan 'püskürtülen yakıtın mümkün olduğu kadar yanma odası duvarına çarpmaması' felsefesini de değiştirmiştir. Şekil 2.15'te bu yorumu destekleyici yakıtın duvara sıvanarak yakılması esas fotoğraflarla gösterilmiştir. Motorun performans ve emisyon değerlerinin iyileştirilmesi için, yakıtın hava ile karışmadan önce yanma odası duvarlarına sıvanarak pistonun sıcaklığıyla buharlaştırılmasının daha faydalı olduğunu tespit etmiştir.





**Şekil 2.14** M.A.N.- M Tipli Dize Motorunda Yakıt-Hava Karışımı Oluşumunun Şeması



**Şekil 2.15** M.A.N.- M Tipli Dize Motorunda Yakıt-Hava Karışımı Yanmasının Anlık Fotoğrafları

M.A.N.-M-Proses yöntemi COMMET yöntemine göre daha ileri bir adım olsa da yakıt tüketimi açısından direkt püskürtmeli dize motorlarına üstünlük sağlayamamıştır. Çünkü yakıtın tutuşmadan önce büyük bir kısmının buharlaştırılma işlemine maruz bırakılması yanma hızını düşürerek iş çevriminin termodinamik kayıplarını artırmaktadır. Ancak burada vurgulanması gereken önemli bir nokta: İster COMMET, isterse M.A.N.-M tipli yanma odaları kullanılsın, yakıtın püskürtme basıncı 200-300 bar'dan yüksek olmamalıdır. Bundan dolayı bu tip motorlarda çok da pahalı olmayan mekanik yakıt püskürtme sistemleri kullanılmaktadır.

Literatür analizi sonucunda proje konusu olan dize motorun geliştirilmesi için Direkt Püskürtme ve M.A.N. M-Proses yöntemlerinin avantajlı taraflarını kendi içinde birleştiren ve yakıt tüketimi değerlerini direkt püskürtmeli dize motorların

seviyesinde tutabilecek alternatif çözüm yolu geliştirmenin daha uygun olacağı düşünölmektedir.

Yapılmış ve yapılmakta olan bilimsel çalışmalarda Direkt Püskürtme ve M.A.N. M-Proses yöntemlerinin avantajlı taraflarını kendi içinde birleştirmiş bir yakıt-hava karışımı oluşturma ve yakma yöntemi olarak, tek döngölü yanma odası önerilmiştir. Tez konusu motorun geliştirilmesinde uygulanması öngörölen bu yöntem hakkında bilgiler aşağıda verilmiştir.

### 3. ANTOR 3LD 510 DİZEL MOTORUN PERFORMANSININ GELİŞTİRİLMESİ SIRASINDA YAPILAN TASARIM ÇALIŞMALARI

#### 3.1. ANTOR 3LD 510 Motorun Optimum Yanma Kanununun belirlenmesi

Motorun silindirine püskürtülen yakıtın yanma hızının veya “yanma kanununun”, volumetrik verimin ve yakıt püskürtme avansının motorun performansına, azot oksit (NO) ve gürültü emisyonlarına etkisini teorik olarak araştırmak ve yanma odası, emme portu ve yakıt püskürtme sisteminin optimum parametrelerinin teorik değerlerini belirlemek amacıyla ANTOR 3 LD 510 motorunun ana boyutları ve teknik özellikleri temel alınarak bir matematik model oluşturulmuştur.

- 1) Yanma sürecinde yakıtın yanan kesrini veya ”yanma kanununu” belirleyen Vibe denklemi

$$x = 1 - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\alpha}{\alpha_z} \right)^{m+1} \right] \quad (3.1)$$

- 2) Termodinamiğin I. kanunu

$$dU = \xi_d (H_u - \Delta H_u) g dx - dQ_w - p dV \quad (3.2)$$

- 3) İdeal gaz denklemi

$$p dV = GRdT \quad (3.3)$$

- 4) Piston hareketine bağlı olarak silindir hacminin değişimi denklemi

$$V = \frac{V_h}{(\varepsilon - 1)} \cdot \left( 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \right) \times \left[ \left( 1 + \frac{1}{\lambda_b} \right) - \left( \cos \alpha + \frac{1}{\lambda_b} \sqrt{1 - \lambda_b^2 \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (3.4)$$

Bu denklemlerde:

x - yanan yakıtın kesri;

m - yanma hızının değişimini gösteren Vibe parametresi;

$\alpha_z$ , krank mili açısı ( $^{\circ}$ KMA) olarak yanma süresi;

dU - gazların iç enerjisi, (kJ/kg<sub>yakıt</sub>);

Hu – yakıtın alt ısı değeri, (kJ/kg<sub>yakıt</sub>);

$\Delta H_u$  – yanmamış yakıtın ısı değeri (HFK -  $\lambda < 1$  halinde), (kJ/kg<sub>yakıt</sub>);

g – bir çevrimde kullanılan yakıt miktarı, (kg/çevrim);

gdx – yanan yakıtın kütleli miktarı (Vibe fonksiyonu ile hesaplanan “yanma kanunu”);

$\xi_d$  - yanma ürünlerinin disosyasyonu nedeniyle ısı kayıp katsayısı;

dQ<sub>w</sub>- soğutmaya giden ısı, (kJ/kg<sub>yakıt</sub>);

dV- silindir hacmi değişimi, (m<sup>3</sup>);

p, G, R – iş gazının basıncı, kütlesi ve gaz sabiti, (MPa, kg, kJ/kg K);

V<sub>h</sub> – silindirin strok hacmi, (m<sup>3</sup>);

$\epsilon$  – sıkıştırma oranı;

$\lambda_b$  – krank mili yarıçapının biyel uzunluğuna oranı;

$\alpha$  - krank mili dönme açısı, ( $^{\circ}$ KMA)

5) “Genişletilmiş Zeldoviç mekanizması” esasında NO oluşumu denklemi

$$\frac{d M_{N O}}{d \alpha} = \frac{2 (1 - \beta^2)}{6 n} \left[ \frac{R_1 (R_2 + R_3)}{\beta \cdot R_1 + R_2 + R_3} \right] \times \frac{10^3 \cdot p}{M_{\Sigma} R T_y} \quad \text{k m o l / } ^{\circ} \text{K M A} \quad (3.5)$$

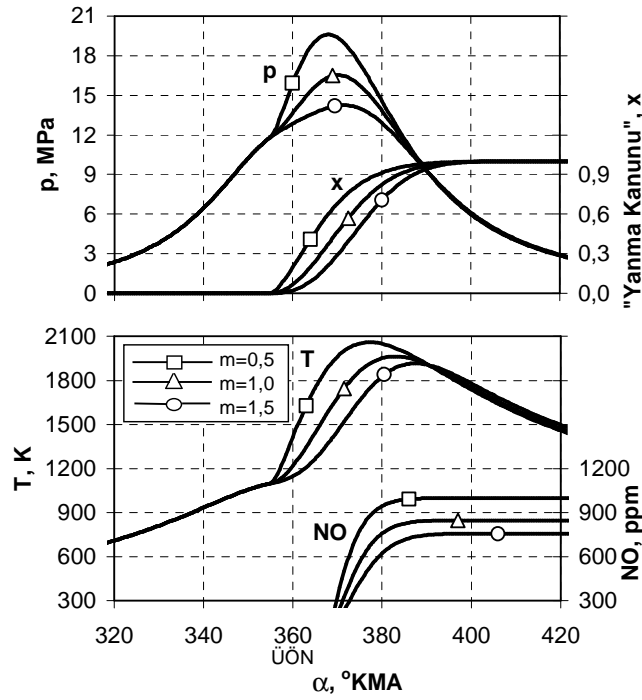
Burada, R<sub>1</sub>, R<sub>2</sub> ve R<sub>3</sub> sırasıyla O+N<sub>2</sub>=NO+N, N+O<sub>2</sub>=NO+O ve N+OH=NO+H reaksiyonlarının oluşum hızları;  $\beta$ =NO/[NO] gerçek azot oksit miktarının denge miktarına oranı; [NO], [N], [OH], [O<sub>2</sub>], [O], [N<sub>2</sub>], [H] bileşenlerin denge konsantrasyonları, (kmol/kg<sub>yakıt</sub>); R=8,314 evrensel gaz sabiti, (kJ/kmol  $^{\circ}$ C); p, T<sub>y</sub>, sırasıyla gaz basıncı (MPa) ve yerel sıcaklıktır (K).

6) Yanma işleminde basınç gradyanının maksimum değerine  $(dp/d\tau)_{\max}$  (MPa/san) bağlı olarak motor gürültüsünü desibel cinsinden [dB(A)] belirleyen ampirik bağıntı

$$G=87+0,85(dp/d\tau)_{\max} \text{ dB(A)} \quad (3.6)$$

Bu bağıntı M.F.Russell tarafından LUKAS Industries Noise Center'de çeşitli dizel motorları kullanılarak motor gürültüsü ile basınç gradyanı arasında var olan bağlantının deneysel olarak açıklanmış verileri esasında elde edilmiştir. Bu denklemden de görüldüğü gibi, motor gürültüsü yanma zamanı basınç gradyanının (veya yanma hızının) maksimum değeri ile lineer olarak değişmektedir.

Matematik modeldeki Vibe denklemi parametrelerini ( $m$ ,  $\alpha_z$ ) belirlenmiş değerler arasında değiştirerek motorda istenilen yanma kanununu teorik olarak elde etmek mümkündür. Bu ise yanma süreci ile ilgili deneysel olarak yapılması zor olan optimizasyon çalışmalarını bilgisayar kullanımı ile önemli derecede kolaylaştırır.

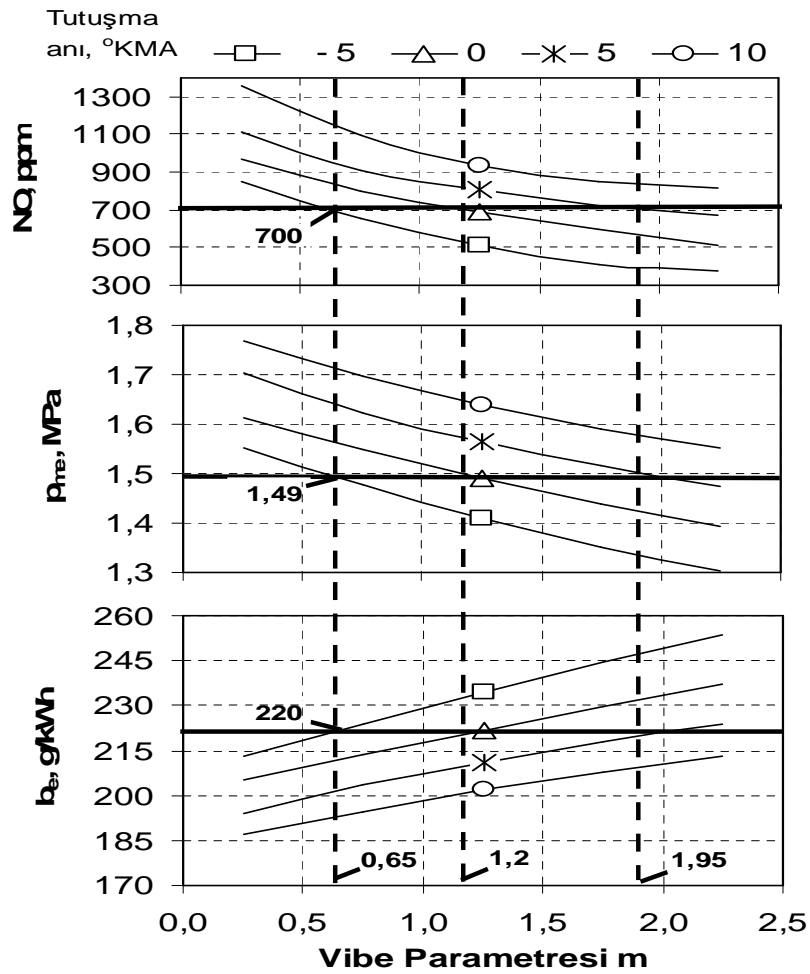


**Şekil 3.1** Farklı Yanma Hızlarında, Yanan Yakıtın Kütlelesel Kesri, Yanma Basıncı ve Sıcaklığın ve NO Oluşumunun KMA  $\alpha$ ' ya Bağlı Olarak Değişim Grafikleri

Yanma hızını belirleyen Vibe parametrelerinin motorun performans ve emisyon değerlerine etkisini incelemek için önerilen matematik modelin yardımıyla bir dizi hesaplamalar yapılmıştır. Bir örnek olarak Şekil 3.1' de Vibe parametreleri  $m = 0,5$ ,  $1,0$ ,  $1,5$  ve  $\alpha_z = 50^\circ$  değerlerinde yanan yakıtın kütlelesel kesri ( $x$ ), yanma basıncı ve sıcaklığın ( $p$ ,  $T$ ) ve azot oksit (NO) oluşumunun KMA ( $\alpha$ ) bağlı olarak teorik

değişim grafikleri gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, aşırı hızlı yanma ( $m=0,5$ ) gerçekleştirildiğinde yanma basıncı  $p=19,5$  MPa civarında olmakta, azot oksit emisyonu ise çok yüksek değerler ulaşmaktadır ( $NO=1050$  ppm). Daha düşük hızlı yanma kanunu ( $m=1,5$ ) gerçekleştirildiğinde ise yanma basıncı  $p=14,5$  MPa, azot oksit ise  $NO=750$  ppm değerlerine ulaşır. Şüphesiz, bu durumda motorun performans kalitesi de doğal olarak kötüleşmektedir.

Bir çok durumlarda yanma hızını düşürerek NO emisyonunu Euro III veya IV standardı seviyesine ulaştırmak mümkün olmadığı takdirde, motor performansının daha da kötüleşmesi pahasına yakıtın püskürtülme avansını optimumdan düşük değerlere alınması gerekir. Bazı hallerde eksi değerli avans, yani ÜÖN' den sonra yakıtı püskürtmek zorunda kalınır. Yakıtın tutuşma anı (başka bir deyişle, yakıtın püskürtülme avansı) ve yanma hızının motorun performans ve NO emisyonuna etkisini incelemek için Şekil 3.2' de bir dizi hesap sonuçları verilmiştir.



**Şekil 3.2** Farklı Tutuşma Avansları için Azot Oksit, Ortalama Efektif Basıncı ve Özgül Yakıt Tüketiminin, Vibe Parametresi m'ye Bağlı Olarak Değişimi.

Bu şekilde tutuşma anının farklı değerlerinde (-5, 0, 5 ve 10 °KMA) yanma hızını belirleyen Vibe parametresi  $m'$ 'ye bağlı olarak NO,  $P_{me}$  ve  $b_e$ 'nin değişimi gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, en yüksek performans değerleri  $m'$ 'nin en küçük, tutuşma avansının ise en büyük değerlerinde, başka bir deyişle, en hızlı yanma gerçekleştirildiğinde elde edilir. Azot oksit emisyonu da en yüksek değerlerine bu rejimlerde ulaşır. NO=700 ppm' e eşit bir sınır değerini (yaklaşık Euro III standardına uygun maksimum sınır değerini) kabul edersek, tutuşma anı (veya avansı) 10 °KMA eşit olduğunda gerçekleştirilecek tüm yanma kanunları ile NO emisyonunu bu sınır değerine ulaştırmak mümkün değildir. Tutuşma anı  $\leq 5$  °KMA olursa ancak bir yanma kanunu gerçekleştirilerek NO emisyonunu standardın öngördüğü sınır değerinin altında tutmak mümkündür.

Şekil 3.2' den görüldüğü gibi, NO=700 ppm sınır değerini aşmamak şartıyla motorun  $P_{me} = 1,49$  MPa ve  $b_e = 220$  g/kWh' e eşit performans değerlerini üç farklı yanma kanunu ( $m=0,65, 1,2$  ve  $1,95$ ) ile elde etmek mümkündür:

### 3.1.1. Elde Edilen Yanma Kanunları

#### 3.1.1.1. Aşırı Hızlı Yanma

$m=0,65$  parametrelili yanma kanunu **aşırı hızlı** olup Direkt püskürtmeli veya "hacimsel karışimli" dizelerde gerçekleştirilebilir. Bu halde is emisyonunu düşürmek için yakıt püskürtme basıncını yüksek seviyede ( $>1200$  bar) tutmanın yanı sıra, yakıt üç (ön+ana+art), hatta bazı hallerde dört kademeli (ön+ana+2art) püskürtmek gerekmektedir. Bu şartları ise Common Rail elektronik yakıt püskürtme sistemi uygulamakla gerçekleştirmek mümkündür..

#### 3.1.1.2. Düşük Hızlı Yanma

$m=1,95$  parametrelili yanma kanunu **düşük hızlı** olup MAN – M-Proses dizelerinde gerçekleştirilebilir. Bu tip dizelerde tek veya iki delikli enjektörün yardımıyla yakıt alçak basınç altında ( $<500$  bar) yanma odasının cidarlarına doğru püskürtülerek %95' e varan miktarı duvara sıvanır ve mikro kalınlıklı bir tabaka (film) oluşturur ("tabakalı karışma"). Deneysel çalışmalarla tespit edilmiştir ki, yakıt tabakasının duvarla doğrudan temasta olması ısı transfer katsayısının artışına sebep olur ve sıkıştırılmış hava sıcaklığı nispeten duvarın yaklaşık 2 kat düşük sıcaklıkta olmasına rağmen ( $< 400$  °C), yakıtın yeterince çabuk buharlaşması gerçekleştirilebilir.

Buharlaşma düşük sıcaklık ortamında gerçekleştiğinde ise yakıt doğal hidrokarbon yapısını koruyup piroliz prosesine maruz kalmaz. Böylece “hacimsel karışımlı” motorlardakinden farklı olarak “tabakalı karışımlı” motorlarda tutuşmadan önce is oluşunu büyük ölçüde engellenmiş olur.

Püskürtülen yakıt demetinden koparak duvara sıvanamamış % 5 civarında yakıt damlacıkları yanma odasının sıcak bölgesinde – yaklaşık merkezinde yer aldığından dolayı çabuk tutuşur ve duvar üzerinden buharlaşmakta olan yakıtı tutuşma gecikmesine uğramadan yanmaya sevk ederek sürecin aniden patlama karakterli gerçekleşmesi nlenmiş olur. Bu durumda yakıtın püskürtülme hızına ve miktarına bağlı olarak yanma sürecinin performans ve NO emisyonu bakımından arzu edilen bir zaman zarfında gerçekleşmesi kontrol altında tutulabilir. Görüldüğü gibi, “tabakalı karışma” yöntemiyle motorun aynı performans değerlerinde NO ve is emisyonunu düşürmek için yüksek basınç altında çok kademe ile yakıtın pskrtmesine gerek yoktur. Ancak MAN – M-Prosesle alışan motorlarda esasen tek delikli enjektörler kullanıldığı için devir sayısı  $n > 2500$  d/dak olan motorlarda  $m \geq 1,9$  karakterli yanma hızı yakıt tasarrufu açısından verimli değildir. Bu sebepten dolayı yüksek hızlı motorlarda MAN – M-Prosesle alışan motorlar tercih edilmemektedir.

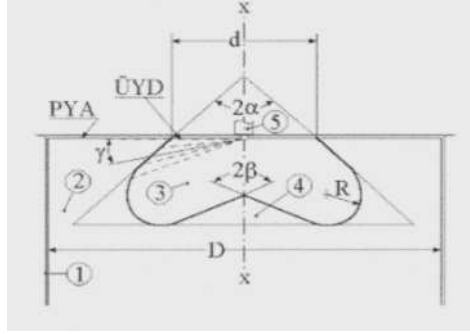
### 3.1.1.3. Optimum Hızlı Yanma

$m=1,2$  parametrelili yanma kanunu **aşırı** ( $m=0,65$ ) ve **düşük** ( $m=1,95$ ) **hızlı** yanma kanunlarıyla karşılaştırıldığında daha avantajlı olduğu dşnlmektedir. Çünkü bu halde, Şekil 3.2’den de görüldüğü gibi, tutuşma (veya püskürtme) avansını artırarak, NO emisyonunu fazla artırmadan, motorun performans değerlerini iyileştirme imkanları daha geniştir. Ayrıca bu tip yanma kanunu devir sayısı  $n > 2500$  d/dak olan motorlarda problemsiz kullanılabilir. Bu yüzden de Vibe parametresi  $m=1,2...1,5$  ve  $\alpha_z=50...60$  °KMA olan yanma kanunu optimum hızlı kanun olarak değerlendirilmiştir. Aşağıda bu kanunu gerçekleştirmek için önerilmiş yanma odasının özellikleri ve 3 LD 510 motorda uygulanması hakkında bilgiler verilmektedir.



### 3.2. Optimum Yanma Kanununu Gerçekleştiren MR-1 Yanma Odası [10-13]

Optimum hızlı yanma kanununu gerçekleştirmek için geliştirilmiş MR-1 yanma odasının (T.C. TPE Patent başvuru No: B.14.1.TPE.0.07.01.03-2004/01674) örnek bir şeması Şekil 3.3' de gösterilmiştir.



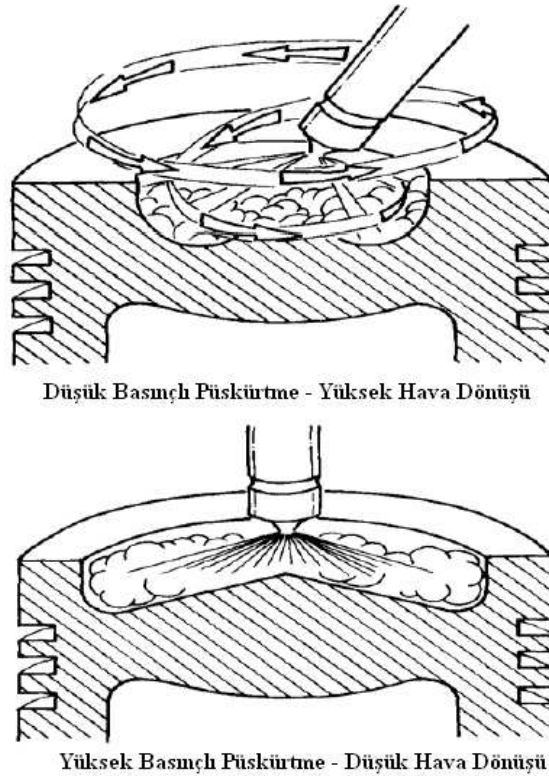
Şekil 3.3 Tek Döngülü Konik Geometril MR-1 Yanma Odasının Örnek Şeması

Emme sürecinde, alışılmış motorlarda olduğu gibi, kıvrımlı emme portunun yardımıyla silindire doldurulan taze hava ile sıkıştırma sürecinde de hızını belli bir seviyede koruyabilen türbülanslı bir döngü hareketi oluşturulur. Sıkıştırma sürecinin sonuna yakın belirli bir avans açısında (en az 3-en fazla 5) delikli (5) enjektörün yardımıyla düşük basınçta (200-250 bar) yakıt yanma odası oyuğunun (3) duvarlarına doğru püskürtülür. Püskürtülen yakıtın sıvanması için duvarın yüzey alanını artırmak ve böylece duvarların sıcaklığından faydalanarak yakıtın çabuk buharlaştırılması gerçekleştirmek için yanma odası oyuğunun koni açısı  $2\alpha$  belli değerlerde tutulmalıdır.

