İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİZEL MOTORLARINDA AZOT OKSİT OLUŞUMUN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Erkan YALDIZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİZEL MOTORLARINDA AZOT OKSİT OLUŞUMUN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Erkan YALDIZ
(503091754)

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Rafig MEHDİYEV

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091754 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Erkan YALDIZ, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"DİZEL MOTORLARINDA AZOT OKSİT OLUŞUMUNUN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ "** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Prof. Dr. Rafig MEHDİYEV** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Y. Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL İstanbul Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi: **24 Aralık 2012**

Savunma Tarihi : **7 Haziran 2012**

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tezinin yönetilmesinde eşsiz tecrübelerini ve öngörüsünü benden esirgemeyen, araştırmalarım için sürekli teşvik eden ve destek sağlayan tez danışmanım sayın hocam Prof. Dr. Rafig Mehdiyev'e ve çalışma arkadaşım Gökhan Keleş'e, desteklerini esirgemeyen Dr. Hikmet Arslan'a, Yrd. Doç. Dr. Akın Kutlar'a ve Dr. Alper Çalık'a, TÜMOSAN A.Ş firmasından Sayın Enishan Özcan'a, yüksek lisans hayatım boyunca maddi ve manevi desteğini esirgemeyen anneme, babama ve abime en içten teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2012

Erkan Yaldız
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ ..... **V**
İÇİNDEKİLER ..... **Vİİ**
KISALTMALAR ..... **İX**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **Xİ**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **Xİİİ**
SEMBOL LİSTESİ ..... **XV**
ÖZET ..... **xvii**
SUMMARY ..... **XİX**
1.GİRİŞ **1**
2.LİTERATÜR ÖZETİ **3**
3. DİZEL MOTORLARINDA YANMA ÇEŞİTLERİ **5**
3.1 "Açık" Tip Klasik Yanma Odası ve Common-Rail Kullanılarak Hacimsel Karışım Oluşturma 5
3.2 COMMET Tipli Ön Yanma Odalı Dizel 7
3.3 MAN M-Proses Yanma Odalı Dizel 8
3.4 MR-1 Tipli Yanma Odası 9
3.4.1 MR-1/V2 yanma odasının özelikleri 13
3.4.2 MR-1/V2 yanma odalı 8 supaplı turbo dizel motorun ilk doğrulama test sonuçları 17
4. MOTOR İNDİKASYONU **21**
4.1 İndikasyon Tanımı 21
4.2 İndikasyonun Kullanım Alanları 23
4.3 İndikasyon Tipleri 24
4.3.1 Yüksek basınç indikasyonu 24
4.3.2 Alçak basınç indikasyonu 25
4.4 Ölçülen Büyüklükler 26
4.4.1 Maksimum silindir basıncı 26
4.4.2 Maksimum silindir basıncının yeri 27
4.4.3 Silindir basıncı değişimi ve maksimum basıncın gerçekleştiği yer 28
4.4.4 Maksimum püskürtme basıncı 28
4.4.5 Püskürtme başlangıcı, yanma başlangıcı ve tutuşma gecikmesi 29
4.5 Hesaplanan Büyüklükler 30
4.5.1 Ortalama indike basınç (IMEP) 30
4.5.2 Sürtünme efektif basıncı ve mekanik verim 31
4.5.3 Açığa çıkan toplam ısı miktarı 32
4.5.4 Yanma sonu ve yanma süresi 32
4.5.4.1 Logaritmik P-V metodu 32
4.5.4.3 Entropi metodu 34
4.5.4.4 Kümülatif ısı çıkış metodu 35
5.AZOT OKSİT OLUŞUMUNU AZALTMA YOLLARI **37**
5.1 Egzoz Gazı Geri Dönüşümü(EGR) 37

5.1.1 EGR oranının tanımı 38
5.1.2 Dizel motorlarda EGR 39
5.1.3 Örnek EGR'li bir test motoru ve NO_x emisyon sonuçları 42
5.1.3.1 Emisyon ölçümü 43
5.2 Püskürtülmenin Geciktirilmesi 46
5.3 Yanma Odasına Su İlavesi 48
5.4 SCR (Selective Catalytic Reduction) 48
5.5 Lean-NO_x Kapanları 49
6. AZOTOKSİT OLUŞUMUNUN YENİ HESAP YÖNTEMİ 51
6.1 Silindir İçi Parametrelerin Hesabı 52
6.2 Azot Oksit (NO) Oluşum Hesabı 53
6.3 Modelin Uygulanması İle Yanma Hızının Belirlenmesi 57
7. TEORİK OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARI 61
8. SONUÇ 69
KAYNAKLAR 71
ÖZGEÇMİŞ 73