Ayrıca, nispeten düşük basınçta püskürtülen yakıtın güvenli olarak duvarın yüzey alanına sıvanmasını ve hızla buharlaşmasını temin etmek için pistonun sıkıştırma strokunda oyuğun içine sıkıştırılan havanın düşey yönündeki istenilen baskı hızını, oyuğun en küçük çapının (d) silindir çapına (D) oranını optimum sınırlar arasında tutmakla elde edilir. Yakıtın duvara sıvanma alanını mümkün olduğunca artırmak için yanma odası oyuğunun (X-X) simetri eksenine üzerine yerleştirilmiş enjektör (5) deliklerinin yönlendirilme açısı ( $\gamma$ ), piston ÜÖN' da olduğu an püskürtülen yakıt demetinin üst dış kenarı (ÜYD) ile pistonun (2) yüzey alanı (PYA) yaklaşık aynı hat üzerinde yer alma esasına göre belirlenir. Bununla sıcaklığı (300-350 °C) değişen yanma odası duvarlarına sıvanan yakıt, sıkıştırılmış hava sıcaklığından (650-800 °C) yaklaşık iki kat düşük sıcaklıkta olan bu ortamda daha hızlı buharlaşabilir. Ayrıca

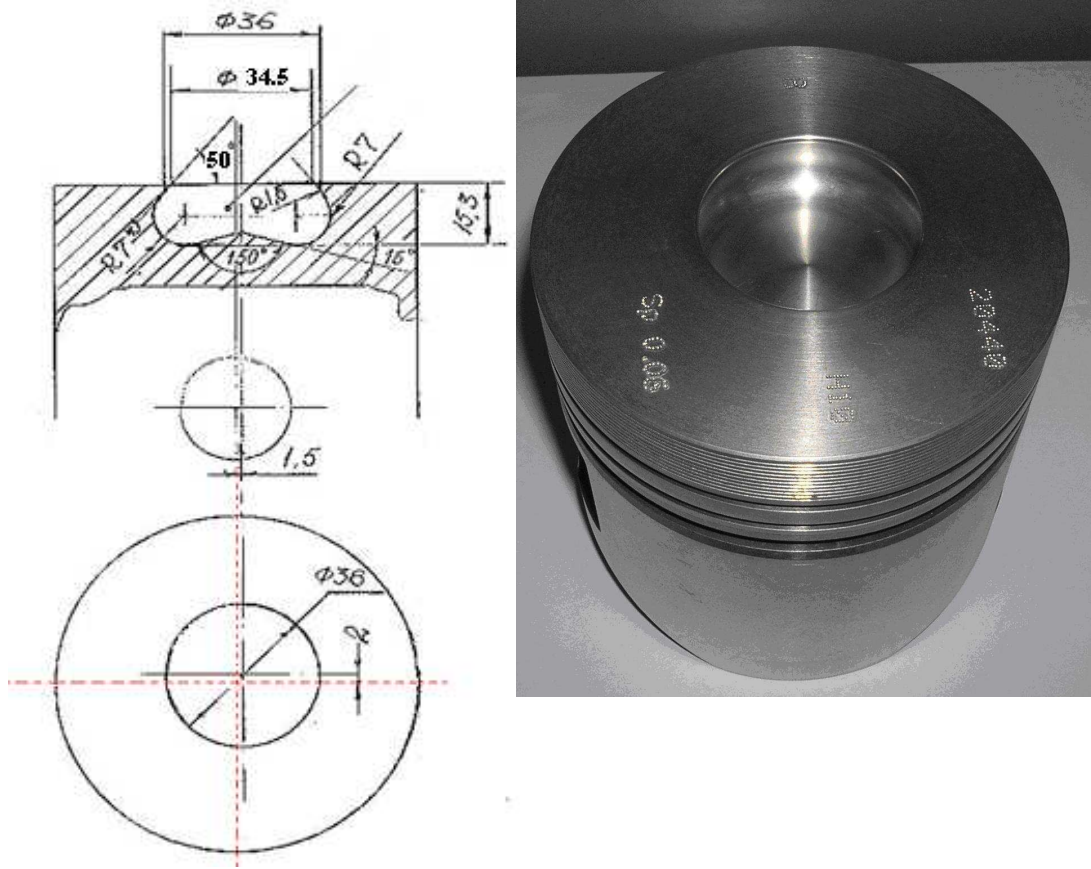
yakıtın buharlaşması düşük sıcaklıkta gerçekleştiği için yakıt buharlarının piroliz işlemine uğraması ve is (C) oluşumu büyük oranda engellenir. Buhar haline gelmiş yakıtın yanma odasının en sıcak bölgesine - merkezine doğru yöneltmek ve buradaki hava ile karışıp çabuk tutuşarak yakılmasını temin etmek için oyuğun (3) dibine koni açısı  $2\beta$  belli bir aralıkta tutulan koni çıkıntısı (4) yerleştirilir. Oyuğun duvarları ile dibi birbiriyle motorun sıkıştırma oranına bağlı olarak yanma odası hacminden belirlenen bir yarıçapla (R) birleştirilir.

Bu nedenle yanma işlemi büyük oranda yanma odası oyuğunun merkezinde oluşur ve alev cephesinin, klasik yanma odalarında olduğu gibi, soğuk cidarların yakınında sönmesi engellenir. Şekil 3.4' te görüldüğü gibi yanma odasının oyuğuna püskürtülen yakıt, pistonun sıcaklığı ile buharlaşıp yüksek hava hareketleri ve koni çıkıntısı sayesinde yanma odasının en sıcak bölgesi olan piston merkezinde yanmaya başlar. Böylece, çok delikli enjektör ve yüksek püskürtme basınçları yerine, en çok üç ve dört delikli enjektör ve düşük püskürtme basınçları kullanılarak tam yanma sağlanır ve eksik yanma ürünleri olan C (PM- partikül madde), CO ve HC epey azaltılabilir.



**Şekil 3.4** MR-1 ve Common Rail Direkt Püskürtmeli Motorların Yanma Odalarında Optimum Yakıt-Hava Karışımı Oluşumu

Ayrıca, çevrim başına püskürtülen yakıtın büyük bir kısmı (yaklaşık %90) yanma odası duvarının aracılığıyla buharlaşıp hava ile karıştırıldıktan sonra yakıldığı için yanma sırasındaki basınç artış hızı (aniden yanma) bir ölçüde frenlenir ve böylece hem NO<sub>x</sub> emisyonunun artışı engellenir hem de motor çok yakıtlılık yeteneği kazanmış olur. Böylece dizel motorunun önerilmiş yanma odasıyla çalışılması durumunda farklı yakıtlar kullanıldığında hem performans ve ekonomi değerlerin yükseltilmesi, motor maliyetinin ve servis ihtiyacının azaltılması hem de emisyon değerlerinin çevre lehine iyileştirilmesi sağlanmış olur.



**Şekil 3.5** ANTOR 3LD 510 Motoru için Tasarlanmış Optimum Yanma Kanunu Sağlayacak MR-1 Yanma Odasının Gerçek ve Teknik Resmi

### 3.3. Verimi Artıracak Yeni Silindir Kafasının Tasarımı

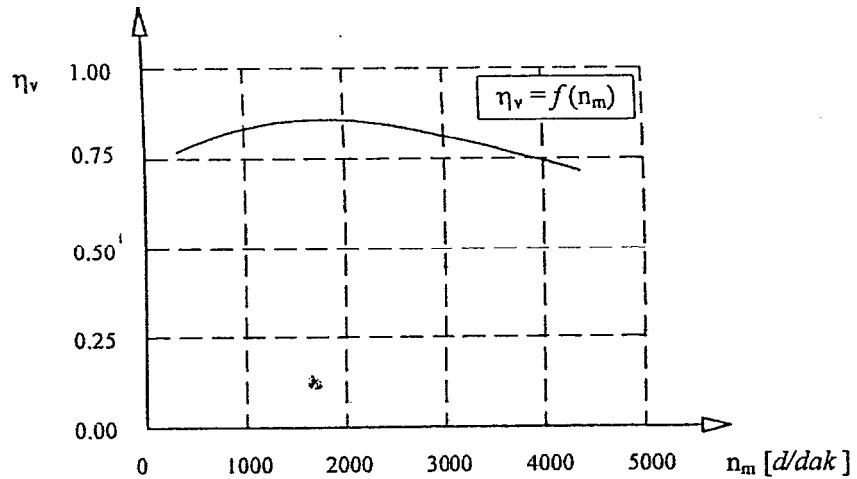
#### 3.3.1. Volumetrik Verim [2]

Çevrim başına elde edilen iş öncelikle emme strokunda silindire alınan dolgu miktarına bağlıdır. Aerodinamik kayıplar sebebiyle silindire emilen havanın basıncı emildiği ortam olan atmosferinkinden daha düşüktür sıcaklığı ise çok daha yüksektir. Silindire giriş sırasında gazlar emme kanalı, emme supabı ve silindir cidarı gibi motor elemanlarıyla temasta bulunur. Bu elemanlar motorda gerçekleşen

yanma sebebiyle sıcağırlar ve bu sebeple emilen dolgunun yoğunluğu ( $\delta_1$ ) atmosfer şartlarında bulunan aynı gazın yoğunluğundan ( $\delta_2$ ) daha küçüktür. Emme strokunun sonunda silindirde oluşın şartlardaki dolgu ağırlığını aynı hacmi işgal eden atmosfer şartlarındaki dolgunun ağırlığına oranına volumetrik verim denir ve  $\eta_v = \frac{\delta_1}{\delta_2}$  olarak ifade edilir. Emme strokunun sonundaki dolgunun durumu motor hızına ve yük durumuna bağlı olduğundan volumetrik verim değişken bir karakteristiktir. Modern 4 zamanlı motorlarda yapılan hesaplamalarda ortalama volumetrik verim 0,80-0,85 olarak alınabilir.

### 3.3.2. Volumetrik verimi etkileyen büyüklükler:

1. Emme sonu silindir basıncı büyüdükçe yani emme süresince olan aerodinamik kayıplar azaldıkça volumetrik verim artmaktadır. Emme sonu basıncı silindir kafası konstrüksiyonuna bağlı olarak motor dönme sayısının karesi ile azalır. Çünkü aynı supap açık kalma alanı için gaz hızı dönme hızıyla, basınç kaybı da hızın karesi ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Şekil 3.6'da da görüldüğü gibi düşük dönme sayılarında emme havasının ataletinin düşük olması dolayısıyla yüksek dönme sayılarında ise kısılma kayıplarının artması sebebiyle volumetrik verim azalmaktadır.

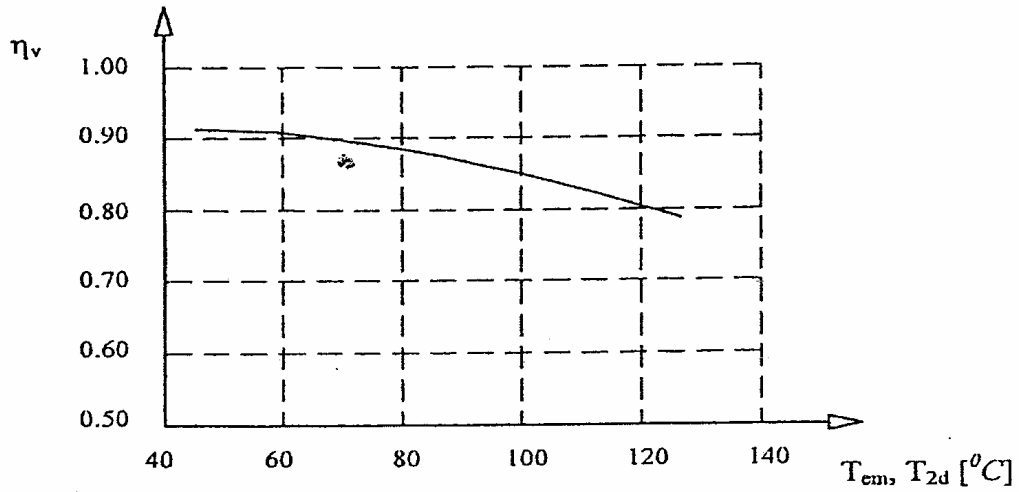


Şekil 3.6 Devir Sayısının Volumetrik Verime Etkisi

2. Egzoz sürecinde meydana gelen aerodinamik kayıplar motor dönme sayısının karesi ile artmaktadır. Aerodinamik kayıpların artması sonucu

artık gazların basıncı artar. Bu, silindire daha az taze dolgunun girmesine dolayısıyla volumetrik verimin düşmesine sebep olur.

3. Egzoz sonu sıcaklığı arttıkça volumetrik verim azalır. Bunun sebebi, artan sıcaklık ile birlikte emilen dolgunun yoğunluğunun artması ve dolayısıyla içeri daha az dolgu alınabilmesidir.
4. Emme sonu sıcaklığı azaldıkça volumetrik verim artmaktadır. Bunun sebebi, emme sürecinde alınan dolgunun düşük sıcaklıkta daha az yer kaplaması ve daha çok dolgunun emilebilmesine olanak sağlamasıdır. Şekil 3.7' de emme havası sıcaklığının volumetrik verime etkisi gösterilmiştir.

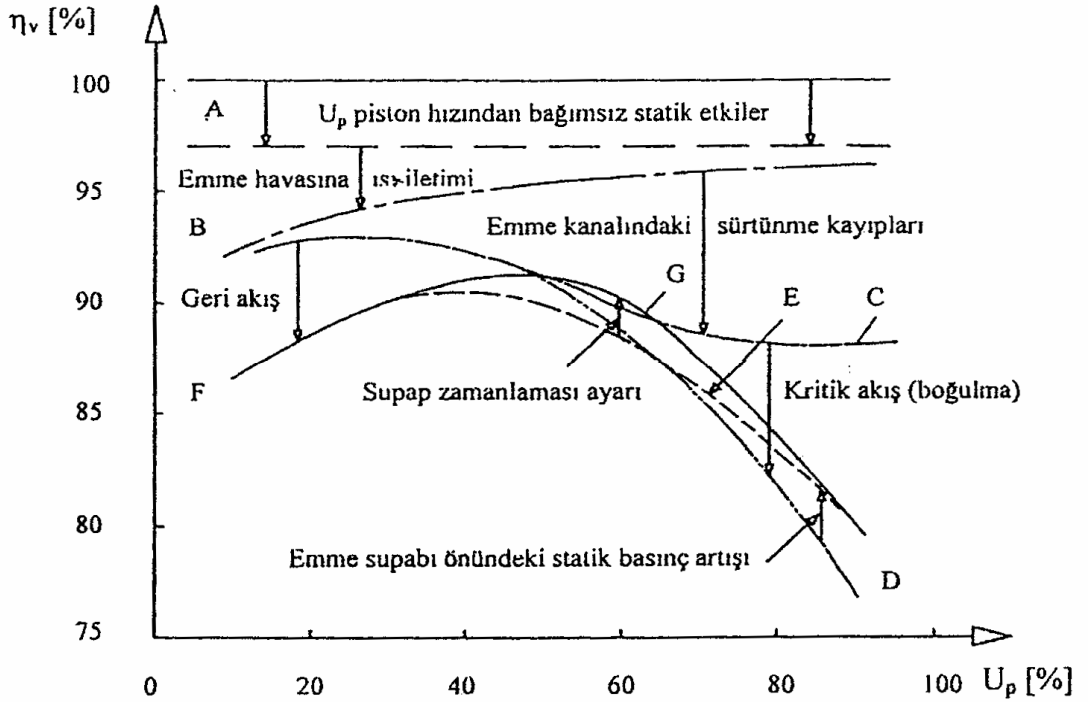


**Şekil 3.7** Emme Havası Sıcaklığının Volumetrik Verime Etkisi

5. Sıkıştırma oranının artışının volumetrik verim üzerinde pozitif ve negatif etkileri bulunmaktadır. Pozitif etkisi; sıkıştırma basıncının artışıyla birlikte artık gazların azalması dolayısıyla emme sürecinde daha fazla dolgu alınabilmesidir. Negatif etkisi ise artan sıkıştırma oranı ile birlikte ortalama sıcaklıkların artması, bunun da dolgunun yoğunluğunun arttırması yani daha az dolgu alınabilmesidir.

Şekil 3.8'de volumetrik verim üzerine etkiyen yukarıda belirtilen ve belirtilmeyen bütün parametrelerin toplam etkisi aynı diyagram üzerinde ortalama piston hızına bağlı olarak şematik olarak görülmektedir. Ortalama piston hızına bağlı olmayan statik etkiler volumetrik verimi %100 den A doğrusu seviyesine düşürmektedir. Emme havasının silindire akışı sırasında emme kanalından emme gazlarına olan ısı

iletimi nedeniyle  $\eta_v$  A doğrusu seviyesinden B eğrisi seviyesine inmektedir. Bu düşüş özellikle alçak motor dönme sayılarında silindirdeki artık gaz miktarının artması sonucu emme havasının daha fazla ısınması nedeniyle daha fazladır. Emme supabındaki ve kanalındaki sürtünme kayıplarının motor dönme sayısının karesiyle artması sonucu  $\eta_v$  eğrisi C eğrisi şeklini alır. Yüksek motor hızlarında, emme supabındaki akış hızının kritik akış hızını aşması sonucu  $\eta_v$  hızla düşmekte ve C eğrisi D eğrisine dönüşmektedir. Emme havasının statik basıncının artırılması amacıyla, emme supabının biraz daha geç kapanması durumunda, özellikle yüksek motor dönme sayılarında  $\eta_v$  artmakta ve E eğrisi şeklini almaktadır. Fakat düşük dönme sayılarından emme manifolduna doğru oluşan geri akış nedeniyle  $\eta_v$  azalmakta ve F eğrisi şeklini almaktadır. Sonuçta emme ve egzoz supaplarının açılma, kapanma ve birlikte açık kalma zamanlarının belirlenmesi sonucu  $\eta_v$  bir miktar daha artarak G eğrisi şeklinde ortalama piston hızına bağlı olarak değişmektedir.



Şekil 3.8 Volumetrik Verimin Ortalama Piston Hızıyla Değişimi

### 3.3.3. Volumetrik verimin güce etkisi

Volumetrik verim emme ve egzoz süreçlerinin etkenliğiyle alakalıdır. Bir motorun gücü direk olarak volumetrik verimiyle ilgilidir. volumetrik verimin artışı, bir çevrimde yakılan yakıt miktarının artışı, dolayısıyla bir çevrimde yapılan işin artışı demektir. Bu, şu şekilde de ifade edilebilir;

$$m_y = \frac{\eta_v V_h \rho_h}{HYO};$$
$$W = m_y \eta_e H_u; \quad (3.7)$$

Burada;

$m_y$  : Yakıt kütlesi

$V_h$  : Strok hacmi

$\rho_h$  : Havanın yoğunluğu

$\eta_e$  : Efektif verim

$H_u$  : Yakıtın alt ısı değeri

$HYO$  : Hava – yakıt oranı ve  $W_\zeta$  : İş' dir.

Bu yüzden bu tip motorlarda volumetrik verim iş çevrimi parametrelerini etkileyen ana faktör olarak sayılmaktadır.

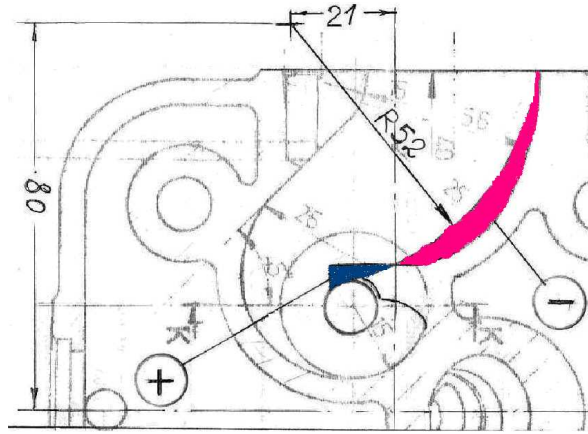
### 3.3.4. 3 LD 510 Motorda volumetrik verimi artırmak için yapılan çalışmalar

Volumetrik verimi artırmak için deneysel olarak aşağıdaki geliştirmelerin yapılması öngörülmüştür:

- 1) Silindir kafası emme portu geometrisinin optimum hale getirilmesi,
- 2) Emme ve egzoz kam profilleri arası açının (Supap bindirme açısının) güncelleştirilmesi,
- 3) Emme mani foldu ve egzoz susturucusunun ataletli akış baskısı yapmak için yeniden tasarlanması ve şekillendirilmesi,

Yukarıda sayılan maddelerden, emme ve egzoz profilleri açıları güncelleştirilmesi için çalışmalar yapılmıştır. Fakat yapılan hesaplar sonucunda elde edilen kam profilleri ANTOR fabrikasında bulunan kam profil tezgahında imalatı gerçekleştirilemediği için kam profillerinin volumetrik verime ve motor performansına etkisi incelenememiştir. Yeni tezgah alımından sonra bu proje

üzerinde çalışmalar devam edilecektir. Proje esnasında zamanın kısıtlı olması sebebiyle de sadece silindir kafasının emme portu geometrisi optimum hale getirilerek, volumetrik verimin artışına gidilebilmiştir. Böylelikle havanın akışını kolaylaştıracak olan daha kavisli ve pürüzsüz bir emme portu tasarımı yapılmıştır. Silindir kafasının emme manifoldu geometrisi iyileştirilerek volumetrik verimin, standart motorda  $\eta_v = 0.85$  olan değeri aşağıda tasarımı gösterilen şekli ile volumetrik verimi  $\eta_v = 0.87$  düzeylerine çıkartılmıştır.



**Şekil 3.9** Volumetrik Verimi Artıracak Olan Silindir Kafası Emme Portunun Kesiti

Yukarıda gösterilen 3 LD 510 Motorun silindir kafasının emme kanalı maçasında yapılması gereken değişimler aşağıda gösterilmiştir.

+ ile işaretli mavi boyalı kısımlar maçaya eklenecek alanları göstermektedir.

- ile işaretli pembe boyalı kısımlar ise maçadan çıkarılacak alanları göstermektedir.





**Şekil 3.10** Std. ve yeni emme portu maçaları (soldaki std.-sağdaki yeni)

Kesit resmi yukarıda Şekil 3.9’da verilen emme portunun Şekil 3.10’da imal edilmiş hali görülmektedir. Şekilden de çok rahat anlaşılacağı gibi emme portu daha kavisli ve pürüzsüz hale getirilerek, hava akışını kolaylaştırmıştır.



**Şekil 3.11** Volumetrik Verimi Artıran Silindir Kafasının İmal Edilmiş Hali

Yukarıda yapılan değişiklikler sonucu emme portunun volumetrik verimi artırdığı sadece deneysel çalışma ile kaydedilmiştir. Elimizde hesaplamalı akış dinamiği (CFD) programları olmadığı için bulgular matematiksel olarak doğrulanamamıştır.

#### 4. HESAPLANAN PARAMETRELER

Aşağıda tablo 4.1’de termodinamik hesabı yapılmış olan Antor 3LD 510’un teknik özellikleri verilmiştir

**Tablo 4.1** ANTOR 3LD 510 Dizel Motorunun Teknik Özellikleri

Parametreler	Sembol	Değer	Birim
Silindir Sayısı	i	1	
Efektif Güç	Ne	10.43	[BG]
Nominal Devir Sayısı	n	3000	[d/dak]
Sıkıştırma Oranı	$\epsilon$	17.5	
Hava Fazlalık Katsayısı	$\lambda$	1.51	
Volumetrik Verim	$\eta_v$	0.85	
Piston Stroku	S	90	[mm]
Piston Çapı	D	85	[mm]
Ortalama Piston Hızı	Wp	9	[m/s]

##### 4.1. Yakıt

Dizel motorlarda termodinamik değerler bulunurken, hesap kolaylığından dolayı kullanılan yakıt miktarı 1 kg olarak kabul edilir. Dizel motorlarda kullanılan yakıtlar hidrokarbon karışımlarından oluşan yakıtlardır. Sıvı yakıtlar için dizel yakıtının kütleli olarak içeriği %87 C, %12.6 H ve %0.04 O şeklindedir. Yakıtın ısı değeri hesaplanacak olursa; (kükürt ve su buharı miktarı 0 olarak alınmıştır.)

$$H_u = [33.91C + 125.6H - 10.89(O - S) - 2.51(9H + W)] \cdot 10^3 \text{ [kJ/kg]} \quad (4.1)$$

$$H_u = \{(33.91)(0.870) + (125.6)(0.126) - (10.89)(0.04 - 0) - 2.51[9 \cdot (0.126) + 0]\} \cdot 10^3$$

$$H_u = 42045 \text{ kJ / kg} = 42.045 \text{ MJ / kg} \text{ bulunur.}$$

## 4.2. İş Gazı

### 4.2.1. Hava Miktarı

Teorik olarak 1 kg yakıtın yanabilmesi için gereken hava miktarı;

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (4.2)$$

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \left( \frac{0.870}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.004}{32} \right)$$

$$L_0 = 0.494 \text{ kmol hava/kg yakıt}$$

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \left( 8 \frac{C}{3} + 8H - O \right)$$

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \left( 8 \cdot \frac{0.870}{3} + 8 \cdot (0.126) - (0.04) \right)$$

$$l_0 = 14.295 \text{ kg hava/kg yakıt şeklindedir.}$$

Buradan yakıtın molar kütlesi;

$$\mu_o = \frac{l_o}{L_o} \quad (4.3)$$

$$\mu_o = \frac{14.295}{0.494} = 28.94 \text{ kg/kmol olarak bulunur.}$$

Hava fazlalık katsayısı  $\lambda = 1.51$  olarak seçilmiştir. Buna göre silindire alınan taze hava miktarı;

$$L = L_0 \cdot \lambda \quad (4.4)$$

$$L = (0.494) \cdot (1.51) = 0.746 \text{ kmol hava/kg yakıt}$$

$$l = l_0 \cdot \lambda \quad (4.5)$$

$$l = (14.295) \cdot (1.51) = 21.586 \text{ kg hava/kg yakıt}$$

#### 4.2.2. Yanma Sonu Ürünlerinin Bileşim Miktarı

Stokiyometrik yakıt-hava karışımının ( $\lambda = 1$ ) tam yanma ürünleri: karbon dioksit  $\text{CO}_2$ , su buharı  $\text{H}_2\text{O}$  ve azot  $\text{N}_2$  bileşimleridir. Fakir yakıt-hava karışımı ( $\lambda > 1$ ) kullanıldığında yukarıda sıralananların yanı sıra oksijen  $\text{O}_2$  de vardır. Buna göre sıvı yakıtın yanma ürün miktarı;

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} \quad (4.6)$$

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.208(\lambda - 1)L_0 + 0.792\lambda L_0 \quad (4.7)$$

$$M_2 = \frac{0.870}{12} + \frac{0.126}{2} + 0.208(1.51 - 1)(0.494) + (0.792)(1.51)(0.494)$$

$$M_2 = 0.779 \text{ kmol ürün/ kg yakıt}$$

#### 4.2.3. Taze Dolgu Miktarı

Silindir içerisine alınan birim taze dolgu 1 kg yakıt ve bu yakıtı yakmak için gereken havadan oluşmaktadır.

$$m_1 = 1 + l \quad (4.8)$$

$$m_1 = 1 + 21.585 = 22.586 \text{ kg dolgu/kg yakıt}$$

$$M_1 = \frac{1}{m_y} + L \quad (4.9)$$

(Burada  $m_y$  yakıtın molar kütesidir. Dizel yakıtı için  $m_y = 180 \text{ kg / kmol}$  'dür.)

$$M_1 = \frac{1}{180} + 0.746 = 0.751 \text{ kmol dolgu/kg yakıt}$$

#### 4.2.4. Moleküler Değişim Katsayısı

Yanma sırasında bağıl hacim değişimi; yanma ürünleri mol miktarının, yakıt-hava karışımı mol miktarı oranına eşit olan, yakıt-hava karışımının kimyasal moleküler değişim katsayısı  $\mu_0$  büyüklüğü ile tanımlanır.

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} \text{ veya } \lambda > 1 \text{ için } \mu_0 = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{m_y}}{\lambda L_o + \frac{1}{m_y}}, \text{ dir.}$$

$$\mu_0 = 1 + \frac{\frac{0.126}{4} + \frac{0.04}{32} - \frac{1}{180}}{(1.51)(0.494) + \frac{1}{180}} = 1.036 \text{ olarak bulunur.}$$

### 4.3. Çevre Parametreleri

Aşırı doldurma olmadığında normal atmosfer basınç ve sıcaklığı çevre parametreleri olarak kabul edilirler.

$$T_0 = 293^0 K \text{ ve } P_0 = 0.1MPa, \text{ dir.}$$

Taze dolgu yoğunluğu ( $\rho_0$ );

$$\rho_0 = \frac{P_0 * 10^6}{287 * T_0} \quad (4.10)$$

$$\rho_0 = \frac{0.1 * 10^6}{287 * 293} = 1.19 kg / m^3$$

### 4.4. Artık Gaz Parametreleri

Dizel motorlarda artık gaz basıncı  $P_r = (1.05 - 1.25)P_0$ , artık gaz sıcaklığı

$T_r = 600...900^0 K$  sınırları arasında olmaktadır.

$P_r = 0.115MPa$ ,  $T_r = 820^0 K$  olarak kullanılacaktır.

#### 4.4.1. Artık Gazlar Katsayısı

$$\gamma_r = \frac{P_r(T_0 + \Delta T)}{T_r(\epsilon P_a - P_r)} \quad (4.11)$$

$$\gamma_r = \frac{(0.115) * (293 + 20)}{830 * [(17.5) * (0.086) - 0.115]} = 0.032$$

#### 4.4.2. Gerçek Moleküler Değişim Katsayısı

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \text{ ve } M_r = \gamma_r M_1$$

Burada  $M_r$  egzoz sürecinde atılamayan gaz miktarıdır.

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{M_1(\mu_0 + \gamma_r)}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{1.036 + 0.031}{1 + 0.031} = 1.035 \text{ olarak bulunur.}$$

#### 4.5. Mevcut Motor için Termodinamik Çevrim

##### 4.5.1. Emme Süreci:

Volumetrik verim  $\eta_v = 0.85$  kabul edilerek emme sonu basıncı; (sıkıştırma oranı  $\varepsilon = 17.5$ )

$$P_a = \frac{(T_0 + \Delta T)(\varepsilon - 1)P_0\eta_v + P_r T_0}{\varepsilon T_0} \quad (4.12)$$

Burada  $\Delta T$  taze dolgunun emme süresince motorun sıcak çeperlerinden aldığı ek ısıdan kaynaklanan sıcaklık artışıdır. Dizel motorlar için bu değer aşırı doldurma olmadığı durumda  $\Delta T = 10...40^\circ K$  aralığındadır. Burada  $\Delta T = 20^\circ K$  olarak kabul edilmiştir.

$$P_a = \frac{(293 + 20)(17.5 - 1) * 0.1 * 0.85 + (0.115) * 293}{17.5 * 293} = 0.086 \text{ MPa olarak bulunur.}$$

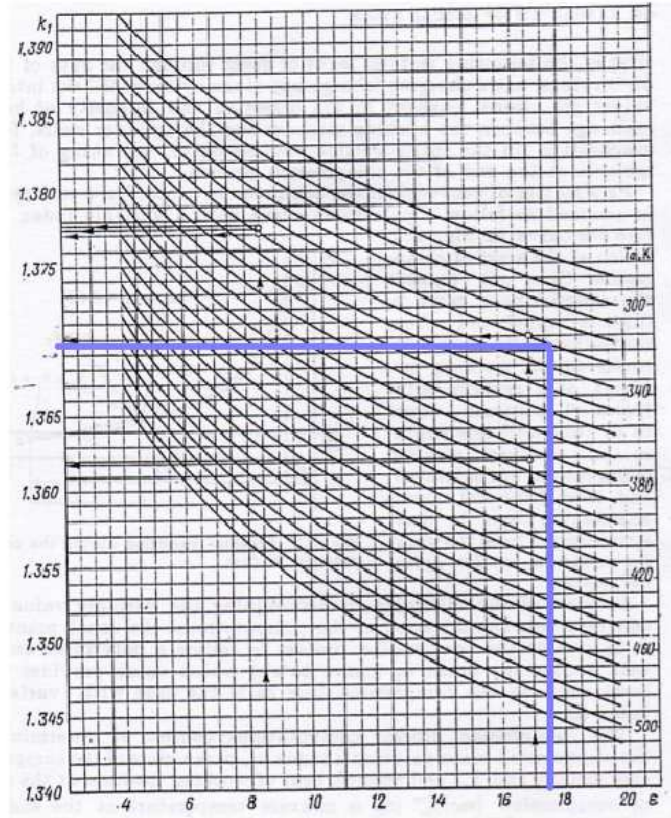
Emme sonu iş gazı sıcaklığı ise;

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (4.13)$$

$$T_a = \frac{293 + 20 + (0.029 * 830)}{1 + 0.029} = 328.7 \approx 329^\circ K \text{ dir.}$$

##### 4.5.2. Sıkıştırma Süreci:

Sıkıştırma adyabat üssü ( $k_1$ ), sıkıştırma oranı ( $\varepsilon = 17.5$ ) ve emme sonu iş gazı sıcaklığı ( $T_a = 329^\circ K$ ) için nomograftan (Şekil 7.1) okunur. ( $k_1 = 1.37$ ). Sıkıştırma politrop üssü ( $n_1$ ) adyabat üssüne eşit alınır. ( $n_1 = k_1$ )



**Şekil 4.1** Sıkıştırma Adyabat Üssü  $k_1$  için Nomograf

Sıkıştırma sonu basıncı ve sıcaklığı;

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (4.14)$$

$$P_c = (0.086) * (17.5)^{1.37} = 4.32 \text{ MPa}$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = 329 * (17.5)^{0.37} = 948^\circ \text{ K olarak bulunur.}$$

Yakıt-hava karışımının ortalama molar özgül ısısı;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20.6 + 2.638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c \quad (4.15)$$

$$t_c = T_c - 273 = 948 - 273 = 675^\circ \text{ C}$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20.6 + 2.638 \cdot 10^{-3} * 675 = 22.38 \text{ kJ / kmol deg}$$

**Tablo 4.2 Yanma Sonu Ürünlerinin Ortalama Molar Isıl Kapasitesi**

Temperatür $t_c$ , °C	Mean molar heat capacity of combustion products, kJ/(kmole deg), of diesel fuel at $\alpha$											
	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6
0	22.184	22.061	21.958	21.870	21.794	21.728	21.670	21.572	21.493	21.428	21.374	21.328
100	22.545	22.398	22.275	22.169	22.078	21.999	21.929	21.812	21.717	21.640	21.574	21.519
200	22.908	22.742	22.602	22.482	22.379	22.289	22.210	22.077	21.970	21.882	21.808	21.745
300	23.324	23.142	22.989	22.858	22.745	22.647	22.560	22.415	22.300	22.202	22.121	22.052
400	23.750	23.554	23.390	23.249	23.128	23.022	22.930	22.774	22.648	22.544	22.457	22.384
500	24.192	23.985	23.811	23.662	23.533	23.421	23.322	23.157	23.023	22.914	22.822	22.743
600	24.631	24.413	24.229	24.072	23.937	23.819	23.716	23.541	23.401	23.285	23.188	23.106
700	25.069	24.840	24.648	24.484	24.342	24.218	24.109	23.927	23.780	23.659	23.557	23.471
800	25.490	25.251	25.050	24.879	24.731	24.602	24.488	24.298	24.144	24.018	23.912	23.822
900	25.896	25.648	25.439	25.261	25.107	24.973	24.855	24.657	24.487	24.366	24.256	24.162
1000	26.278	26.021	25.804	25.620	25.460	25.321	25.199	24.993	24.828	24.692	24.578	24.481
1100	26.641	26.375	26.151	25.960	25.795	25.652	25.525	25.313	25.142	25.001	24.883	24.783
1200	26.987	26.713	26.482	26.286	26.116	25.967	25.837	25.618	25.442	25.296	25.175	25.071
1300	27.311	27.029	26.792	26.589	26.415	26.262	26.128	25.903	25.722	25.572	25.447	25.341
1400	27.618	27.328	27.085	26.877	26.698	26.541	26.404	26.173	25.986	25.833	25.705	25.596
1500	27.907	27.610	27.361	27.148	26.965	26.805	26.664	26.427	26.237	26.080	25.948	25.836
1600	28.175	27.873	27.618	27.400	27.212	27.049	26.905	26.663	26.468	26.308	26.173	26.059
1700	28.432	28.123	27.863	27.641	27.449	27.282	27.135	26.888	26.690	26.526	26.389	26.272
1800	28.669	28.354	28.089	27.863	27.668	27.497	27.348	27.096	26.894	26.727	26.587	26.469
1900	28.895	28.575	28.305	28.076	27.877	27.704	27.552	27.296	27.090	26.921	26.781	26.658
2000	29.107	28.782	28.508	28.275	28.073	27.898	27.743	27.483	27.274	27.102	26.958	26.835
2100	29.310	28.980	28.703	28.466	28.262	28.083	27.926	27.663	27.451	27.276	27.130	27.005
2200	29.503	29.169	28.888	28.648	28.441	28.260	28.101	27.834	27.619	27.442	27.294	27.168
2300	29.680	29.342	29.057	28.815	28.605	28.422	28.261	27.991	27.774	27.595	27.444	27.317
2400	29.851	29.510	29.222	28.976	28.764	28.580	28.417	28.144	27.924	27.743	27.591	27.462
2500	30.011	29.666	29.375	29.127	28.913	28.726	28.562	28.286	28.064	27.881	27.728	27.598
2600	30.164	29.816	29.523	29.272	29.056	28.868	28.702	28.424	28.199	28.015	27.860	27.729
2700	30.311	29.960	29.664	29.412	29.194	29.004	28.837	28.557	28.331	28.144	27.988	27.856
2800	30.451	30.097	29.799	29.546	29.326	29.135	28.966	28.684	28.456	28.269	28.111	27.978

Artık gazların ortalama molar özgül ısısı; Hava fazlalık katsayısı  $\lambda = 1.51$  ve sıkıştırma sonu sıcaklığı  $t_c = 675^\circ C$  için Tablo 4.2'den yapılan interpolasyon ile;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 24.12 \text{ kJ} / \text{kmol deg} \text{ olarak hesaplanır.}$$

İş gazının(yakıt+hava+artık gaz karışımı) ortalama molar özgül ısısı;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[ (mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (mc_v)_{t_0}^{t_c} \right] \quad (4.16)$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0.029} \left[ 22.38 + (0.029) * (24.11) \right] = 22.43 \text{ kJ} / \text{kmol deg} \text{ 'dır.}$$

### 4.5.3. Yanma Süreci

İş gazının ısı değeri;

$$H_{wm} = \frac{H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} \quad (4.17)$$

$$H_{wm} = \frac{42045}{0.752 * (1 + 0.029)} = 54250 \text{ kJ} / \text{kmol}$$

Yanma ürünlerinin sabit hacimdeki ortalama molar özgül ısısı;



$$(mc_v)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \left[ M_{CO_2} (mc_{vCO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} (mc_{vH_2O})_{t_0}^{t_z} + M_{O_2} (mc_{vO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (mc_{vN_2})_{t_0}^{t_z} \right] \quad (4.18)$$

$$M_{CO_2} = 0.0725$$

$$M_{H_2O} = 0.063$$

$$M_{O_2} = 0.0416$$

$$M_{N_2} = 0.5544$$

$$(mc_{vCO_2})_{t_0}^{t_z} = 39.123 + 0.003349 \cdot t_z$$

$$(mc_{vH_2O})_{t_0}^{t_z} = 26.67 + 0.004438 \cdot t_z$$

$$(mc_{vO_2})_{t_0}^{t_z} = 23.723 + 0.00155 \cdot t_z$$

$$(mc_{vN_2})_{t_0}^{t_z} = 21.951 + 0.001457 \cdot t_z$$

Buradan;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{0.767} \left[ 0.0725 * (39.123 + 0.003349 * t_z) + 0.063 * (26.67 + 0.004438 * t_z) + 0.0416 * (23.723 + 0.00155 * t_z) + 0.5544 * (21.951 + 0.001457 * t_z) \right]$$

$$= 23.042 + 0.00182 * t_z$$

olarak bulunur.

Yanma ürünlerinin sabit basınçtaki ortalama molar özgül ısısı ise;

$$(mc_p)_{t_0}^{t_z} = (mc_v)_{t_0}^{t_z} + 8.315$$

$$(mc_p)_{t_0}^{t_z} = 31.357 + 0.00182 * t_z, \text{ dir.}$$

Dizel motorların sabit hacimdeki basınç artış oranı  $\alpha = 1.8 \dots 2.2$  aralığındadır.

Burada  $\alpha = 1.8$  alınacaktır.

Isı kullanım katsayısı ise  $\xi_Z = 0.70 \dots 0.88$  aralığında değişmektedir. Burada

$\xi_Z = 0.80$  kullanılacaktır.

$$\xi_Z H_{wm} + \left[ (mc_v)_{t_0}^{t_c} + 8.315\alpha \right] \cdot t_c + 2270(\alpha - \mu) = \mu (mc_p)_{t_0}^{t_c} \cdot t_z \quad (4.19)$$

$$0.80 * 54250 + [22.43 + 8.315 * 1.8] * 675 + 2270 * (1.8 - 1.035) = 1.035 * (31.357 + 0.00182 * t_z) * t_z$$

2. derece denklem çözüldüğünde  $t_z = 1968^\circ C$  olarak bulunur. ( $T_z = 2241^\circ K$ )

Sabit basınçta hacim artışı ise;

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\alpha T_c} \quad (4.20)$$

$$\rho = \frac{1.035 * 2241}{1.8 * 948} = 1.36$$

Maksimum yanma basıncı;

$$P_z = \alpha P_c \quad (4.21)$$

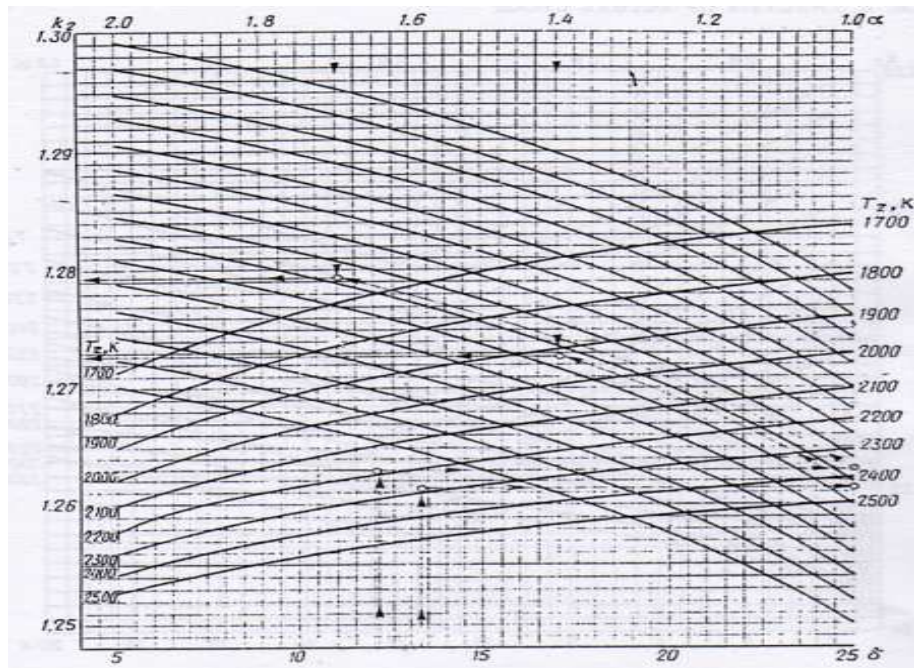
$$P_z = 1.8 * 4.32 = 7.78 MPa \text{ 'dır.}$$

#### 4.5.4. Genişleme Süreci

Genişleme oranı;

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (4.22)$$

$$\delta = \frac{17.5}{1.36} = 12.87$$



**Şekil 4.2** Genişleme Adyabat Üssü  $k_2$  için Nomograf

$\delta = 12.87$ ,  $T_z = 2241^\circ K$  ve  $\lambda = 1.51$  için nomograftan (Şekil 4.2) okunan adyabat üssü  $k_2 = 1.28$  dır. Politropik üs  $n_2$  'nin değeri  $k_2$  adyabatik üssüne göre aşağıdaki şekilde kabul edilir:

$$n_2 = k_2 - (0.01 \dots 0.02)$$

Buna göre  $n_2 = 1.27$  alınır.

Genişleme sonu basıncı;

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad (4.23)$$

$$P_b = \frac{7.78}{(12.87)^{1.27}} = 0.303 MPa$$

Genişleme sonu sıcaklığı ise;

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (4.24)$$

$$T_b = \frac{2241}{(12.87)^{1.27-1}} = 1124^\circ K \text{ bulunur.}$$

#### 4.5.5. Artık gaz sıcaklığı kontrolü

Bu süreçte artık gazların sabit basınçta ( $P_r$  artık gaz basıncı ve  $T_r$  artık gaz sıcaklığı) dışarı atıldığı kabul edilir. Hesapların başlangıcında  $T_r = 600 \dots 900^\circ K$  aralığından  $T_r = 830^\circ K$  olarak seçilmişti. Bu değer, hesaplar sonucunda elde edilen  $T_r$  değeri ile karşılaştırılacaktır.

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} \quad (4.25)$$

$$T_r = \frac{1124}{\sqrt[3]{\frac{0.303}{0.115}}} = 814^\circ K$$

$$\Delta = \frac{T_{r1} - T_r}{T_r} * 100 \rightarrow \Delta = \frac{820 - 814}{814} * 100 = \%0.76$$

Hata %5'ten küçük olduğundan kabul edilebilir seviyededir.

#### 4.5.6. İndike Parametreleri

##### 4.5.6.1. Ortalama İndike Basınç

Ortalama indike basıncın teorik değeri;

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[ \alpha(\rho - 1) + \frac{\alpha\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right) \right] \quad (4.26)$$

$$P_i' = \frac{4.32}{17.5 - 1} \left[ 1.8(1.35 - 1) + \frac{1.8 * 1.35}{1.27 - 1} \left(1 - \frac{1}{12.99^{1.27 - 1}}\right) - \frac{1}{1.37 - 1} \left(1 - \frac{1}{17.5^{1.37 - 1}}\right) \right] = 0.890 MPa$$

Emme ve egzoz süresince pompalama kayıplarının ortalama basıncı;

$$\Delta P_i = P_r - P_a \quad (4.27)$$

$$\Delta P_i = 0.115 - 0.086 = 0.029 MPa$$

Gerçek indike basınç;

$$P_i = \nu P_i' - \Delta P_i.$$

Burada  $\nu$ , teorik çevrimin geçiş noktalarında yuvarlatarak gerçek çevrime yaklaştırmak için kullanılan yuvarlatma katsayısıdır. (Dizel motorlarda  $\nu = 0.92 \dots 0.95$ )

Buna göre;  $P_i = 0.95 * 0.890 - 0.029 = 0.816 MPa$  olarak bulunur.