KISALTMALAR

BG	:Beygir gücü
HFK	:Hava fazlalık katsayısı
KMA	:Krank mili açısı
Ar-ge	:Araştırma geliştirme
EGR	:Exhaust gas recirculation (egzoz gazı çevrimi)
TG	:Tutuşma gecikmesi
ÜÖN	:Üst ölü nokta
AÖN	:Alt ölü nokta
EU	**:**European Union
AB	:Avrupa Birliği
GUI	:Graphical User Interface (grafik kullanıcı ara yüzü)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : AB Faz I/II yol dışı dizel motorları için emisyon standartları. 1
Çizelge 1.2 : Yol dışı dizel motorları için Faz III A emisyon standartları. 2
Çizelge 1.3 : Yol dışı dizel motorları için Faz III B emisyon standartları..... 2
Çizelge 1.4 : Yol dışı dizel motorları için Faz IV emisyon standartları. 2
Çizelge 3.1 : 3 Silindirli motorun gerçek çevriminin termodinamik hesap sonuçları. 12
Çizelge 4.1 : Yüksek basınç indikasyonu ile ölçülebilen ve hesaplanabilen büyüklükler (Pischinger R., 2002). 25
Çizelge 5.1 : Test motoru özellikleri. 43
Çizelge 5.2 : Çalışma noktaları. 43
Çizelge 5.3 : Yanma başlangıcının NO emisyonuna ve efektif parametrelere etkisi. 47
Çizelge 7.1 : Farklı HFK değerlerinde motorun çıktıları (2 subaplı motor). 64
Çizelge 7.2 : Farklı doldurucu basınç artış oranı değerleri ile motorun çıktıları (2 supaplı motor). 64
Çizelge 7.3 : Mevcut yanma kanunu ile yavaş hızlı yanma kanununun karşılaştırılması. 65
Çizelge 7.4 : Farklı HFK değerlerinde motorun çıktıları (4 subaplı motor). 66
Çizelge 7.5 : Farklı doldurucu basınç artış oranı değerleri ile motorun çıktıları (4 supaplı motor). 66
Çizelge 7.6 : Mevcut yanma kanunu ile yavaş hızlı yanma kanununun karşılaştırılması. 67

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.1 : Direkt püskürtmeli dizel motorunda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anındaki fotoğrafı. 6
Şekil 3.2 : COMMET tipli ön yanma odalı motorun yakıt-hava karışım oluşumu ve yanma sürecinin fotoğrafları. 7
Şekil 3.3 : Çeşitli dizel motorlarında yüke bağlı olarak özgül yakıt tüketimi değişimleri (b_e). 7
Şekil 3.4 : MAN-M tipli dizel motorunda yakıt-hava karışımının oluşumunun şeması ve yanma sürecinin fotoğrafları. 8
Şekil 3.5 : TÜMOSAN dizel motorlarının optimum yanma kanununu gerçekleştirebilen yeni MR-1 yanma odası. 10
Şekil 3.6 : 3 Silindirli TÜMOSAN doğal emişli ve turbo şarjlı motorlarının maksimum yük – hız karakteristiklerinin karşılaştırılması. 13
Şekil 3.7 : MR-1/V2 yanma odalı pistonun kesiti. 14
Şekil 3.8 : MR-1/V2 YO'sına püskürtülen yakıt demetinin üst ve alt duvarlara sıvanma simülasyonu. 15
Şekil 3.9 : Klasik (Solda) ve MR-/V2 yanma odaları ile donatılmış 4 Silindirli motorların farklı yük rejimlerinde çıkarılmış indikatör diyagramlarının karşılaştırılması. 16
Şekil 3.10 : MR-1/V2 (ε=16,5) YO'lı pistonun teknik resmi. 16
Şekil 3.11 : Isıtma bujisinin silindir kafasında konumu ve MR-1/V2 YO'lı pistonun fotoğrafı. 17
Şekil 3.12 : Farklı yanma odaları ile çalışan Turbo dizel motorun indikatör diyagramların karşılaştırılması. 20
Şekil 4.1 : Nikolaus August Otto'nun silindir içi basınç diyagramı (Pischinger R., 2002)..... 22
Şekil 4.2 : Buhar makinelerinde indikasyon için kullanılan bir Thompson indikatörü. 22
Şekil 4.3 : Tüm yanma çevrimi boyunca kaydedilmiş silindir içi basıncı. 25
Şekil 4.4 : Tüm yanma çevrimi boyunca kaydedilmiş alçak basınç eğrileri (Mladek M., 1999). 26
Şekil 4.5 : Maksimum basıncın yük ile değişimi. 27
Şekil 4.6 : Maksimum silindir basıncının farklı yüklerde ve avanslarda değişimi. 27
Şekil 4.7 : Silindir içi basıncın değişimi. 28
Şekil 4.8 : Maksimum püskürtme basıncı. 28
Şekil 4.9 : Püskürtme başlangıcının belirlenmesi (Zhao H., 2001). 29
Şekil 4.10 : Püskürtme başlangıcının yakıt basıncından faydalanılarak yaklaşık olarak bulunması. 30
Şekil 4.11 : P-V diyagramı ve P-α diyagramında pozitif ve negatif alanların bulunması. 31