##### 4.5.6.2. İndike Güç

Strok Hacmi;

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi(0.085)^2}{4} \cdot (0.090) = 5.1 \cdot 10^{-4} m^3 = 0.51l \quad (4.28)$$

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30\tau} \quad (4.29)$$

Burada  $i$  silindir sayısı,  $n$  devir sayısı,  $\tau$  ise çevrim zaman sayısıdır. (4 zamanlı motorlar için  $\tau = 4$  tür.)

$$N_i = \frac{0.816 * 0.51 * 1 * 3000}{30 * 4} = 10.41kW = 14.16BG \text{ bulunur.}$$

#### 4.5.6.3. İndike Verim

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot \ell_o \cdot \lambda}{H_u \cdot \rho_o \cdot \eta_V} \quad (4.30)$$

$$\eta_i = \frac{0.816 * 14.295 * 1.51}{42.045 * 1.19 * 0.85} = 0.42$$

#### 4.5.6.4. İndike Özgül Yakıt Tüketimi

$$b_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \quad (4.31)$$

$$b_i = \frac{3600}{42.045 * 0.42} = 206g / kWh = 151g / BGh$$

#### 4.5.7. Efektif Parametreler

##### 4.5.7.1. Ortalama Efektif Basınç

$$P_e = P_i - P_m \quad (4.32)$$

Burada  $P_m$  mekanik (sürtünme ve yardımcı mekanizmalara giden) ve pompalama kayıpları içeren ortalama mekanik basınçtır.

$$P_m = 0.089 + 0.0118 \cdot W_p \quad (W_p \text{ ortalama piston hızıdır.}) \quad (4.33)$$

$$P_m = 0.089 + (0.0118) \cdot (9) = 0.195MPa$$

$$P_e = 0.816 - 0.195 = 0.621MPa$$

##### 4.5.7.2. Efektif Güç

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}$$

$$N_e = \frac{0.621 * 0.51 * 1 * 3000}{30 * 4} = 7.92kW = 10.77BG \quad (4.34)$$

#### 4.5.7.3. Döndürme Momenti

$$M_e = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} * \frac{N_e}{n} = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} * \frac{7.92}{3000} = 25.21 Nm \quad (4.35)$$

#### 4.5.7.4. Mekanik Verim

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{0.608}{0.803} = 0.76 \quad (4.36)$$

#### 4.5.7.5. Efektif Verim

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (4.37)$$

$$\eta_e = 0.76 * 0.42 = 0.32$$

#### 4.5.7.6. Efektif Özgül Yakıt Tüketimi

$$b_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \cdot 10^3 \quad (4.38)$$

$$b_e = \frac{3600}{42045 * 0.32} \cdot 10^3 = 271 g / kWh = 199 g / BGh$$

#### 4.5.7.7. Saatteki Yakıt Tüketimi

$$G_y = N_e \cdot b_e \cdot 10^{-3} \quad (4.39)$$

$$G_y = 7.92 * 271 \cdot 10^{-3} = 2.15 kg / h$$

### 4.6. Modernize Edilen Motor için Termodinamik Çevrim

#### 4.6.1. Artık gaz ve çevre parametreleri;

$$T_r = 850^\circ K$$

$$P_r = 0.118 MPa$$

$$T_0 = 298^\circ K$$

$$P_0 = 0.1 MPa \text{ olarak kabul edilmiştir.}$$

#### 4.6.2. Emme Süreci:

Motorumuzun emme portu maçası geometrisinde yapılmış değişiklik ile emme ve egzoz portlarının duvar yüzeylerinin taşlama işlemiyle pürüzsüz hale getirilmesi sayesinde volumetrik verim ( $\eta_v$ ) 0.85'ten 0.87'e çıkmıştır. Böylelikle her iki portun formu da daha akıcı hale getirilmiştir. Bunlar dışında motorun performansına ve is emisyonuna etki eden etmenler motorun yan elemanlarında veya genel ayarlarında yapılmıştır. Sıkıştırma oranında herhangi bir değişikliğe gidilmemiş ve  $\varepsilon = 17.5$  kalarak hesaplara dahil edilmiştir. Bu bilgiler ışığında emme sonu basıncı;

$P_a = \frac{(T_0 + \Delta T)(\varepsilon - 1)P_0\eta_v + P_r T_0}{\varepsilon T_0}$  formülünden; (burada  $\Delta T = 20^0 K$  olarak kabul edilmiştir.)

$$P_a = \frac{(298 + 20)(17.5 - 1) * 0.1 * 0.87 + (0.118) * 298}{17.5 * 298} = 0.088 MPa \text{ olarak bulunur.}$$

##### 4.6.2.1. Artık Gazlar Katsayısı

$$\gamma_r = \frac{P_r(T_0 + \Delta T)}{T_r(\varepsilon P_a - P_r)}$$

$$\gamma_r = \frac{(0.118) * (298 + 20)}{850 * [(17.5) * (0.088) - 0.118]} = 0.031$$

##### 4.6.2.2. Gerçek Moleküler Değişim Katsayısı

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \text{ ve } M_r = \gamma_r M_1$$

Burada  $M_r$  egzoz sürecinde atılamayan gaz miktarıdır.

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{M_1(\mu_0 + \gamma_r)}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{1.036 + 0.031}{1 + 0.031} = 1.035 \text{ olarak bulunur.}$$

Emme sonu iş gazı sıcaklığı ise;

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_a = \frac{298 + 20 + (0.031 * 850)}{1 + 0.031} = 334^0 K \text{ dir.}$$

#### 4.6.3. Sıkıştırma Süreci:

Sıkıştırma adyabat üssü ( $k_1$ ), sıkıştırma oranı ( $\varepsilon = 17.5$ ) ve emme sonu iş gazı sıcaklığı ( $T_a = 334^\circ K$ ) için Şekil 4.1'de bulunan nomograftan okunur. ( $k_1 = 1.37$ ). Sıkıştırma politrop üssü ( $n_1$ ) adyabat üssüne eşit alınır. ( $n_1 = k_1$ )

Sıkıştırma sonu basıncı ve sıcaklığı;

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

$$P_c = (0.088) * (17.5)^{1.37} = 4.42 MPa$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = 334 * (17.5)^{0.37} = 963^\circ K \text{ olarak bulunur.}$$

Yakıt-hava karışımının ortalama molar özgül ısısı;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20.6 + 2.638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c$$

$$t_c = T_c - 273 = 963 - 273 = 690^\circ C$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20.6 + 2.638 \cdot 10^{-3} * 690 = 22.42 kJ / kmol \text{ deg}$$

Artık gazların ortalama molar özgül ısısı;

Hava fazlalık katsayısı  $\lambda = 1.51$  ve sıkıştırma sonu sıcaklığı  $t_c = 690^\circ C$  için Tablo 4.2'den yapılan interpolasyon ile;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 24.18 kJ / kmol \text{ deg olarak hesaplanır.}$$

İş gazının (yakıt+hava+artık gaz karışımı) ortalama molar özgül ısısı;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[ (mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (mc_v)_{t_0}^{t_c} \right]$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0.031} [22.48 + (0.031) * (24.15)] = 22.47 kJ / kmol \text{ deg 'dır.}$$

#### 4.6.4. Yanma Süreci

İş gazının ısı değeri;

$$H_{wm} = \frac{H_u}{M_1(1 + \gamma_r)}$$



$$H_{wm} = \frac{42045}{0.751 * (1 + 0.031)} = 54260 \text{ kJ / kmol}$$

Yanma ürünlerinin sabit hacimdeki ortalama molar özgül ısısı;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \left[ M_{CO_2} (mc_{vCO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} (mc_{vH_2O})_{t_0}^{t_z} + M_{O_2} (mc_{vO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (mc_{vN_2})_{t_0}^{t_z} \right]$$

$$M_{CO_2} = 0.0725$$

$$M_{H_2O} = 0.063$$

$$M_{O_2} = 0.0416$$

$$M_{N_2} = 0.5544$$

$$(mc_{vCO_2})_{t_0}^{t_z} = 39.123 + 0.003349 \cdot t_z$$

$$(mc_{vH_2O})_{t_0}^{t_z} = 26.67 + 0.004438 \cdot t_z$$

$$(mc_{vO_2})_{t_0}^{t_z} = 23.723 + 0.00155 \cdot t_z$$

$$(mc_{vN_2})_{t_0}^{t_z} = 21.951 + 0.001457 \cdot t_z$$

Buradan;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{0.767} \left[ 0.0725 * (39.123 + 0.003349 * t_z) + 0.063 * (26.67 + 0.004438 * t_z) + 0.0416 * (23.723 + 0.00155 * t_z) + 0.5544 * (21.951 + 0.001457 * t_z) \right] \text{ olarak}$$

$$= 23.042 + 0.00182 * t_z$$

bulunur.

Yanma ürünlerinin sabit basınçtaki ortalama molar özgül ısısı ise;

$$(mc_p)_{t_0}^{t_z} = (mc_v)_{t_0}^{t_z} + 8.315$$

$$(mc_p)_{t_0}^{t_z} = 31.357 + 0.00182 * t_z \text{ 'dir.}$$

Dizel motorların sabit hacimdeki basınç artış oranı  $\alpha = 1.8 \dots 2.2$  aralığındadır. Burada standart motora göre geliştirilmiş motorun basınç artış oranının daha iyi olduğu öngörüsü ile  $\alpha = 2.0$  alınacaktır. Modernize edilen motordaki yeni yanma odası (MR-1 50°) tasarımının ısı kullanımını iyileştireceğini de göz önünde bulundurularak  $\xi_Z = 0.84$  olarak alınacaktır.

$$\xi_z H_{wm} + \left[ (mc_v)_{t_o}^{t_c} + 8.315\alpha \right] \cdot t_c + 2270(\alpha - \mu) = \mu (mc_p)_{t_o}^{t_c} \cdot t_z$$

$$0.84 * 54260 + [22.47 + 8.315 * 2.0] * 690 + 2270 * (1.8 - 1.035) =$$

$$1.035 * (31.357 + 0.00182 * t_z) * t_z$$

2.derece denklem çözüldüğünde  $t_z = 2079^\circ C$  olarak bulunur. ( $T_z = 2352^\circ K$ )

Sabit basınçta hacim artışı ise;

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\alpha T_c}$$

$$\rho = \frac{1.035 * 2352}{2.0 * 960} = 1.26$$

Maksimum yanma basıncı;

$$P_z = \alpha P_c \quad P_z = 2.0 * 4.42 = 8.83 MPa \text{ 'dır.}$$

#### 4.6.5. Genişleme Süreci

Genişleme oranı;

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = \frac{17.5}{1.26} = 13.85$$

$\delta = 13.85$ ,  $T_z = 2352^\circ K$  ve  $\lambda = 1.51$  için Şekil 4.2' de bulunan nomograftan okunan adyabat üssü  $k_2 = 1.28$ dir. Politropik üs  $n_2$  'nin değeri  $k_2$  adyabatik üssüne göre aşağıdaki şekilde kabul edilir:

$$n_2 = k_2 - (0.01 \dots 0.02)$$

Buna göre  $n_2 = 1.27$  alınır.

Genişleme sonu basıncı;

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = \frac{8.83}{(13.85)^{1.27}} = 0.314 MPa$$

Genişleme sonu sıcaklığı ise;

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_b = \frac{2352}{(13.85)^{1.27-1}} = 1157^\circ K \text{ bulunur.}$$

#### 4.6.6. Artık gaz sıcaklığı kontrolü

Bu süreçte artık gazların sabit basınçta ( $P_r$  artık gaz basıncı ve  $T_r$  artık gaz sıcaklığı) dışarı atıldığı kabul edilir. Hesapların başlangıcında  $T_r = 600...900^\circ K$  aralığından  $T_r = 850^\circ K$  olarak seçilmişti. Bu değer, hesaplar sonucunda elde edilen  $T_r$  değeri ile karşılaştırılacaktır.

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}}$$

$$T_r = \frac{1157}{\sqrt[3]{\frac{0.314}{0.118}}} = 835^\circ K$$

$$\Delta = \frac{T_{r1} - T_r}{T_r} * 100 \rightarrow \Delta = \frac{850 - 835}{835} * 100 = \% 1.8$$

Hata %5'ten küçük olduğundan kabul edilebilir seviyededir.

#### 4.6.7. İndike Parametreleri

##### 4.6.7.1. Ortalama İndike Basıncı

Ortalama indike basıncın teorik değeri;

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[ \alpha(\rho - 1) + \frac{\alpha\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right) \right]$$

$$P_i' = \frac{4.42}{17.5 - 1} \left[ 2.0(1.37 - 1) + \frac{2.0 * 1.26}{1.27 - 1} \left(1 - \frac{1}{13.85^{1.27-1}}\right) - \frac{1}{1.37 - 1} \left(1 - \frac{1}{17.5^{1.37-1}}\right) \right] = 0.942 MPa$$

Emme ve egzoz süresince pompalama kayıplarının ortalama basıncı;

$$\Delta P_i = P_r - P_a$$

$$\Delta P_i = 0.118 - 0.088 = 0.030 MPa$$

Gerçek indike basınç;

$$P_i = vP_i' - \Delta P_i.$$

Burada  $v$ , teorik çevrimin geçiş noktalarında yuvarlatarak gerçek çevrime yaklaştırmak için kullanılan yuvarlatma katsayısıdır.(Dizel motorlarda  $v = 0.92...0.95$ ) Buna göre;

$$P_i = 0.95 * 0.942 - 0.030 = 0.864MPa \text{ olarak bulunur.}$$

#### 4.6.7.2. İndike Güç

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30\tau}$$

$$N_i = \frac{0.864 * 0.51 * 1 * 3000}{30 * 4} = 11.02kW = 14.99BG \text{ bulunur.}$$

#### 4.6.7.3. İndike Verim

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot \ell_o \cdot \lambda}{H_u \cdot \rho_o \cdot \eta_V}$$

$$\eta_i = \frac{0.864 * 14.295 * 1.51}{42.045 * 1.19 * 0.87} = 0.44$$

#### 4.6.7.4. İndike Özgül Yakıt Tüketimi

$$b_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}$$

$$b_i = \frac{3600}{42.045 * 0.44} = 196g / kWh = 144g / BGh$$

#### 4.6.8. Efektif Parametreler

##### 4.6.8.1. Ortalama Efektif Basınç

$$P_e = P_i - P_m$$

Burada  $P_m$  mekanik (sürtünme ve yardımcı mekanizmalara giden) ve pompalama kayıpları içeren ortalama mekanik basınçtır.

$$P_m = 0.089 + 0.0118 \cdot W_p \text{ (} W_p \text{ ortalama piston hızıdır.)}$$

$$P_m = 0.089 + (0.0118) \cdot (9) = 0.195 \text{MPa}$$

$$P_e = 0.864 - 0.195 = 0.669 \text{MPa}$$

#### 4.6.8.2. Efektif Güç

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}$$

$$N_e = \frac{0.669 \cdot 0.51 \cdot 1 \cdot 3000}{30 \cdot 4} = 8.55 \text{kW} = 11.61 \text{BG}$$

#### 4.6.8.3. Döndürme Momenti

$$M_e = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} \cdot \frac{8.55}{3000} = 27.16 \text{Nm}$$

#### 4.6.8.4. Mekanik Verim

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{0.669}{0.864} = 0.77$$

#### 4.6.8.5. Efektif Verim

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i$$

$$\eta_e = 0.77 \cdot 0.44 = 0.34$$

#### 4.6.8.6. Efektif Özgül Yakıt Tüketimi

$$b_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} \cdot 10^3$$

$$b_e = \frac{3600}{42045 \cdot 0.34} \cdot 10^3 = 253 \text{g} / \text{kWh} = 186 \text{g} / \text{BGh}$$

#### 4.6.8.7. Saatteki Yakıt Tüketimi

$$G_y = N_e \cdot b_e \cdot 10^{-3}$$

$$G_y = 8.55 \cdot 253 \cdot 10^{-3} = 2.16 \text{kg} / \text{h}$$

Mevcut motor ve modernize edilen motor için teknik veriler aşağıda verilmiştir.  
(Tablo 4.3)

**Tablo 4.3** Mevcut Motor ve Modernize Edilen Motorun Karşılaştırılması

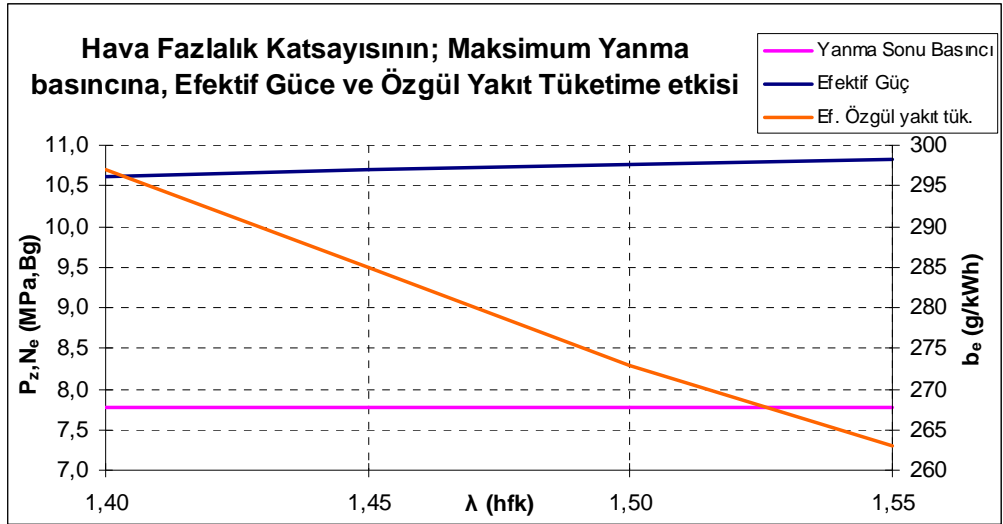
	Birim	Mevcut Motor (Deneysel)	Mevcut Motor (Teorik)	Modernize Edilen Motor (Deneysel)	Modernize Edilen Motor (Teorik)	% Değişim (deneysel)
Devir Sayısı	[d/dak]	3000	3000	3000	3000	-
Efektif Güç	[BG]	10.43	10.77	11.43	11.61	%9.6
Döndürme Momenti	[Nm]	24.77	25.21	27.03	27.16	%9.1
Efektif Özgül Yakıt Tüketimi	[g/BGh]	282.7	271.0	258.0	253.0	%-8.8
Ortalama İndike basınç	[MPa]	0.797	0.816	0.854	0.864	%7.2
Ortalama Efektif basınç	[MPa]	0.602	0.621	0.659	0.669	%9.5
Mekanik Verim		0.76	0.76	0.77	0.77	%1.3
Efektif Verim		0.30	0.32	0.33	0.34	%10.0
İndike Verim		0.40	0.41	0.43	0.44	%7.5
Volumetrik Verim		0.85	0.85	0.87	0.87	%2.4
Hava Fazlalık Katsayısı		1.51	1.51	1.51	1.51	-
Sıkıştırma Oranı		17.5	17.5	17.5	17.5	-

Yukarıdaki tablodan da anlaşıldığı gibi teorik ve deneysel veriler birbiri ile çok yakın çıkmaktadır. Buradan yapılan kabullerin ve alınan sabitlerin, gerçek çevrim ile örtüştüğü anlaşılmaktadır.

#### **4.7. Volumetrik Verimin ve Hava Fazlalık Katsayısının Motor Parametrelerine Etkisinin İncelenmesi**

##### **4.7.1. Hava fazlalık katsayısının etkisi**

Volumetrik verim  $\eta_v = 0.85$  'de sabit tutularak, hava fazlalık katsayısının değişiminin; maksimum yanma basıncına, efektif güce ve efektif özgül yakıt tüketimine etkisi incelenmiştir.

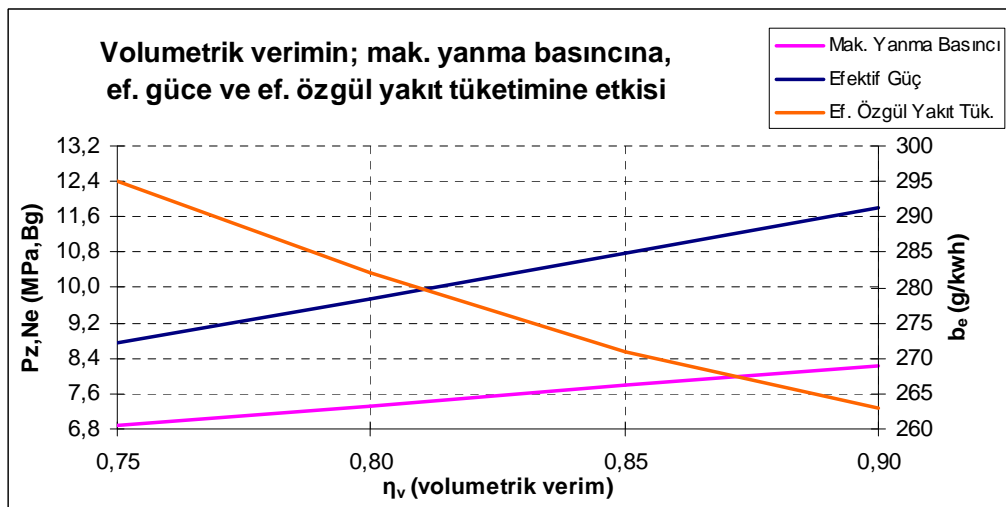


**Şekil 4.3** Hava Fazlalık Katsayısının Motor Parametrelerine Etkisi

Şekilden 4.3' de görüleceği gibi hava fazlalık katsayısının artışı ile maksimum yanma basıncının değişmediği, efektif özgül yakıt tüketiminin hızla düştüğü bunun aksine ise efektif gücün az da olsa arttığı görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının artışı doğrudan ortamda bulunan O<sub>2</sub> yoğunluğunu da artırdığı için yanma verimli olmakta ve aynı güç ihtiyacı için gerekli yakıt miktarı azalmakta dolayısıyla özgül yakıt tüketimi de düşmektedir.

#### 4.7.2. Volumetrik Verimin Etkisi

Hava fazlalık katsayısı  $\lambda=1,51$ 'de sabit tutularak, volumetrik verimin değişiminin; maksimum yanma basıncına, efektif güce ve efektif özgül yakıt tüketimine etkisi incelenmiştir.



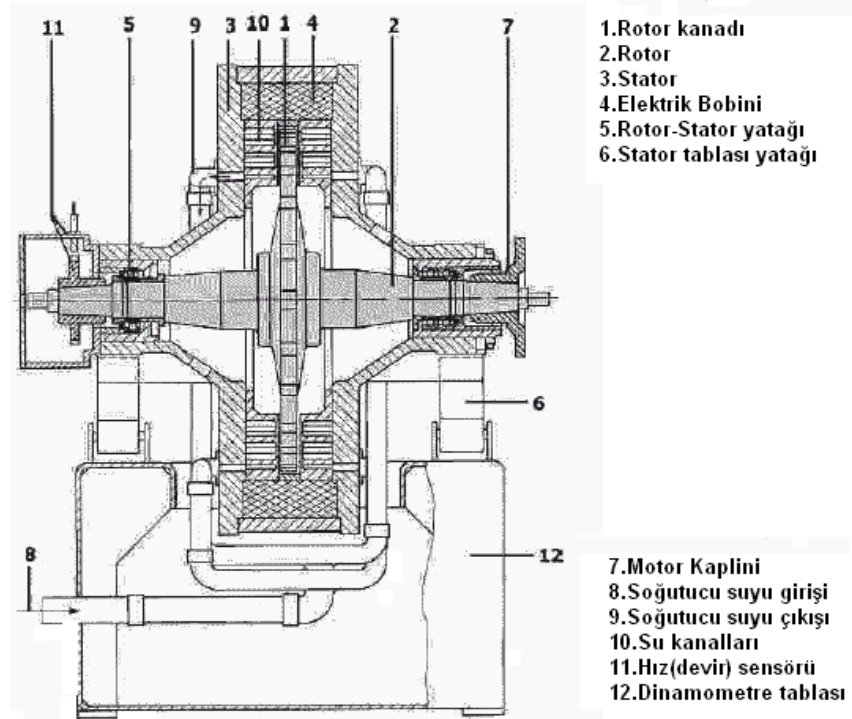
**Şekil 4.4** Volumetrik Verimin Motor Parametrelerine Etkisi

Şekil 4.4' den anlaşılacağı gibi, volumetrik verimin artması ile efektif güçte lineer şekilde artmaktadır. Bunun aksine ise efektif özgül yakıt tüketimi azalmakta ve maksimum yanma basıncında ise az da olsa bir yükselme vardır. Buradan şu sonuç çıkmaktadır: volumetrik verimin artışı ile yanma düzene girmiş ve verimi artmıştır.



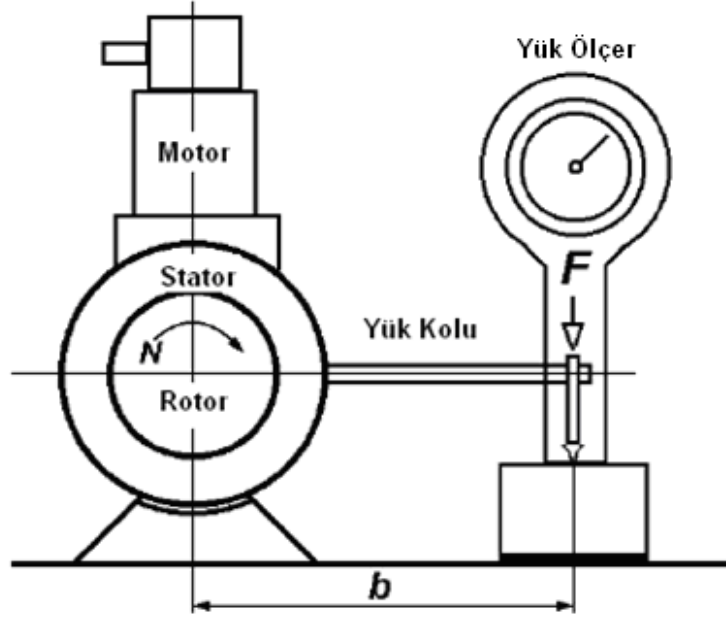
## 5. KULLANILAN MOTOR-DİNAMOMETRE DENEY DÜZENEĞİ, TEST CİHAZLARI VE OLANAKLARI

İçten yanmalı motor testleri çoğunlukla motor dinamometresinde gerçekleştirilir. Test motoru, test yatağına veya zemine monte edilir ve motorun krank mili çıkışı dinamometrenin rotoruna bağlanır. ANTOR' da motor testleri volan tarafında bulunan ilk hareket mekanizmasına bağlanan dişli ve kaplin grubu ile dinamometrenin rotoruna bağlanarak yapılmaktadır. Şekil 5.1' de kullanılan elektromanyetik motor freni temsili olarak elemanları ile beraber görülmektedir.



Şekil 5.1 Eddy Akım Dinamometresi

Düşük sürtünmeye sahip yataklar tarafından desteklenen rotor, statora elektromanyetik, hidrolik veya mekaniksel sürtünme ile bağlanabilir. Stator, rotorun dönüşüyle dengelenir. Rotorun dönüşüyle statora uygulanan tork, ağırlıklarla, yaylarla ve pnömatik ile dengelenerek yük kolu üzerinden ölçülür. Şekil 5.2 dinamometrelerin çalışma prensibini göstermektedir.



Şekil 5.2 Dinamometrenin Çalışma Prensibi

### 5.1. Deneylerin Amacı:

- 1) Motorun efektif momentini ( $M_e$ ), ortalama efektif basıncını ( $P_e$ ), efektif gücünü ( $N_e$ ) ve özgül yakıt tüketim ( $b_e$ ) karakterlerini tam ve kısmi yükte belirlemektir.
- 2) Tam ve kısmi yük hallerinde motorun volumetrik verimini ( $\eta_v$ ) ve hava fazlalık katsayısını ( $\lambda$ ) tayin etmektir.

### 5.2. Deney Süresince Ölçülmesi Gereken Parametreler

Deney süresince direkt olarak ölçülen parametreler aşağıdaki gibidir:

- Motor hızı (Krank milinin devir sayısı;  $n$ , d/d),
- Kuvvet ( $F$ , kgf),
- Güç ( $P_e$ , BG),
- Yakıt tüketimi (miktar  $G$ , g ve süre  $\Delta t_{yak}$ , s),
- Hava Tüketimi ve hava emiş basınç düşüşü (miktar  $V_{hava}$ ,  $m^3$ , süre  $\Delta t_{hava}$ , s ve  $\Delta H_{emme}$ , mmH<sub>2</sub>O),
- Oda (atmosfer) sıcaklığı, basıncı ve bağıl nemi ( $t_{oda}$  °C,  $p_{oda}$  kPa,  $nem_{oda}$ , %),
- Yağ sıcaklığı ve basıncı ( $t_{yağ}$ , °C,  $p_{yağ}$ , bar),
- Egzoz gaz sıcaklığı ve karşı direnci ( $t_{egz}$ , °C,  $\Delta H_{egz}$ , mmH<sub>2</sub>O),
- Egzoz gaz duman koyuluğu (k ve/veya Bosch),

Test süresince bu parametreler Motor Deney Formu'na kayıt edilir (bak Tablo A.1) ve hesaplanan parametrelerin belirlenmesinde kullanılır.

### **5.2.1. Yük ve Gücün Ölçümü**

Deneyle için kullandığımız motor, şekil 5.2' de görüleceği gibi Eddy-akımlı dinamometreye bağlanmıştır. Uygulanan yük ve motorun hızı, dinamometrenin direnci ve yakıt pompasının püskürtme hızı ile kontrol edilmiştir. Yakıt püskürtme hızı, yakıt pompasının uzaktan kumandası ile ayarlanmıştır. Dinamometrenin direnci ise elektromanyetik alan yoğunluğunun, dinamometre kontrol ünitesi üzerindeki düğmelerden ayarlanması ile elde edilmiş ve takip altına alınmıştır. Motorun gücü dinamometre üzerinde ısıya dönüşmektedir ve bu ısıda soğutma suyu ile uzaklaştırılmakta ve dinamometrenin aşırı ısınması engellenmektedir.

Motorun krank milindeki moment, dinamometreye bir kaplin grubu ile iletilmekte ve dinamometrenin kuvvet kolunda yük olarak gözükmektedir. Motor momentiyle orantılı olan yük "LOAD CELL" ile ölçülür.

Motor hızı ise motor dinamometresinin üzerine takılı halde olan takometre ile ölçülmüştür.

### **5.2.2. Yakıt Tüketiminin Ölçümü**

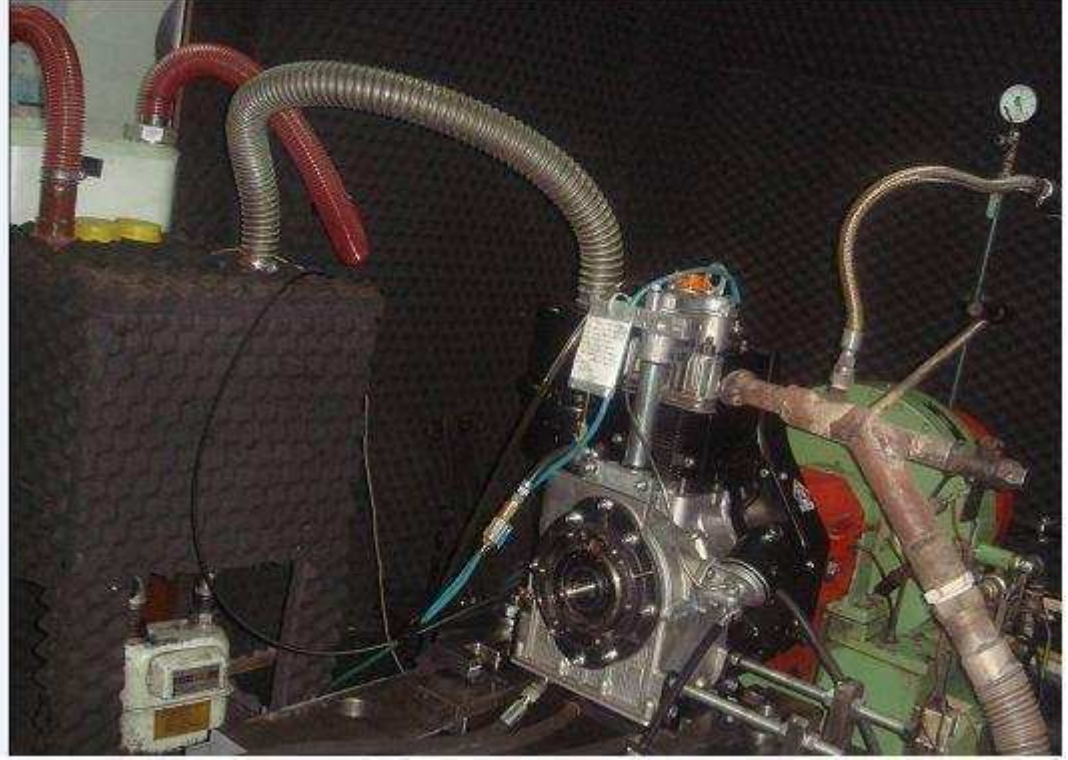
Kütlesel yakıt tüketimi; cam tüpün belirlenen ağırlık aralığında geçen zamanın kronometre kullanılarak ölçülmesi ile hesaplanmıştır. Kullandığımız test düzeneğinde, Şekil 5.3' de görüldüğü gibi terazi üzerindeki cam kavanozun dizel yakıt dolu iken maksimum ağırlığı 200 gr' dır. Motor çalışırken 200 gr dan başlayan ibre, yakıtın 150 gr' a düşmesiyle, kronometre otomatik olarak geçen zamanı saymaya başlar ve ibre 100 gr' ı gösterdiğinde durur. Bu şekilde 50 gr' lık yakıtın kaç saniyede tüketildiğini ekrandan gösterilir.



**Şekil 5.3** Kütlesel Yakıt Tüketimi Ölçümü

### **5.2.3. Hava Tüketiminin Ölçümü**

Hacimsel hava tüketimi, rotary tip akışmetre ile ölçülür. Akışmetre ile motorun emme mani foldu arasındaki yükselme tankı akışmetre içinde düzgün bir akış olmasını sağlar. Bunun gerekliliği şunun içindir: emme supabının hareketlerindeki değişimlerin getirdiği hava akış titreşimlerini önlemektir. Belirlenen hava hacminin alınmasındaki zamanın, kronometre ile belirlenmesi sayesinde hava tüketimi ölçülmüştür. Aşağıdaki Şekil 5.4' de kullanılan akışmetre ve yükselme tankı görülmektedir.



**Şekil 5.4 Hacimsel Hava Tüketimi Ölçümü**

#### **5.2.4. Emme Hava Sıcaklığının Ölçümü (Çevre Sıcaklığı)**

Basit bir termometre ile çevre hava sıcaklığı ölçülür.

#### **5.2.5. Egzoz Sıcaklığının Ölçümü**

Egzoz borusunun, egzoz manifolduna yakın bir yerine yerleştirilen termokupul ile egzoz sıcaklığı ölçülür.

#### **5.2.6. Emme ve Egzoz Basıncının Ölçümü**

Emme ve egzoz (geri) basınçlarının ölçümü basit sulu U manometreleri vasıtası ile yapılmıştır.

#### **5.2.7. Duman Koyuluğu (İs) Ölçümü**

Duman koyuluğu da Şekil 5.5’de görüldüğü gibi Bosch markalı duman koyuluğu ölçüm cihazı ile yapılmıştır. Bu cihazın kumandası da, ANTOR mekanik ve elektrik bakım teknikerleri ile pnömatik olarak uzaktan kontrol edilebilir hale getirilmiştir. Bu şekilde, cihazın is ölçümü ve kendisini temizlemesi tamamen otomatikleştirilmiştir.





**Şekil 5.5** Bosch Duman Koyuluğu Ölçüm Cihazı

#### **5.2.8. Yağ Basıncı ve Sıcaklığı Ölçümü**

Yağ basıncı ve sıcaklığı, yağ seviye çubuğunun olduğu deliğe bir tane basınç ve sıcaklık probunun yerleştirilmesi ile ölçülmüştür. Ayrıca yağ sıcaklığı daima kontrol altında ve 90°C de tutulmuştur. Yağ sıcaklığını, Şekil 5.6'da da görüldüğü üzere yağlı radyatör kullanarak sabit tutmak mümkün olmuştur.



**Şekil 5.6** Yağ Sıcaklığını Sabit Tutan Yağlı Radyatör

### 5.2.9. Yakıt Püskürtme Avansının Ölçümü

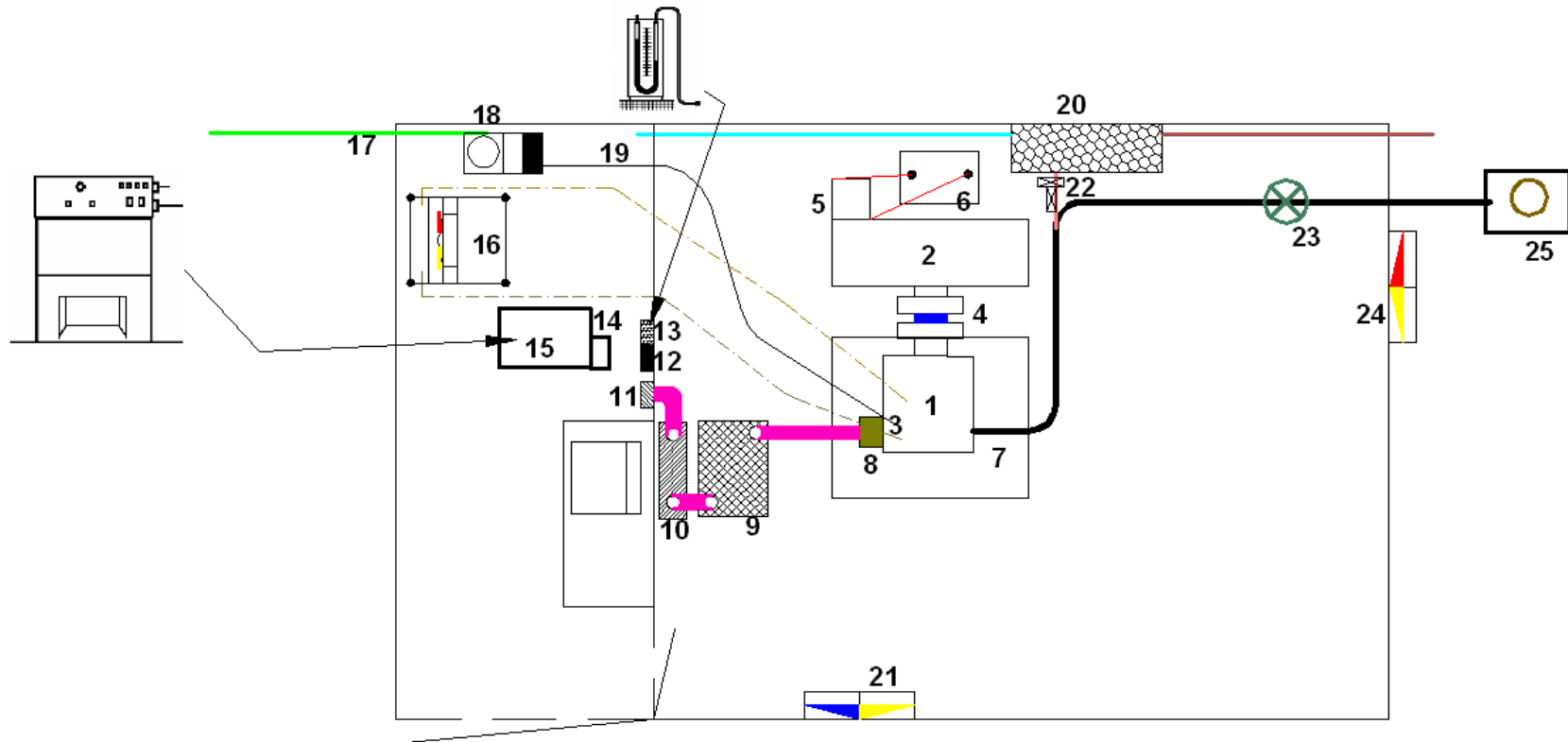
Püskürtme avansı Techno Test markalı bir avans tabancası vasıtasıyla ölçülmüştür. Avans tabancasının kablolarından iki tanesi aküye bağlanarak sonuçların dijital ekrandan okunması sağlanmıştır. Diğer bakır çatal uç ise aparatıyla yakıt emme borusuna monte edilmiştir. Böylelikle boruda oluşan basınç farklarının meydana getirdiği titreşimlerle avans ölçülmüştür.

Deney düzeneği ile ilgili Şekil 5.7’de de görüldüğü gibi aşağıdaki ek donanımlarda yapılmıştır:

- Deney odası havalandırması için iki tane fan konulmuştur. Bir tanesi içeri hava alırken diğeri ise kirli havayı dışarı atmak için kullanılmıştır.
- Kumanda odasının havalandırılması ve motora emilen hava sıcaklığının sabit tutulması için klima tesisatı yaptırılmıştır.
- Test esnasında yağ sıcaklığını  $t_{yağ}=90^{\circ}C$  civarında sabit tutması için özel bir soğutma sistemi eklenmiştir
- Deney süresince motor yüküne bağlı olarak püskürtülen yakıt miktarını ayarlayan ve sabitleyen kumanda (gaz) kolu test düzeneğinde ilave edilmiştir.

Ayrıca Şekil 5.8 ve 5.9’ da motor test kumanda odasının ve motor test düzeneğinin ve kullanılan laboratuvarın fotoğraflarına yer verilmiştir. Resimlerden görüldüğü gibi kumanda odası ile test düzeneği birbirinden bir kapı ve camla ayrılmıştır.

Dinamometrenin ayarlanması ve motorun gaz ayarı bir kol vasıtası ile kumanda odasından yapılarak, laboratuvarında çalışan görevlilerin emniyeti sağlanmaya çalışılmıştır. Ayrıca motor ile dinamometreyi birbirine bağlayan kaplin seti de bir muhafaza ile kontrol altına alınmıştır.



- |                  |                                      |                                       |                                |
|------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------|
| 1. Motor         | 9. Yükselme Tankı                    | 14. İst. ölçüm cihazı kumandası       | 21. Taze hava giriş fanı       |
| 2. Dinamometre   | 10. Gaz Sayacı                       | 15. Dinamometre kontrol ünitesi       | 22. Pnömatik egzoz gazı vanası |
| 3. Yakıt Pompası | 11. Hava girişi                      | 16. Yağlı radyatör                    | 23. Kelebek vana               |
| 4. Kaplin Grubu  | 12. Atmosfer basıncı ve nem ölçer    | 17. Yakıt giriş borusu                | 24. Kirli hava çıkış fanı      |
| 5. Marş Motoru   | 13. Emme ve egzoz basınç manometresi | 18. Yakıt ölçer (terazi)              | 25. Sustunucu                  |
| 6. Akü (batarya) |                                      | 19. Motor yakıt gidiş borusu          |                                |
| 7. Egzoz borusu  |                                      | 20. Duman koyuluğu (ist) ölçüm cihazı |                                |
| 8. Hava Filtresi |                                      |                                       |                                |

Şekil 5.7 Motor Deney Düzeneği ve Kumanda Odası





**Şekil 5.8** Motor Test Kumanda Odasının Görünüşü



**Şekil 5.9** Motor Test Düzeneği ve Laboratuvarının Görünüşü

### 5.2.10. Motor Deneylerinin Yapılışı

İlk önce bazı hazırlıkların yapılması gerekmektedir.

1. Mekanik, elektrik, yakıt, yağ, su ve hava bağlantılarında, sızıntı ve kaçakların olup olmadığı kontrol edilir.
2. Test motorunun yağ seviyesi kontrol edilir.
3. Dinamometre kontrol ünitesi, elektrik panosundan anahtarı kaldırılarak açık konuma getirilir.
4. Marş motorunun akü bağlantıları yapılır.
5. Motorun yakıt ve dinamometrenin su devreleri vanalarından açılır.
6. Motor çalıştırılır ve bir müddet boşa çalıştırdıktan sonra ANTOR' deki motor rodaj çizelgesine göre devir ve yükleri ayarlanır. Bu sırada da yağlı radyatör çalıştırılarak yağ sıcaklığı sabit tutulur.
7. Bu hazırlık ayakları yapıldıktan sonra motor ölçüm noktalarına (hız ve yük) ayarlamak için hazırdır. Burada dikkat edilecek husus; motorun yaklaşık 1 saat kadar çalıştırılıp, rejim haline getirilmesidir. Bu şartlarda motor 50 gr yakıtı 83 sn. yakıyor olmalıdır.

### 5.3. Deney Sonrası Hesaplanan Büyüklükler

Aşağıda ölçülen parametreler esasında hesaplanan parametrelerin formülleri verilmiştir:

- Güç düzeltme faktörü

$$f_a = \left( \frac{99}{P_{oda}} \right)^{0,65} * \left( \frac{t_{oda} + 273}{298} \right)^{0,5} \quad (5.1)$$

- Güç (düzeltilmiş)

$$P_e = P_e * f_a \quad \text{BG} \quad \text{ve} \quad P_e = P_e / 1,36 \quad \text{kW} \quad (5.2)$$

– Moment

$$M_d = \frac{30 * 1000 * P_e}{\pi * n} \text{ N}\cdot\text{m} \text{ ve } M_d = M_d * 9,81 \text{ kgf}\cdot\text{m} \quad (5.3)$$

– Saatteki yakıt tüketimi

$$G_{ykt} = \frac{3,6 * G}{\Delta t_{ykt}} \text{ kg/h} \quad (5.4)$$

– Efektif özgül yakıt tüketimi

$$b_e = \frac{1000 * G_{ykt}}{P_e} \text{ g/kWh (g/BGsaat)} \quad (5.5)$$

– Emilen havanın yoğunluğu

$$\rho_{hava} = \frac{1000 * p_o}{287 * (t_{oda} + 273)} \text{ kg/m}^3 \quad (5.6)$$

– Saatteki hava tüketimi

$$G_{hava} = \frac{3600 * V_{hava} * \rho_{hava}}{\Delta t_{hava}} \text{ kg/h} \quad (5.7)$$

– Volumetrik verim

$$\eta_v = \frac{10^6 * G_{hava}}{30 * n * \rho_{hava} * V_{strok}} \text{ (} V_{strok} = 510 \text{ cm}^3 \text{ motor strok hacmi)} \quad (5.8)$$

– Hava fazlalık katsayısı (HFK)

$$\lambda = \frac{G_{hava}}{\ell_o * G_{ykt}} \text{ (} \ell_o = 14,45 \text{ kg}_{\text{hava}}/\text{kg}_{\text{yakıt}} \text{ - teorik hava miktarı)} \quad (5.9)$$

– Ortalama efektif basınç

$$p_e = \frac{120 * P_e}{V_{strok} * n} \text{ MPa} \quad (5.10)$$

Burada,

$P_e$  - efektif güç, kW;  $n$  - motor hızı, d/d,  $V_{strok}$ : strok hacmi, dm<sup>3</sup>.

- Efektif verim

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u \cdot b_e} \quad (5.11)$$

Burada,

$H_u$ : dizel yakıtının alt ısıl değeri (Dizel yakıtı için  $H_u = 42,44$  MJ/kg;  $b_e$  - özgül yakıt tüketimi, g/kWh.

- Mekanik kayıpların ortalama basıncı

$$p_m = 0,089 + 0,0118 * \frac{n * S}{30} \text{ MPa (S=0,09 m - piston stroku)} \quad (5.12)$$

- Ortalama indike basınç

$$p_i = p_e + p_m \text{ MPa} \quad (5.13)$$

- Mekanik verim

$$\eta_m = p_e / p_i \quad (5.14)$$

- İndike verim

$$\eta_i = \eta_e / \eta_m \quad (5.15)$$

- İndike özgül yakıt tüketimi

$$b_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \text{ g/kWh} \quad (5.16)$$

Deney sonuç tablosunda (bak Tablo A.2) hem ölçülen hem de hesaplanan büyüklükler yer almaktadır.