Şekil 4.12 : Logaritmik P-V diyagramı ile yanma başlangıcı ve sonunun bulunması (Shehata, 2010). 33
Şekil 4.13 : Özgül ısı oranı ile yanma başlangıcı ve sonunun bulunması (Shehata, 2010). 33
Şekil 4.14 : Entropi ile yanma başlangıcı ve sonunun bulunması (Shehata, 2010). 35
Şekil 4.15 : Kümülatif ısı çıkışı ile yanma süresinin belirlenmesi (Mingming Zhu, 2012). 35
Şekil 5.1 : EGR sistemi. 38
Şekil 5.2 : (a) EGR'siz motor (b) EGR'li motor karşılaştırılması. 39
Şekil 5.3 : Bir diesel motorunda farklı EGR oranları(CO_2) için basınç-KMA değişimi. 40
Şekil 5.4 : (a) EGR olmadan, (b) EGR ile stokiyometrik karışım oluşması. 40
Şekil 5.5 : EGR oranına bağlı olarak NOx değişimi. 41
Şekil 5.6 : Sıcak ve soğuk EGR'nin karşılaştırılması. 42
Şekil 5.7 : EGR-motor ve turbo şarj ünitesinin basitleştirilmiş şeması. 42
Şekil 5.8 : EGR oranı - NO_x(%) değişimi. 44
Şekil 5.9 : EGR oranı - NO_x(%) değişimi. 45
Şekil 5.10 : Yanma başlangıcının silindir içi basıncına etkisi. 47
Şekil 5.11 : BlueTec SCR teknolojisi. 49
Şekil 5.12 : Lean-NO_x Kapan Teknolojisi. 49
Şekil 6.1 : Maksimum basınca göre (p_{max}) göre azotoksit hesabı (Mehdiyev R. K. O., 2003). 52
Şekil 6.2 : Matlab GUI arayüzü. 57
Şekil 6.3 : Deney ve hesapla (*Vibe* parametreleri: $m=0,4$ ve $\alpha_z=58\ ^0KMA$) elde edilen indikator diyagramların karşılaştırılması. 58
Şekil 6.4 : Deney ve hesap ile efektif çıktıların karşılaştırılması, püskürtme ve yanma süreleri arasındaki ilişki. 59
Şekil 7.1 : Pompa karakteristikleri. (I) başlangıçta hızlı püskürtme (II) başlangıçta yavaş püskürtme. 62
Şekil 7.2 : Püskürtme süresi ve zamanlaması. 63