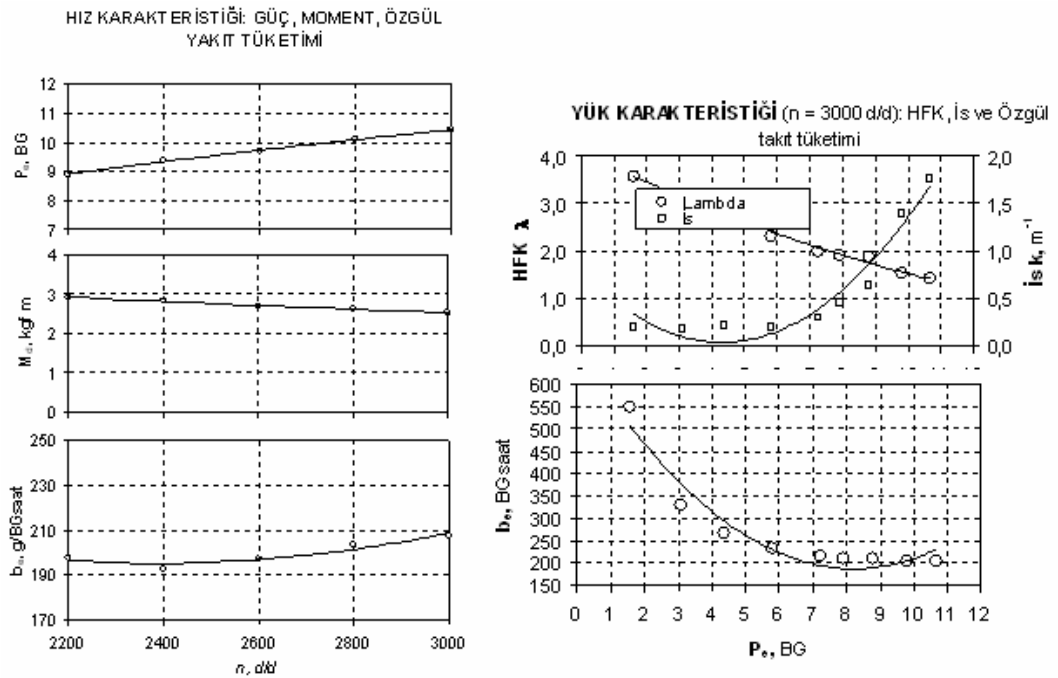
#### **5.4. Deney Sonuçlarıyla Motor Karakteristiklerinin Belirlenmesi**

Motor-Dinamometre test sonuçlarının analizini yapmak ve böylece yapılmış gelişmelerle motor parametrelerinin iyileşme seviyesini görebilmek için deney sonuçlarına dayanarak motorun bir takım karakteristiklerini belirlemek gerekmektedir. Bu karakteristiklerden en önemlisi yük ve hız karakteristikleridir.

Yük karakteristikleri motorun sabit bir hız rejiminde (genellikle maksimum güç ve moment değerlerine uygun gelen hız rejimlerinde:  $n_N$  ve  $n_M$  d/dak) motorun yükünü 0'la (rölanti) maksimum değerleri arasında %10-20 arasında değiştirmekle çıkarılır. Bu karakteristiklerle motorun yakıt püskürtme sisteminin optimum ayarları (yakıt pompasının maksimum debisi – “tam gaz” ayarı, yakıt püskürtme avans ayarı vb.), farklı yük rejimlerinde motorun verimli çalışıp çalışmaması ve egzoz gaz emisyon değerlerin seviyesi belirlenir.

Hız karakteristikleri yakıt debisi kontrolü kolunun sabit bir pozisyonunda motorun hız rejimini minimum değerinden maksimum değerini yaklaşık %10 aşmak 200-300 d/dak aralığı ile değiştirmekle çıkarılır ( $n=2200-3000$  d/dak). Yakıt debisi kolunun “tam gaz” pozisyonunda çıkarılmış hız karakteristiği ile motorun maksimum güç, moment ve minimum özgül yakıt tüketimi, başka bir deyişle motorun maksimum performans ve ekonomik değerlerini belirlenir. Bu karakteristiğe güç-moment karakteristiği olarak da adlandırılır.

Motor Deney sonuçlarına (tablo A.2) dayanarak motorun yük ve hız karakteristiklerini grafik şeklinde çizmek için “.exe” dosyasında bilgisayar yazılımı hazırlanmıştır. Bir örnek olarak şekil 5.10'da std. 3LD510 motorun güç-moment ve yük karakteristiği gösterilmiştir.



Şekil 5.10 Std. 3LD510 Motorun Hız ve Yük Karakteristiği

### **6. 3 LD 510 MOTORDA YAPILAN OPTİMİZASYON TESTLERİ**

Yukarıda verilen grafikte std. parçalar (std. piston ve silindir kafası) kullanılan 3LD 510 motorun performans değerleri ve özgül yakıt tüketim grafikleri bulunmaktadır. Bu testten sonra motorumuzun pistonu, hesaplarımızda bize optimum yanmayı sağlayacağını düşündüğümüz MR-1 40° lik piston ile değiştirilerek testlere devam edilmiştir.

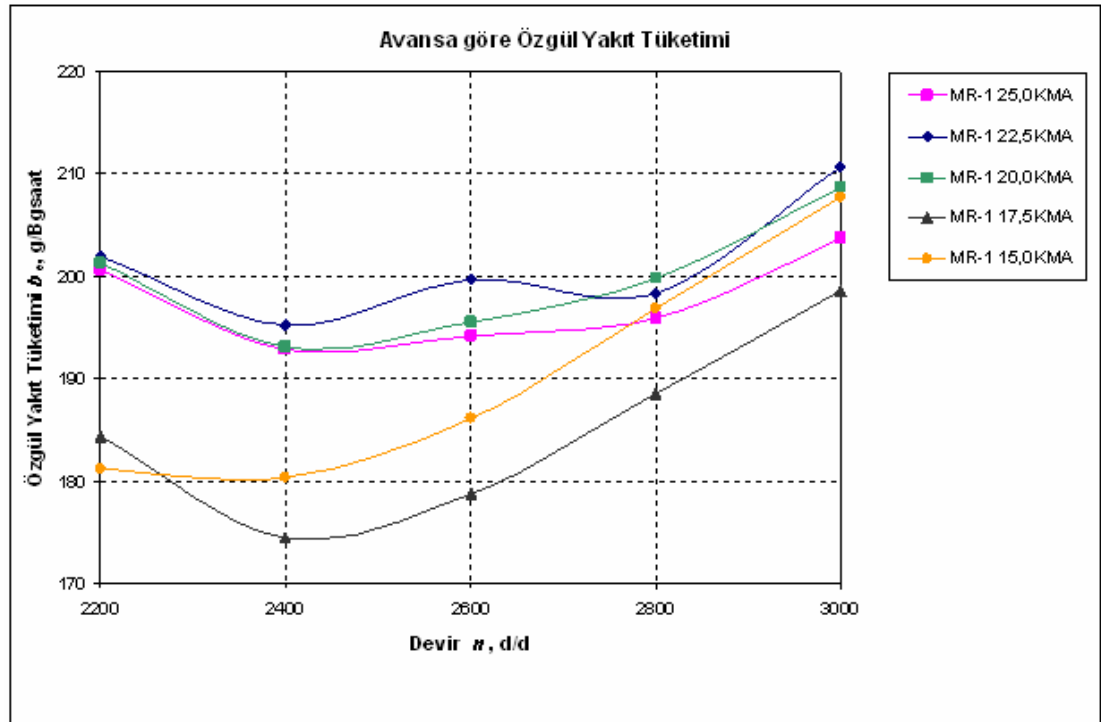
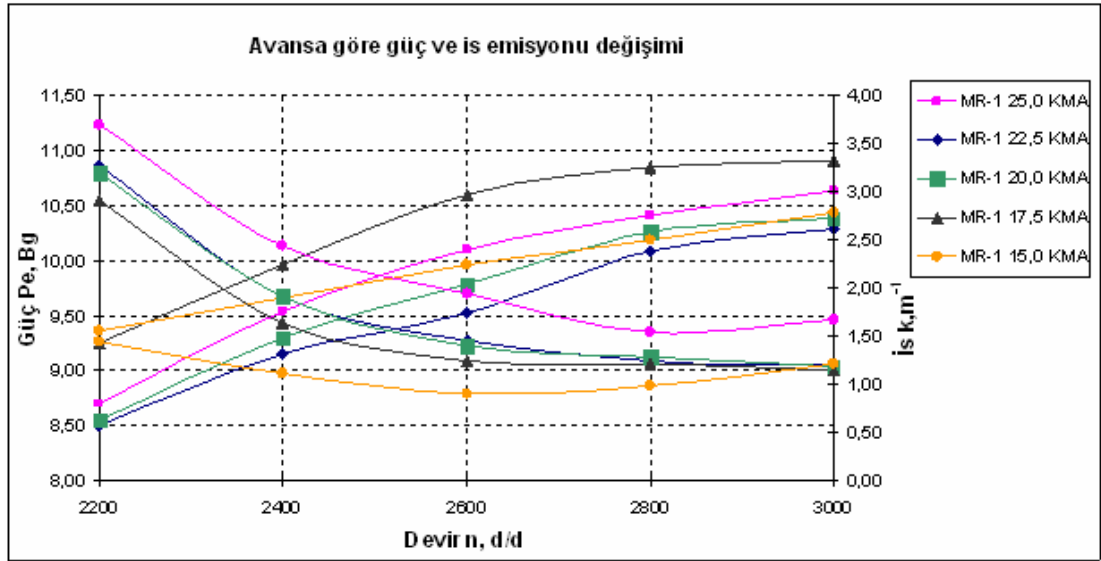
#### **6.1. MR-1 Yanma Odası Uygulama Çalışmaları**

MR-1 40° yanma odalı piston kullanımı ile aşağıda verilen optimizasyon testleri yapılmıştır.

- i. Yakıt püskürtme avansının etkisi,
- ii. Yakıt püskürtme basıncının etkisi,
- iii. Enjektör memesinin yanma odasına göre pozisyonunun etkisi,

##### **6.1.1. Yakıt Püskürtme Avansının Etkisinin İncelenmesi**

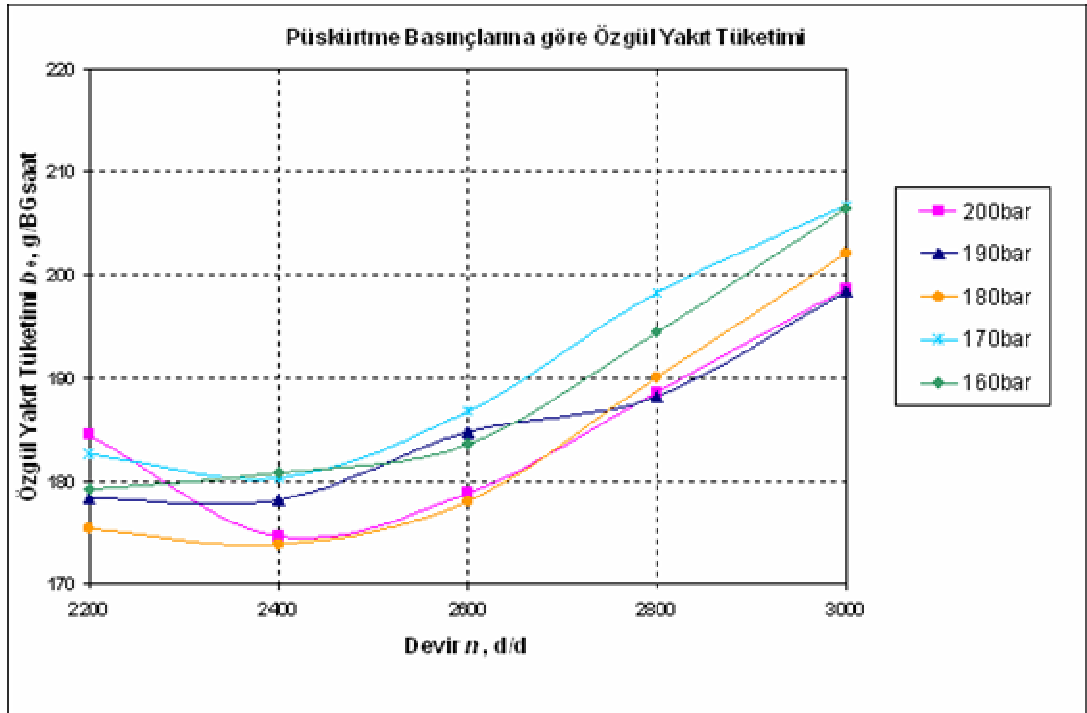
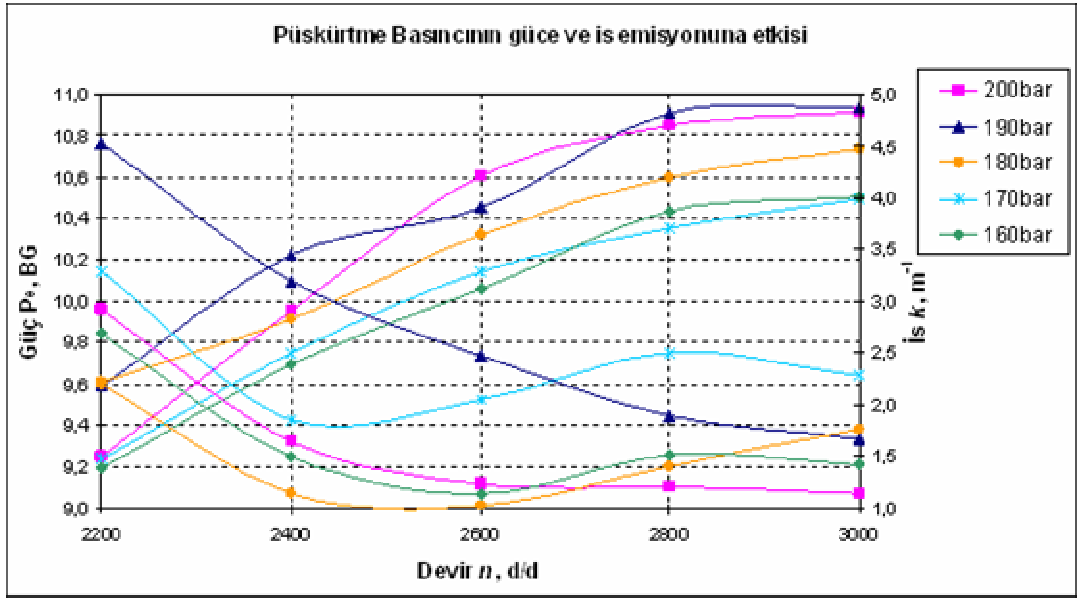
**Şekil 6.1'** de yakıt püskürtme avansı etkisinin karşılaştırması gösterilmiştir. Karşılaştırılan parametreler efektif güç ( $P_e$ , BG), is emisyonu (k) ve özgül yakıt tüketimidir ( $b_e$ , g/BG saat). Testler statik püskürtme avansının 25°, 22.5°, 20°, 17.5° ve 15° KMA değerlerinde yürütülmüştür. **Şekil 6.1'** de görüldüğü gibi, her üç parametre göz önüne alındığında en iyi sonuçlar 17.5° KMA da elde edilmiştir. Bu avans değeri daha sonra yürütülen deneylerde sabit tutulmuştur.



Şekil 6.1 Yakıt Püskürtme Avansı Etkisinin Karşılaştırması.

### 6.1.2. Yakıt püskürtme basıncının etkisinin incelenmesi

Şekil 6.2' de yakıt püskürtme basıncı etkisinin karşılaştırması gösterilmiştir. Püskürtme basıncı 200-160 bar arasında değiştirilmiştir. Burada sözü edilen püskürtme basıncı enjektör iğnesinin ilk açılma basıncını tanımlamaktadır. Şekil 6.2' den görüldüğü gibi enjektör açılma basıncının **200-190 bar** arasında olması uygun sonuçlar vermektedir. Bu değer standart yanma odalı motor için olan püskürtme basıncı ile aynıdır. Buna göre enjektör açılma basıncının değiştirilmesine gerek duyulmamıştır.

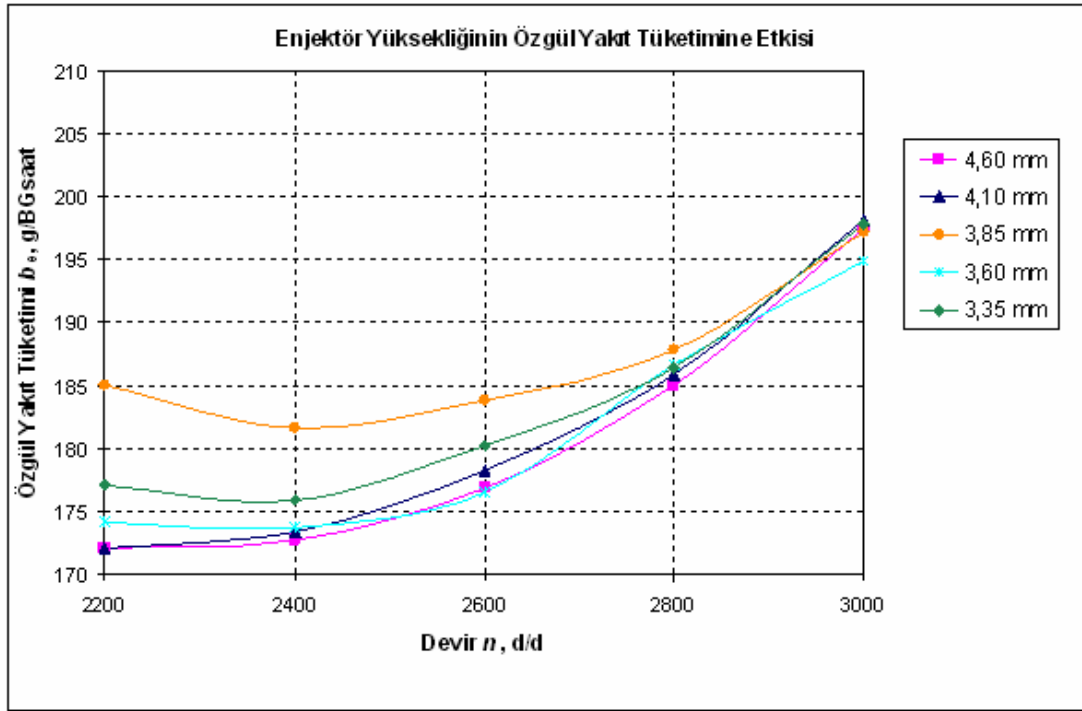
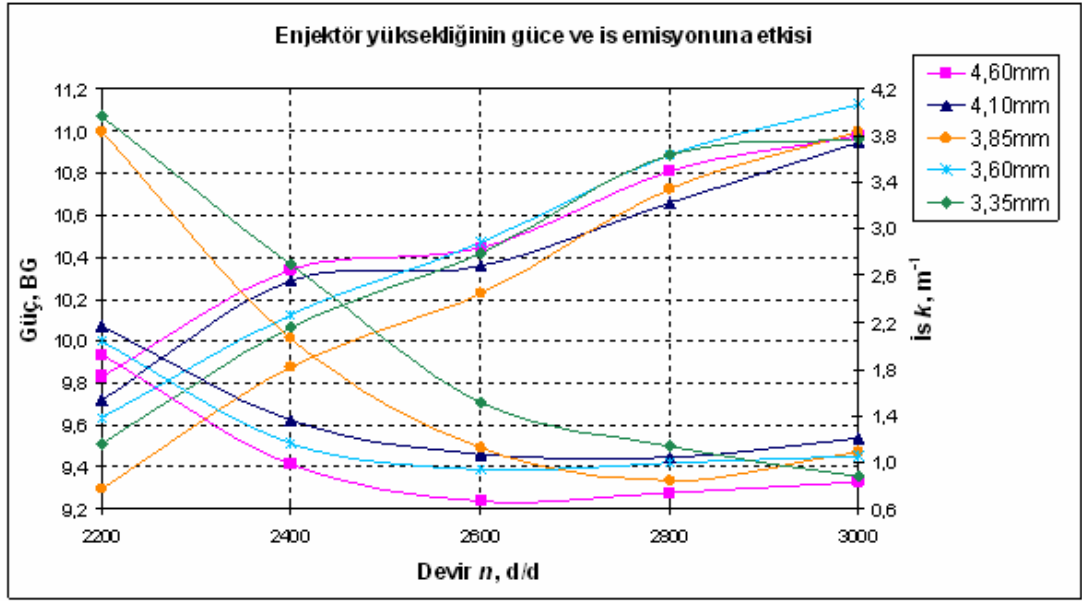


Şekil 6.2 Yakıt Püskürtme Basıncı Etkisinin Karşılaştırması.

### 6.1.3. Enjektör memesinin yanma odasına göre pozisyonunun etkisinin incelenmesi

Şekil 6.3' de enjektör memesinin yanma odasına göre pozisyonunun etkisi karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Bu karşılaştırmadan görüleceği gibi enjektör memesinin yanma odası içine doğru yaklaştırılması özellikle düşük motor hızlarında olmak üzere is emisyonunu önemli ölçüde azaltmaktadır. Benzer iyileşme özgül yakıt tüketiminde de görülmektedir.



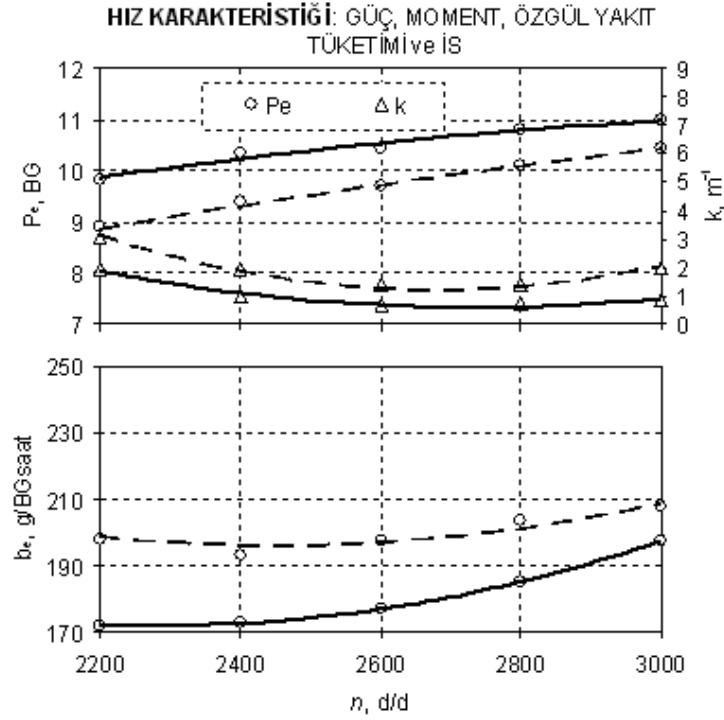


**Şekil 6.3** Enjektör Memesinin Yanma Odasına Göre Pozisyonunun Etkisi.

Söz konusu iyileşme yakıt demetinin yeni geliştirilen yanma odası duvarına, önceden de öngörüldüğü gibi, sıvanma oranının artmasından kaynaklanmaktadır. Bu testlerin sonucu olarak enjektör memesinin standart yanma odalı tipe göre 1,25 mm yanma odası içine doğru yaklaştırılması uygun bulunmuştur.

**Tablo 6.1** MR-1 40° Pistonlu Optimum Ayarlı Motor ile Std. Yanma Oda Pistonlu Motorun Performans Özelliklerinin Karşılaştırılması.

Motor hızı $n, d/d$	GÜÇ $P_e, BG$			ÖZGÜL YAKIT TÜKETİMİ $b_e, g/BG\text{saat}$			İs, $k m^{-1}$		
	Std. Y.O.	MR-1 Y.O.	%	Std. Y.O.	MR-1 Y.O.	%	Std. Y.O.	MR-1 Y.O.	%
3000	10,43	10,98	5,2	207,9	197,5	-5,0	1,98	0,84	-57,6
2800	10,10	10,81	7,1	203,5	185,0	-9,1	1,38	0,74	-46,4
2600	9,70	10,45	7,7	197,4	176,9	-10,4	1,39	0,67	-51,8
2400	9,38	10,34	10,2	193,2	172,7	-10,6	1,91	0,99	-48,2
2200	8,89	9,83	10,5	197,9	172,1	-13,0	3,01	1,92	-36,2



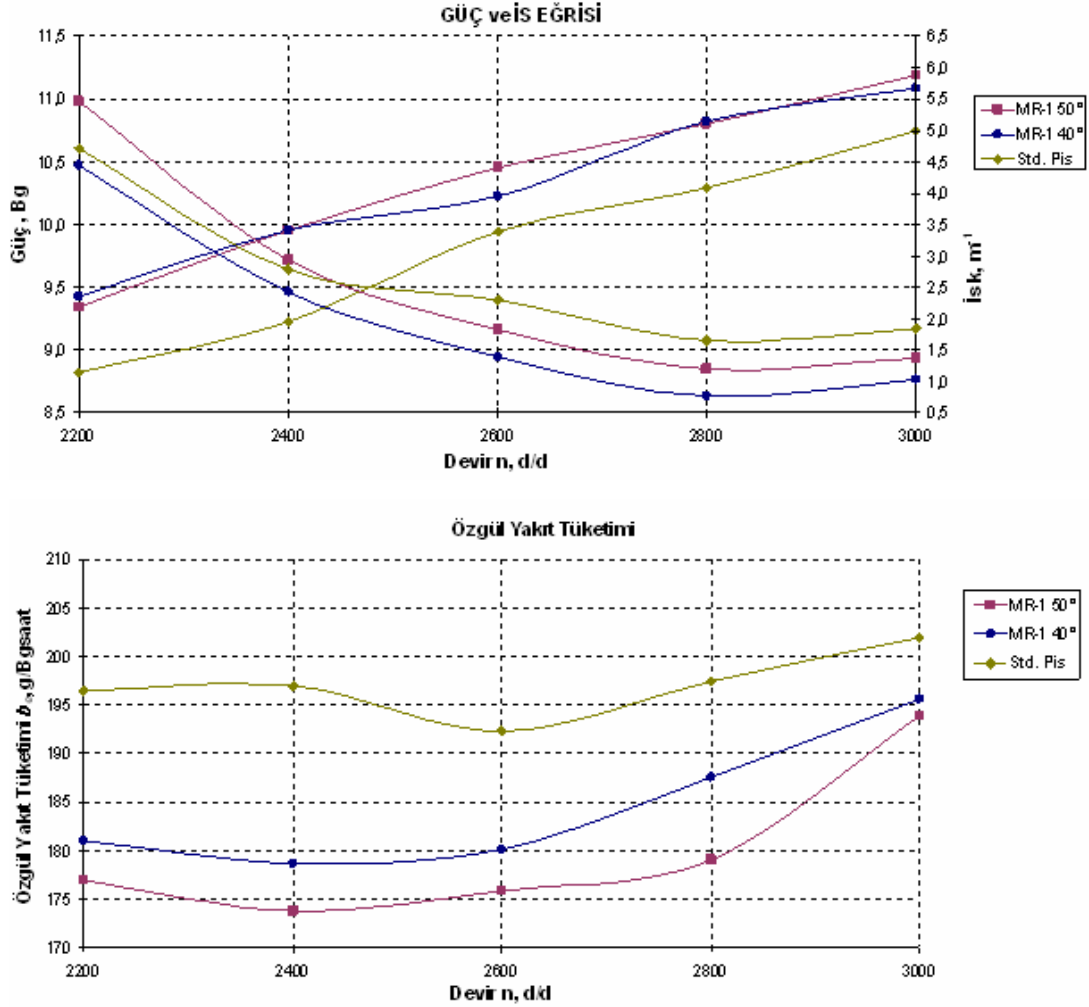
**Şekil 6.4** MR-1 40° ile Std. Yanma Oda Pistonlu Motorların Performans Özelliklerinin Karşılaştırılması

Sonuç olarak; yukarıda üç madde altında gerçekleştirilen deneysel çalışmalar neticesinde MR-1 40° yanma odalı ve optimum ayarları yapılmış motor ile standart yanma odalı motor performans özellikleri karşılaştırmalı olarak **Tablo 6.1** ve **Şekil 6.4'** de gösterilmiştir. Buna göre motor dönme hızına bağlı olarak güç %5.2-10.5, özgül yakıt tüketimi %5-13 ve is emisyonu ise %36-57 aralıklarında iyileşmiştir.

Bu bakımdan söz konusu motorun geliştirilmesinde öngörülen hedeflere ulaşılmıştır. Fakat daha önceden belirtildiği gibi, MR-1 yanma odasına sahip iki farklı piston MR-1 40° ve 50° hazırlanmıştır. Aynı çalışmalar yakıt püskürtme avansı, basıncı ve enjektörün konumu aynı kalmak kaydıyla MR-1 50° pistonla tekrardan yapılacaktır.

#### 6.1.4. MR-1 50° lik pistonun etkisinin incelenmesi

Alınan test sonuçları MR-1 40° ile mukayese edilerek sonuçları Şekil 6.5’de verilmiştir. Bu sonuçlara göre güç ve özgül yakıt tüketimi açısından en iyi sonuçlar, MR-1 50° pistonlu motorda elde edilmiştir.



Şekil 6.5 MR-1 40° ve MR-1 50° Yanma Oda Pistonlu Motorların Performans ve İsk Emisyonu Değerlerinin Karşılaştırması

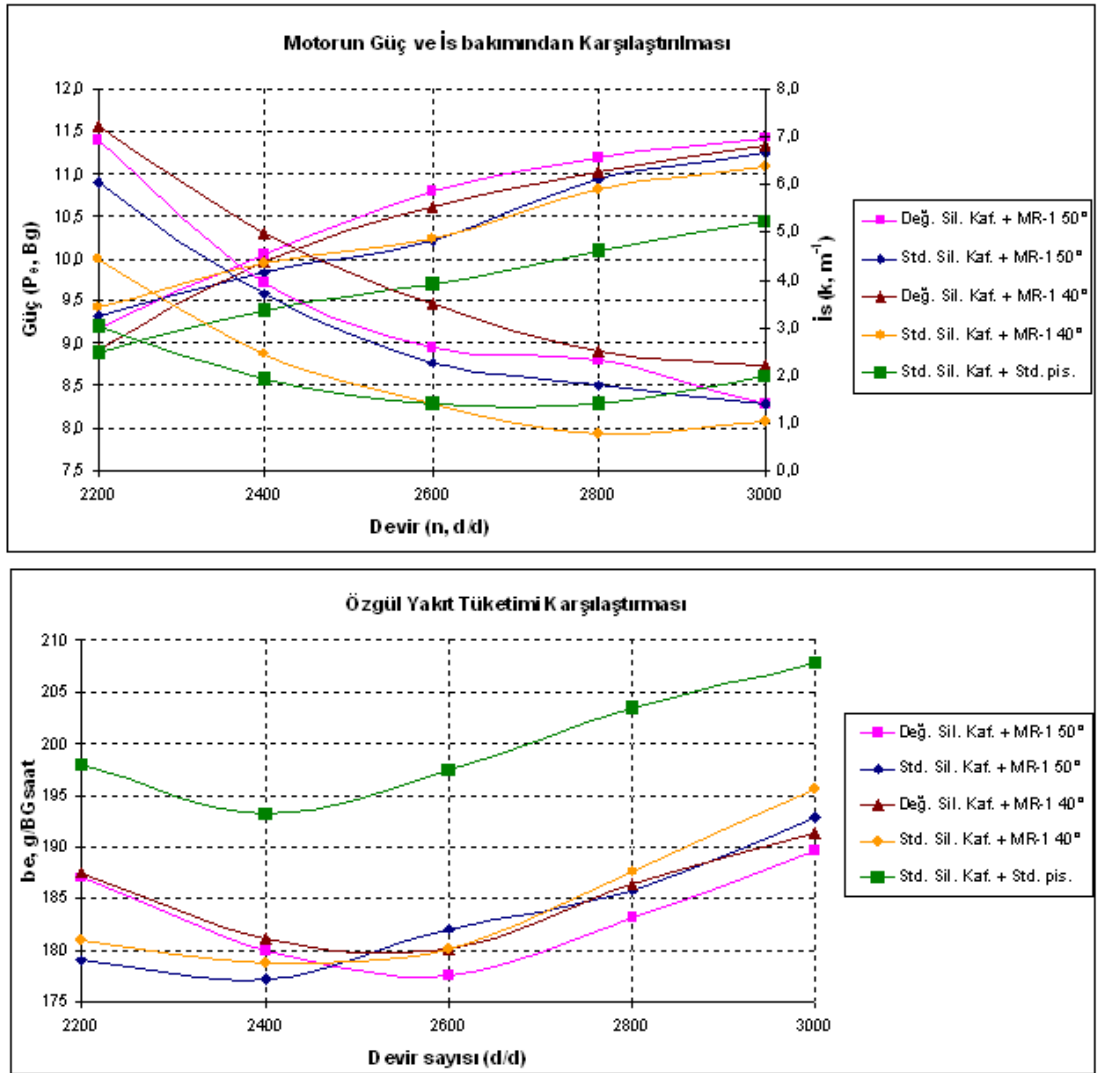
MR-1 50° yanma odası ile motorun elde edilmiş bu geliştirilme seviyesi mevcut 2 supaplı silindir kafası ile elde edilebilecek en iyi seviye olarak teorik hesap sonuçları ile örtüşmektedir.

#### 6.2. Emme Portu Değiştirilmiş Silindir Kafasının Etkisinin İncelenmesi

Bu güne kadar yapılan testler optimum yanma kanunu sağlayan pistonların ile elde edilmiş en iyi ayarları ile yapılmıştır. Bu bölümde ise, iki MR-1 yanma odalı piston ile daha önceden emme portu geometrisi belirlenen silindir kafasının beraber takılı

olduğu motor konfigürasyonlarının testleri yapılmıştır. Yapılan testler sırası ile aşağıda gösterilmiştir.

1. Standart silindir kafası ile standart pistonun birlikte çalıştığı durum
2. Standart silindir kafası ile MR-1 40° lik pistonun birlikte çalıştığı durum
3. Emme portu değiştirilmiş silindir kafası ile MR-1 40° lik pistonun birlikte çalıştığı durum
4. Standart silindir kafası ile MR-1 50° lik pistonun birlikte çalıştığı durum
5. Emme portu değiştirilmiş silindir kafası ile MR-1 50° lik pistonun birlikte çalıştığı durum.



**Şekil 6.6** Değişik Motor Konfigürasyonlarının Performans ve İş Emisyonu Değerlerinin Karşılaştırması

Tek bir şekil altında toplanan bu testlerden şu sonuçlar çıkmıştır (Şekil 6, 6).

En yüksek güce 5. kademe olan MR-1 50° lik piston ve emme portu değiştirilmiş silindir kafasıyla çalıştığı zaman ulaşılmış daha sonra ise emme portu değiştirilmiş silindir kafası ile MR-1 40° lik pistonun birlikte kullanıldığı zamanki 3. kademe gelmektedir. Buradan tasarımını yaptığımız emme portu değiştirilmiş silindir kafasının, volumetrik verimi artırmasıyla motor performansı ve özgül yakıt tüketimi üzerine olumlu katkılar yaptığını görebiliriz.

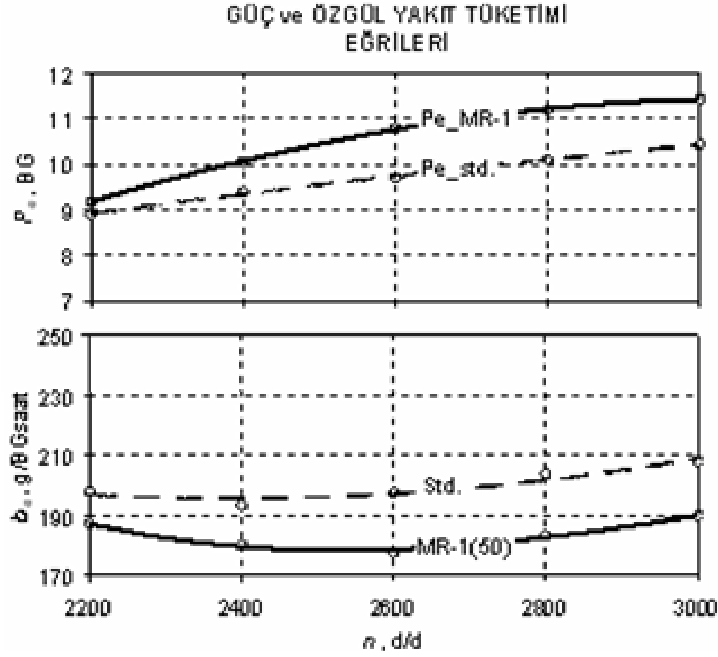
En düşük is emisyonu; std. silindir kafası ile MR-1 40° lik pistonun çalıştığı durumda yani 4. kademe de oluşmaktadır. Daha sonra ise std. ve değiştirilmiş silindir kafası ile MR-1 50° lik pistonlu motor konfigürasyonlarının çalışma şartlarında görülmektedir. İis emisyonu karşılaştırmaları 3000 d/d baz olarak incelenmiştir. Bunun nedeni söz konusu motorun uygulamada ağırlıklı olarak 3000 d/d da çalışmasıdır. Buradan söz konusu MR-1 50° lik piston ile değiştirilmiş silindir kafasının birlikte olduğu durumdaki motor konfigürasyonunun is emisyonu bakımından da iyi olduğu sonucu çıkmaktadır.

Özgül yakıt tüketimi değerlerini karşılaştırsak; en düşük tüketim emme portu değiştirilmiş silindir kafası ile MR-1 50° lik pistonun çalıştığı durum gelmekte ve yine bu pistonun std. silindir kafası ile çalıştırılması hali de 2. en düşük tüketim değerlerini vermektedir. Bu karşılaştırmalar da aynı is emisyonundaki gibi 3000 d/d baz alınarak yapılmıştır. İis emisyonunda belirttiğimiz gibi değiştirilmiş silindir kafası ile MR-1 50° lik pistonun özgül yakıt tüketimine olumlu etkisi açıkça görülmektedir. Tablo 6.2 ve şekil 6.7' de ise standart motor ile MR-1 50° yanma odalı piston ve emme portu iyileştirilmiş silindir kafalı konfigürasyonunun motor karakteristikleri karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.

Tablodan görüleceği gibi 3000 d/d için güçte %9,6 artış görülürken, özgül yakıt tüketiminde ise %8,7 lik bir azalma söz konusudur.

**Tablo 6.2** MR-1 50° Piston ve Emme Portu Değiştirilmiş Silindir Kafalı Motor ile Std. Yanma Odalı Motor Performans Özelliklerinin Karşılaştırılması

Motor hızı n, d/d	GÜÇ P <sub>e</sub> , BG			ÖZGÜL YAKIT TÜKETİMİ b <sub>e</sub> , g/8Gsaat		
	Std. Y.O.	MR-1 Y.O.	%Değişim	Std. Y.O.	MR-1 Y.O.	%Değişim
3000	10,43	11,43	9,6	207,9	189,7	-8,7
2800	10,10	11,19	10,9	200,5	183,1	-10,0
2600	9,70	10,79	11,2	197,4	177,5	-10,1
2400	9,38	10,05	7,1	193,2	180,0	-6,8
2200	8,99	9,17	3,2	197,9	187,0	-5,5



**Şekil 6.7** MR-1 50° Piston ve Emme Portu Değiştirilmiş Silindir Kafalı Motor ile Std. Yanma Odalı Motor Performans Özelliklerinin Karşılaştırılması

### 6.3. MR-1 50° Yanma Odalı Piston ile Değiştirilmiş Silindir Kafalı Motorun Ömür Testlerinin Yapılması

Yukarıda çıkan sonuçlar ışığında motorun ömür testlerine MR-1 50° lik pistonlu değiştirilmiş silindir kafasının birlikte olduğu motor konfigürasyonunda devamına karar verilmiştir. Çıkan sonuçlara göre bu motorun seri üretimine geçilip geçilmeyeceğine kararı çıkacaktır.

Ömür testinin aşağıdaki şartlarda yapılması kararlaştırılmıştır.

1. Ömür testi minimum 200 saat yapılacaktır.
2. Bu amaçla bu güne kadar deneylere tabi tutulmuş motor MR-1 50° yanma odalı yeni pistonu kullanılarak segmanlar ve silindir sıfır olarak yenileri ile montaj edilecek ve 15-20 saatlik alıştırma testine tabi tutulacaktır.

3. Tüm testlerde statik yakıt püskürtme avansı 17,5 derece olarak ayarlanacak ve enjektör alından 1,75 mm tornalanarak, enjektör memesinin ucu yanma odasının içine daha fazla sokulmuş olacaktır. Enjektör altına 0,50 mm' lik bakır pul koyulduğundan, enjektör memesinin ucu yanma odasına 1,25 mm girmiş olacaktır ki bu da testler sırasında bulduğumuz optimum uzaklıktır.
4. Ömür testi ANTOR' da kabul görmüş metotla yapılacaktır. 200 saat bittikten sonra motorun piston-biyel-krank, supap mekanizmaları parçalarında ve enjektörde meydana gelebilecek aşınmalar, problemler kayıt edilerek Kalite Kontrol Departmanı tarafından raporlanacaktır. Bu rapor doğrultusunda gerekirse uygun önlemler alınarak çalışmalara devam edilecektir.

#### **6.4. MR-1 50° Yanma Odalı ve Tashih Edilmiş Silindir Kafalı Motorun Ömür Deney Sonuçları**

Yaptığımız 200 saatlik ömür testi başarı ile tamamlanmıştır. MR-1 50° yanma odalı ve değiştirilmiş silindir kafalı motorun ömür testi sonuçlarına dayanarak kalite kontrol departmanı bir rapor hazırlamıştır. Elimizde standart 3 LD 510 motorun 200 saatlik ömür testi raporları olmadığı için karşılaştırmalar ve ret gibi sonuçlar, ANTOR' da bulunan 100 saatlik ömür testi raporlarına dayanan izafi duruma göre yapılmıştır. Ama genel düşünce motorun sağlıklı sonuçlar verdiği ve kullanılabilir olduğu yönündedir. Motorun ömür testi yürütümü, blow-by testi ve kalite kontrol ölçüm tabloları Tablo A.3-6' da verilmiştir.

200 saatlik ömür testi sırasında çok büyük bir sorunla veya motorda arıza ile karşılaşmamıştır. Bu testler sırasında sadece külbütör yağlama borusu değiştirilmiştir. Testler esnasında is emisyonu ölçümlerinden emin olunamadığı için is emisyon cihazı yetkili servisine gönderilip rutin bakımı yaptırılmıştır. Bunun yanında kalibrasyon veyahut daha doğru bir ifade ile doğrulamasını yapılmıştır. Cihaz servisten geldikten sonra önceki yapılan testler tekrarlanarak emisyon değerlerinde değişiklik olup olmadığı incelenmiştir. Sonuçların önceki ölçümlere yakın değerler verdiği görülmüştür.

Motor sökülürken ilgili parçaların resimleri çekilmiştir. Önceki resimlerden farklı olarak enjektörün meme ucunda kurumun çok fazla birikerek topak oluşturmadığı görülmüştür.

İlgili resimler aşağıda verilmiştir. Emme portu değiştirilmiş silindir kafası ile MR-1 50° lik pistonun 200 saatlik ömür testi sonrası resimleridir.



**Şekil 6.8** Emme Portu Değiştirilmiş Silindir Kafası ile MR-1 50° lik Pistonun Beraber İlk Çalışması

İlk çalışma anında enjektörden çıkan yakıt demetinin piston üzerinde püskürttüğü noktalar ve hava döngüsü sonucu yakıtın oyuğun içinde yayıldığı alanlar çok rahat Şekil 6.8’ de görülmektedir.



**Şekil 6.9** Emme Portu Değiştirilmiş Silindir Kafası ile MR-1 50° lik Pistonun Beraber Çalışması 200 Saat Sonra



200 saat sonra piston üzerindeki izlerden anlaşıldığı gibi püskürtme yanma odası oyuğunun içine püskürtüldüğü ve yanmanın piston merkezinde teşkil ettiği Şekil 6.9' de ki fotoğraftan anlaşılmaktadır. Silindir cidarlarında alev sönmesinin fazla olmadığı oluşan kurumun azlığından anlaşılmaktadır.



**Şekil 6.10** Emme Portu Değiştirilmiş Silindir Kafası İlk Çalışma Anındaki Hali  
İlk çalışma anından sonra silindir kafası ve supapların alt yüzeyinde oluşan kurum tabakası çok açık Şekil 6.10' da görülmektedir.



**Şekil 6.11** Emme Portu Değiştirilmiş Silindir Kafasının 200 Saat Sonraki Hali

Şekil 6.11' den anlaşılacağı gibi piston oturma yüzeyi ve yanma odasını oluşturan hacmin silindir kafasının alt yüzeyinde oluşturduğu izler çok rahat belli olmaktadır. Yanmanın bu resimden de çıkartılacağı gibi piston merkezinde olduğu açıkça silindir kafası alt yüzeyindeki kurum izlerinden görülmektedir.



**Şekil 6.12** Emme Portu Değiştirilmiş Silindir Kafasında Kullanılan Enjektörün İlk Çalışmadan Sonraki Hali



**Şekil 6.13** Emme Portu Değiştirilmiş Silindir Kafasında Kullanılan Enjektörün 200 Saat Sonraki Hali

Şekil 6.11 ile 6.12 karşılaştırıldığında 200 saat sonra enjektör ucunda (çıkıntısı) çok fazla bir kurum oluştuğu görülmemektedir. Enjektör püskürtme basınç testinde de, enjektör iğnesi 195 bar civarında açılmıştır. Bu değerde 200 bar lık ilk çalışma basıncına göre oldukça iyidir. Püskürtme basınç testinde gözle yapılan muayene sonucu enjektör deliklerinin herhangi birinde tıkanma veya damlama görülmemiştir.

## 7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

- 1) Bugüne kadar yapılan çalışmalar, MR-1 50° yanma odalı pistonun emme portu değiştirilmiş silindir kafası birlikte çalıştığı motor durumu ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma neticesinde değiştirilmiş silindir kafası ve MR-1 50° yanma odalı piston ile yakıt tüketimi ve güç açısından iyileşme sağlandığı görülmüştür. Güçte % 9,6 lık bir artış sağlanırken, özgül yakıt tüketiminde ise %8,7 lik ve aynı zamanda is emisyonunda ise %30 luk bir azalma olduğu Şekil 6.6 ve Tablo 6.2' den görülmektedir.
- 2) Bu sonuçların değerlendirilmesi ile ömür testlerinin MR-1 50° lik piston ve değiştirilmiş silindir kafasıyla yürütülmesine karar verilmiştir. Ömür testi sırasında herhangi bir arıza hali söz konusu olmamıştır. Kalite kontrol departmanı tarafından yapılan incelemeler, blow-by testleri ve motorun sökülmesinden sonra yapılan gözle inceleme neticesinde herhangi bir sorun olmadığı kararına varılmıştır.
- 3) Elde edilen bu sonuçlara göre değiştirilmiş silindir kafası ve MR-1 50° pistonlu motorun seri üretime geçirilmesi tavsiye edilmektedir.
- 4) Gelecekte 3LD510 motorun MR-2 yanma odalı ve iki döngülü 4 supaplı silindir kafalı bir versiyonunda üretilerek hem volumetrik verim artışı sağlanmak hem de yanma veriminin artırılması planlanmaktadır. Şu an için yaptığımız çalışmalar, bu proje için taban niteliğinde olup teknik, motor bilgisi ve test tekniği açısından teknik elemanların ve şirketin gelişimini sağlamak içindir.

## KAYNAKLAR

- [1] **A. Kolchin, V. Demidov**, 1980. Design of Automotive Engines, Mir Publishers, Moscow.
- [2] **R. Stone**, 1992. Internal Combustion Engines, Macmillan, Basingstoke.
- [3] **İ. H. Öz, O. Borat, A. Sürmen**, 2003. İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [4] **A. Arslan**, 2006. Doğal Emişli Bir Dizel Motora Aşırı Doldurmanın Uygulanması, *Y. Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [5] **R. Mehdiyev**, 2006. Yanma Odası Tipleri, *Ders Notları*, İstanbul Teknik Üniversitesi
- [6] **R. Mehdiyev, H. Arslan**, 2003. İçten Yanmalı Motorların Hesabı ve Geliştirilmesi Hisse - I, *Ders Notları*, İstanbul Teknik Üniversitesi
- [7] **Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, E., Soruşbay, C.** , 2004, İçten Yanmalı Motorlar
- [8] **Yavaşlıol, İ.**, İçten Yanmalı Motorlar, 1988, Y.Ü. Yayınları
- [9] **Regueiro, J. F.**, 2001, The Case for New Divided-Chamber Diesel Combustion Systems; Part Two: Critical Analysis of, and Solutions for, Swirl-Prechamber Engines, SAE paper, No: 2001-01-0274
- [10] **Ikegami, M., Fukuda, M., Yoshihara, Y., Kaneko, J.**, 1990, Combustion Chamber Shape and Pressurized Injection in High-Speed Direct-Injection Diesel Engines, SAE paper, No: 900440
- [11] **Penninger, A., Lezsovits, F., Rohaly, J., Wolff, V.**, 1995, Internal Combustion Engines (Heat Engines 2), *Lecture note for the undergraduate course*, Buda. Tech. Univ., Budapest
- [12] **Dani, A. D., Nagpurkar, U.P., Lakshminarayan, P.A.**, 1990, Universal Mixing Correlations for the Performance and Emission of Open Chamber Diesel Combustion Supported by Air Swirl , SAE paper, No: 900446
- [13] **Mehdiyev, R., Kutlar, A., Arslan, H., Halilov, S.**, 2004, Muharebe Platformlarında Dizel Motorların Çeşitli Yakıtlarla Çalıştırılma

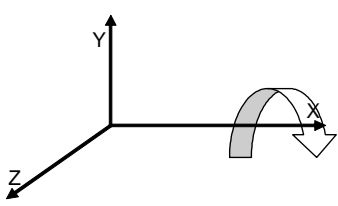
Probleminin Çözümü İçin Yeni Yöntemlerin Geliştirilmesi, Savunma Teknolojileri Kongresi, ODTÜ, 24-25 Haziran, s. 207-214

[14] **Risi, A., Donato, T., Domenico, L.**, 2003, Optimization of the Combustion Chamber of Direct Injection Diesel Engines, SAE paper, No: 2003-01-1064

[15] [http://transportation.centennialcollege.ca/gwright/Engine/Diesel Engine Combustion 10-06.pdf](http://transportation.centennialcollege.ca/gwright/Engine/Diesel%20Engine%20Combustion%2010-06.pdf)

## EKLER

### Tablo A.1 Motor Deney Formu

<b>ANADOLU MOTOR</b>		<b>MOTOR DENEY FORMU</b>																
Tarih:		Deneyi yapanlar:																
<b>MOTOR TİPİ</b>	LD510	Yakıt Püskürtme	<b>Avans:</b>	17,5 °KMA					<b>Motor üzerindeki değişiklikler:</b>									
<b>MOTOR No</b>	326326			47 mm	Rölanti devri	1140	d/d	1	Silindir kafası	std.								
<b>ÇAP</b>	85 mm			spec. (..... - .....) °KMA	Yüksüz maks. devir	3320	d/d	2	Piston	std.								
<b>STROK</b>	90 mm			<b>Basınç</b>	200 bar	90°ya ğ sıcaklığında				3	Krank mili	980 gr. ile dengelenmiş						
<b>HACİM</b>	510 cm <sup>3</sup>			spec. (190 - 200) bar	4					Kam mili	std.							
<b>YAKIT CİNSİ</b>	E. Diesel			Yakıt ölçüm kütlesi	50 g			5	Biyel	std.								
<b>YAĞ CİNSİ</b>	W 20/50	Blow-by en yüksek değeri:		250 ?/h	Hava ölçüm hacmi	1 m <sup>3</sup>	Not:											
Motor hızı	Yük	Kuvvet	Güç	Yakıt tüketimi	Emme havası			Yağ		Egzoz			Oda şartları			Dinamik Püsk. Avansı		
<i>n</i>		<i>F</i>	<i>P<sub>e</sub>'</i>	Süre <i>t<sub>yakıt</sub></i>	Süre <i>t<sub>hava</sub></i>	<i>H<sub>emme</sub></i>	<i>t<sub>emme</sub></i>	<i>p<sub>yağ</sub></i>	<i>t<sub>yağ</sub></i>	<i>t<sub>egz</sub></i>	<i>H<sub>egz</sub></i>	<i>İs</i>		<i>t<sub>oda</sub></i>	<i>p<sub>oda</sub></i>	<i>nem<sub>oda</sub></i>	<i>p<sub>is</sub></i>	
d/d	%	kgf	BG	s	s	mm H <sub>2</sub> O	°C	bar	°C	°C	mm H <sub>2</sub> O	k, m <sup>-1</sup>	Bosch, %	°C	kPa	%	°KMA	
3000	100																	
2800	100																	
2600	100																	
2400	100																	
2200	100																	
Motor hızı	İVME, m/s <sup>2</sup>																	
<i>n</i>	X		Y		Z													
d/d	max	min	max	min	max	min												
3000																		
2800																		
2600																		
2400																		
2200																		

Tablo A.2 Motor Deney Sonuç Formu

ANADOLU MOTOR		MOTOR DENEY HESAP FORMU																
MOTOR TİPİ		LD510	Tarih:		Deneyi yapanlar:		0					Motor üzerindeki değişiklikler:						
MOTOR No	326326	Yakıt Püskürtme	Avans:		17,5 °KMA	Rölanti devri		1.140	d/d	1		Silindir kafası			std.			
ÇAP	85 mm		spec. (..... - .....) °KMA		47 mm	Yüksüz maks. devir		3.320	d/d	2		Piston			std.			
STROK	90 mm		Basınç		200 bar	3		Krank mili			980 gr. ile dengelenmiş							
HACİM	510 cm <sup>3</sup>		spec. (190 - 200) bar		4		Kam mili			std.								
YAKIT	cinsi	E. Diesel	yoğunluğu	840 kg/m <sup>3</sup>	Yakıt ölçüm kütlesi		50 g		5		Biyel			std.				
YAĞ CİNSİ	W 20/50	Blow-by en yüksek değeri:		250 ?/h		Hava ölçüm hacmi		1 m <sup>3</sup>		Not: Standart hava filtresi devrede.								
HIZ - YÜK			GÜÇ - MOMENT					YAKIT				KUMANDA ODASI						
Motor hızı	Yük	Kuvvet	Güç	Güç düzeltme faktörü	GÜÇ		MOMENT		Ölçüm süresi	Çevrim başına	Debi	Özgül yakıt tüketimi		Sıcaklık	Basınç	Bağıl Nem	Su buharı basıncı	
<i>n</i>		<i>F</i>	<i>P<sub>e</sub>'</i>	<i>f<sub>s</sub></i>	<i>P<sub>e</sub></i>		<i>M<sub>d</sub></i>		$\Delta t_{yakıt}$	$v_{yakıt}$	<i>G<sub>yakıt</sub></i>	<i>b<sub>e</sub></i>		<i>t<sub>oda</sub></i>	<i>p<sub>oda</sub></i>	<i>nem<sub>oda</sub></i>	<i>P<sub>subuhar</sub></i>	
d/d	%	kgf	BG	-	kW	BG	Nm	kgfm	s	mm <sup>3</sup> /çevrim	kg/h	g/kWsaat	g/BGsaat	°C	kPa	%	kPa	
1	3000	100		#VALUE!	#####	#####	#####	#####		#VALUE!	#####	#####	#####					#####
2	2800	100		#VALUE!	#####	#####	#####	#####		#VALUE!	#####	#####	#####					#####
3	2600	100		#VALUE!	#####	#####	#####	#####		#VALUE!	#####	#####	#####					#####
4	2400	100		#VALUE!	#####	#####	#####	#####		#VALUE!	#####	#####	#####					#####
5	2200	100		#VALUE!	#####	#####	#####	#####		#VALUE!	#####	#####	#####					#####

ANADOLU MOTOR		MOTOR DENEY FORMU															
MOTOR TİPİ		LD510	Tarih:		Deneyi yapanlar:		0					Motor üzerindeki değişiklikler:					
MOTOR No	326326	Yakıt Püskürtme	Avans:		17,5 °KMA	Rölanti devri		1.140	d/d	1		Silindir kafası			std.		
ÇAP	85 mm		spec. (..... - .....) °KMA		47 mm	Yüksüz maks. Devir		3.320	d/d	2		Piston			std.		
STROK	90 mm		Basınç		200 bar	3		Krank mili			980 gr. ile dengelenmiş						
HACİM	510 cm <sup>3</sup>		spec. (190 - 200) bar		4		Kam mili			std.							
YAKIT CİNSİ	E. Diesel	840 kg/m <sup>3</sup>	Yakıt ölçüm kütlesi		50 g		5		Biyel			std.					
YAĞ CİNSİ	W 20/50	Blow-by en yüksek değeri:		250 ?/h		Hava ölçüm hacmi		1 m <sup>3</sup>		Not:							
Motor hızı	Yük	Kuvvet	Güç	Yakıt tüketimi	Emme havası			Yağ		Egzoz			Oda şartları			Püsk. Avansı	
<i>n</i>		<i>F</i>	<i>P<sub>e</sub>'</i>	Süre $\Delta t_{yakıt}$	Süre $\Delta t_{hava}$	$\Delta H_{emme}$	<i>t<sub>emme</sub></i>	<i>P<sub>yağ</sub></i>	<i>t<sub>yağ</sub></i>	<i>t<sub>egz</sub></i>	$\Delta H_{egz}$	<i>I<sub>s</sub></i>	<i>t<sub>oda</sub></i>	<i>p<sub>oda</sub></i>	<i>nem<sub>oda</sub></i>	$\Delta p_{üs}$	
d/d	%	kgf	BG	s	s	mm H <sub>2</sub> O	°C	bar	°C	°C	mm H <sub>2</sub> O	k, m <sup>-1</sup>	°C	kPa	%	°KMA	
1	3000	100															
2	2800	100															
3	2600	100															
4	2400	100															
5	2200	100															



**Tablo A.3 Segman Ölçüm Raporu**

3LD 510 Segman Takımı			Standart	Numune	
Parça No / Adı	Ölçülen Yer	Resim Ölçüsü	100 Saat sonra alışmış Goetze Segman	İ.T.Ü çalışması 200 saat sonra	Sonuç
<b>2.11.8025.61</b> <b>1.Kompresyon- Krom</b>	d1 Ø	Ø 85	Ø 85	Ø 85	OK
	d2 Ø	Ø 77,8	Ø 77,8	Ø 77,86	OK
	a1	3,6 <sup>+0,10</sup> -0,25	3,56	3,57	OK
	h1	2 <sup>-0,010</sup> -0,022	1,99	1,96	OK
	s1	0,3 ~ 0,5	0,45	0,50	RET
<b>2.11.8025.60</b> <b>2.Kompresyon</b>	d1 Ø	Ø 85	Ø 85	Ø 85	OK
	d2 Ø	Ø 77,8	Ø 77,9	Ø 77,86	OK
	a1	3,6 <sup>+0,10</sup> -0,25	3,53	3,57	OK
	h1	2 <sup>-0,010</sup> -0,022	1,985	1,99	OK
	s1	0,3 ~ 0,5	0,50	0,60	RET
<b>2.11.8025.59</b> <b>Yağ sıyrıcı</b>	d1 Ø	Ø 85	Ø 85	Ø 85	OK
	d2 Ø	Ø 79,2	Ø 79,2	Ø 79,52	OK
	a1	2,9 <sup>+0,10</sup> -0,25	2,84	2,74	OK
	h1	4 <sup>-0,010</sup> -0,025	3,985	3,99	OK
	s1	0,25 ~ 0,5	0,40	0,85	RET

**NOT:**

Yukarıda 3 ölçüsü ret çıkan segman seti 200 saat çalışan bir motor için kanaatimize göre OK' dir. Çünkü elimizde 200 saatlik ömür testi sonunda elde olunan resim ölçüleri veya spekler yoktur. Bu yüzden yukarıdaki karşılaştırmalar, 100 saatlik ömür testi sonunda elde edilen değerler ile karşılaştırılarak verilmiştir.

**Tablo A.4 Silindir Ölçüm Raporu****Standart Silindir Ölçüm Değerleri**

Standart Silindir	Ölçülen Yer	Resim Ölçüsü	Standart Test Öncesi Ölçü	Standart Test Sonrası Ölçü	Sonuç	
Silindir Çapı	Üst	Ø 85,01 <sup>+0,01</sup>	Ø 85 0.017	<b>200 saat sonra</b> Ø 85 0.023	RET	
Silindir Çapı	Orta		Ø 85 0.018		Ø 85 0.021	Şartlı OK
Silindir Çapı	Alt		Ø 85 0.017		Ø 85 0.021	Şartlı OK
Silindirliklik		0,010	0,002		0,002	OK
Çizgi açılan		90° ~ 120°	112°		112°	OK
Ra		0,5 ~ 1,0 µ	0,68µ		0,34µ	RET

**Not:** Elimizde 200 saatlik ömür testi sonunda sağlanması gereken spekler olmadığı için bütün sonuçlar 100 saatlik ömür testi sonundaki resim ölçüleri ile karşılaştırılmıştır. Tecrübi bilgilerimize göre bu değerler 200 saatlik bir çalışma sonundaki motordan alınacak normal değerlerdir. Onun için motor başarılı görülmektedir.

## Tablo A.5 Blow-By Ölçüm Raporu



İ.T.Ü AR-GE çalışmalarında kullanılan 3 LD 510 Goetze segmanlı motorun Blow-by Test çalışması

Spesifikasyon değeri	1. Ölçüm 05.07.2007	2. Ölçüm 19.07.2007	3. Ölçüm 20.07.2007	4. Ölçüm 23.07.2007	5. Ölçüm 24.07.2007	6. Ölçüm 25.07.2007	Sonuç
250 lt/h	199 lt/h	204 lt/h	216 lt/h	218 lt/h	220 lt/h	228 lt/h	OK

Tarihlere göre ortalama blow-by değerleri verilerek, motorun çalışırken silindirin ne oranda aşınmaya maruz kaldığını göstermesi açısından güzel bir örnek teşkil etmektedir.

Yukarıda verilen spesifikasyon değeri, standart bir motorun dinamometreye bağlanıp, tam yükte rejim haline geldikten sonra ölçülen değerleridir. Bu durumda iken 3 LD 510 motorun yağ sıcaklığı 140-145°C yi, egsoz sıcaklığında 650°C yi bulmaktadır. Bu durumda iken blow-by test ölçümleri standart motorlarda 264lt/h değerinde cebri olarak yağlı radyatör ile 90°C de sabit tutulması ve dolayısı ile egsoz sıcaklığında max. olarak 585°C yi görmesini sağlamaktadır. Böylelikle çıkarken İTÜ ile yürütülen projede kullanılan motorda en yüksek 228lt/h bulmaktadır. Bunun sebebidе yağ sıcaklığının, blow-by değeri düşük çıkmaktadır.

**Not: Blow-by ölçüm değerleri;**

**Motor 60 dakika tam yükte çalıştırdıktan sonra 5 er dakika ara ile alınmıştır.**

**Yukarıda yazılan ölçüm değerleri bu 5 er dakika ara ile alınan 5 değerın ortalamasıdır.**

Tarih	Yapılan İşlem / Kontrol	Test		Süre	Uyumsuzluk Tarifi
		Başl.	Bitiş		
24.04.2007	Rodol devresinin yapılması	08:15	09:00	00:45	
24.04.2007	Yağ seviyesinin kontrol edilmesi	09:00	09:05	00:05	
24.04.2007	Rolantil ve max. değerlerin ayarlanması	09:05	09:20	00:15	
24.04.2007	Ömür testine başlanması	09:20	14:30	05:10	
26.04.2007	Ömür testi	09:00	14:00	05:00	Rolantide çalıştı.
27.04.2007	Ömür testi	09:00	17:00	08:00	2000 d/d'da çalıştı.
27.04.2007	Ömür testi	09:30	12:30	03:00	3000 d/d'da çalıştı.
08.05.2007	Ömür testi	09:30	12:30	03:00	Değişik devirlerde çalıştı.
09.05.2007	Ömür testi	10:00	12:00	02:00	Değişik devirlerde çalıştı.
10.05.2007	Ömür testi	10:00	17:00	07:00	Değişik devirlerde çalıştı.
11.05.2007	Ömür testi	09:30	12:00	02:30	Değişik devirlerde çalıştı.
15.05.2007	Ömür testi	09:30	12:00	02:30	2500 d/d'da çalıştı.
16.05.2007	Ömür testi	10:00	15:00	05:00	Değişik devirlerde çalıştı. Emme portu tashih edildiği silindir katması takılı motor dinamometrede kren kapının derleme olduğu görüldük, motor durdurularak kapın değişimi sağlandı.
21.05.2007	Ömür testi	08:30	09:30	01:00	Değişik devirlerde çalıştı. Emme portu tashih edildiği silindir katması takılı motor dinamometrede kren kapının derleme olduğu görüldük, motor durdurularak kapın değişimi sağlandı.
21.05.2007	Ömür testi	10:00	10:30	00:30	Kalıbın yağlama borusu yağ kaçırdığı için boru değiştirildi.
22.05.2007	Ömür testi	09:00	15:30	06:30	Çok fazla devir gezmesi olduğu için motor durduruldu. Devir gezmesinin sebebi araştırıldı, kayda değer bir şey bulunmadı.
30.05.2007	Ömür testi	10:10	16:00	05:50	Yağ ve eşgöz sıcaklığı çok yükseldi. Tyağ=118°C, Tegsoz=615°C. Motorun ayarları yeniden yapıldı. Emme portu ile yapılan test bitti. Motor komple söküldü ve temizlendi. Radyatör eski yağlardan arındırılarak yeniden kuruldu.
31.05.2007	Ömür testi	08:30	16:00	07:30	Dümlü testin tekrarıdır. Sadece hava sıcaklığı düşük olduğundan tekrarıyoruz.
04.06.2007	Ömür testi	09:20	16:20	07:00	Emme portu tashih edildiği silindir katması ile yapılan testin devamıdır. Is emisyon cihazı deneyler sırasında basınçlı hava ile temizlendi.
06.06.2007	Ömür testi	10:00	11:30	01:30	Enjektör alından 0,4 mm tornalandı. Böylece emme portu tashih edildiği silindir katmasına takılmış olduğumuz enjektörün silindir katmasının alt yüzeyinden mesafesi 4,40 mm ye çıkarıldı.
07.06.2007	Ömür testi	09:45	11:45	02:00	Dinamometreyi soğutan suyun sıcaklığı 2 kere aşın arttığı için arıza ikaz lambası sinyali verdi.
08.06.2007	Ömür testi	09:50	11:20	01:30	Bizde dinamometreyi soğutmuş, motoru durdurarak.
11.06.2007	Ömür testi	09:30	10:30	01:00	Is emisyon cihazı temizlendi.
14.06.2007	Ömür testi	09:30	11:30	02:00	Emme subabı büyük silindir katması deneyi yapıldıktan sesler geldi motordan. Emme subabı geydinin kontrolü gözlemlendi.
19.06.2007	Ömür testi	10:30	16:30	06:00	Emme portu tashih edildiği silindir katması ve MR-1 40° piston ile birlikte yapılan testtir. Bakımı ve kalibrasyonu yapılan is ve emisyon cihazımızda emme subabı büyük silindir katmasının beraber olduğu testtir.
19.06.2007	Ömür testi	13:00	17:00	04:00	Emme portu değiştirilmiş silindir katması ile yapılan bu ölçüm, önceki ölçümler ile karşılaştırıldı.
20.06.2007	Ömür testi	09:00	11:30	02:30	Emme portu değiştirilmiş silindir katması ile yapılan bu ölçüm, önceki ölçümler ile karşılaştırıldı.
22.06.2007	Ömür testi	09:00	16:00	07:00	Değişik devirlerde motor yoruldu. 200 saatlik ömür testi devamı.
25.06.2007	Ömür testi	10:00	17:00	07:00	Değişik devirlerde motor yoruldu. 200 saatlik ömür testi devamı.
26.06.2007	Ömür testi	09:00	17:00	08:00	Değişik devirlerde motor yoruldu. 200 saatlik ömür testi devamı.
02.07.2007	Ömür testi	09:00	16:00	07:00	Değişik devirlerde motor yoruldu. 200 saatlik ömür testi devamı.
03.07.2007	Ömür testi	09:00	16:00	07:00	Değişik devirlerde motor yoruldu. 200 saatlik ömür testi devamı.
04.07.2007	Ömür testi	09:00	17:00	08:00	Değişik devirlerde motor yoruldu. 200 saatlik ömür testi devamı.
05.07.2007	Ömür testi	09:00	17:00	08:00	Değişik devirlerde motor yoruldu. 200 saatlik ömür testi devamı.
17.07.2007	Ömür testi	09:00	17:00	08:00	Değişik devirlerde motor yoruldu. 200 saatlik ömür testi devamı.
19.07.2007	Ömür testi	09:00	17:00	08:00	Değişik devirlerde motor yoruldu. 200 saatlik ömür testi devamı.
20.07.2007	Ömür testi	09:00	17:00	08:00	Değişik devirlerde motor yoruldu. 200 saatlik ömür testi devamı.
23.07.2007	Ömür testi	09:00	17:00	08:00	Değişik devirlerde motor yoruldu. 200 saatlik ömür testi devamı.
24.07.2007	Ömür testi	09:00	17:00	08:00	Değişik devirlerde motor yoruldu. 200 saatlik ömür testi devamı.
25.07.2007	Ömür testi	09:00	17:00	08:00	Değişik devirlerde motor yoruldu. 200 saatlik ömür testi devamı.
26.07.2007	Ömür testi	09:00	17:00	08:00	Değişik devirlerde motor yoruldu. 200 saatlik ömür testi sıfırlatılı bir şekilde bitirildi.

**Toplam çalışma süresi : 201 sa 20 dk**

## ÖZGEÇMİŞ

27 Mayıs 1982 tarihinde Eskişehir’de dünyaya geldim. Ortaokul öğrenimi Eskişehir Anadolu Lisesi’nde ve lise öğrenimimi 1997 – 2000 yılları arasında Eskişehir Fatih Fen Lisesi’nde tamamladım. 2000-2001 öğretim yılında İstanbul Teknik Üniversitesi’nde Tekstil Mühendisliği Bölümü’ne girdim. 2002-2003 öğretim yılında ÖSS sınavı İTÜ Makina Mühendisliği Bölümü’ne geçtim. Makina Mühendisliği Otomotiv Anabilim dalında eğitim gördükten sonra 2005 yılında mezun oldum. Hemen ardından 2005 yılında yüksek lisans için İstanbul Teknik Üniversitesi Otomotiv Programı’na girdim ve halen okumaktayım.

İleri seviyede İngilizce, başlangıç seviyesinde Almanca biliyorum. Mathcad ve Matlab programlama dillerini, Windows - MS ofis uygulamalarını, Autocad, SolidWorks , Catia ve Ansys uygulamalarını kullanabiliyorum.