SEMBOL LİSTESİ

$\mathbf{m_y}$	**:** yakıt kütlesi
$\mathbf{V_h}$	**:** strok hacmi
$\mathbf{\rho_h}$	**:** havanın yoğunluğu
$\mathbf{\eta_e}$	**:** efektif verim
$\mathbf{H_u}$	**:** yakıtın alt ısıl değeri
n	**:** motor devri
$\mathbf{N_e}$	**:** efektif motor gücü
U	**:** gazların iç enerjisi
$\mathbf{Q_H}$	**:** yanma ile açığa çıkan ısı
$\mathbf{Q_W}$	**:** soğutma ile atılan ısı
$\mathbf{\omega}$	**:** krank mili dönme hızı
$\mathbf{\lambda_s}$	**:** biyel eğikliği
$\mathbf{\alpha}$	**:** krank mili dönme açısı
$\mathbf{g_x}$	**:** çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı
x	**:** yanan yakıt kesri
$\mathbf{\alpha_z}$	**:** krank mili dönme açısı cinsinden yanma süresi
$\mathbf{p_o}$	**:** atmosfer basıncı
$\mathbf{T_o}$	**:** atmosfer basıncı
$\mathbf{n_1}$	**:** sıkıştırma politrop üssü
$\mathbf{n_2}$	**:** genişleme politrop üssü
$\mathbf{\eta_m}$	**:** mekanik verim
$\mathbf{n_k}$	**:** sıkıştırma politropik üssü
$\mathbf{P_j}$	**:** cari basınç
R	**:** evrensel gaz sabiti
$\mathbf{M_\Sigma}$	**:** yanma ürünlerinin toplam miktarıdır
$\mathbf{\xi_d}$	**:** disosyasyon ısı kayıp katsayısı
$\mathbf{L_o}$	**:** tam yanma için gerekli teorik hava miktarı
$\mathbf{\gamma_r}$	**:** artık gaz katsayısı
$\mathbf{\alpha_p}$	**:** basınç artış oranı (yanma basıncının sıkıştırma basıncına oranı)
$\mathbf{T_y}$	**:** yerel sıcaklık
$\mathbf{dp/d\alpha}$	**:** yanma işleminde basınç gradyanının değeri
$\mathbf{\lambda}$	**:** hava fazlalık katsayısı
i	**:** silindir sayısı
D	**:** silindir çapı
S	**:** strok
n	**:** devir sayısı
$\mathbf{\varepsilon}$	**:** sıkıştırma oranı
$\mathbf{\eta_v}$	**:** volumetrik verim
$\mathbf{p_k/p_o}$	**:** turbo basınç oranı

α_z : yanma süresi
$T_{intç}$: intercooler çıkış sıcaklığı
m : vibe katsayısı
M_e : tork
b_e : özgül yakıt tüketimi
p_{max} : maksimum yanma basıncı
ΔV : strok başına yakıt

DİZEL MOTORLARINDA AZOTOKSİT OLUŞUMUNUN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Kara, hava ve deniz taşıtlarında kullanılmak üzere üretilen dizel motorlar, yüksek rekabet ve keskin emisyon standartları nedeniyle hızla geliştirilerek yüksek performans ve düşük emisyon sağlayacak şekilde üretilmektedir. Daha yüksek performans ve daha düşük emisyon seviyelerine ulaşmak için ise yanma ve tutuşma dahil silindir içi fiziksel ve kimyasal olayları tanımlayabilecek matematik modellerin oluşturulması gerekmektedir. Bu tez kapsamında "Yanma Kanununu" belirleyen Vibe denklemi, termodinamiğin I. Kanunu, ideal gaz ve piston hareketine bağlı olarak silindir hacminin değişimi denklemleri, azot oksit oluşumunun Zeldoviç mekanizması ve 11 kimyasal reaksiyon esasında oluşturulmuş dizel motorların gerçek çevriminin matematik modeli oluşturulmuştur. Bu model için daha önceden yapılmış MATLAB programına azot oksit oluşumu için yeni hesaplama algoritması eklenmiştir. Bu sayede dizel motorun hem azot oksit hem de performans parametrelerinin gerçek değerlerine ulaşılmaya çalışılmıştır. Yanma kanunun hızını ve süresini belirleyen Vibe parametrelerinin, motorun yakıt tüketimi, performans ve azot oksit emisyonu üzerindeki etkileri detaylı bir biçimde incelenmiş, yapılan model sayesinde farklı motor tiplerinin teorik indikatör diyagramları çıkarılarak deneysel olarak çıkarılması çok fazla tecrübe isteyen ve zaman alan sistemler çok kısa bir sürede elde edilmeye çalışılmıştır. Bu çalışmada azot oksit oluşumunun üç aşamalı geliştirilmiş hesap yöntemi deneysel verilerle birlikte incelenmiştir. TÜMOSAN fabrikasında üretilen 4 silindirli 95 BG gücündeki turbo dizel traktör motoruna ait deneysel veriler geliştirilen yeni hesap yöntemiyle karşılaştırılmış ve olumlu sonuçlar alınmıştır. Özelikle motorun farklı yük ve devirlerde silindir içi basınçları ve yakıt hattı basınçları ölçülerek motorun yanma kanunu hakkında önemli bilgiler elde edilmiş ve bu bilgiler sayesinde motorun yanma kanununa bağlı olarak emisyon ve performans değerleri arasında karşılaştırma yapılmıştır. Optimum yanma kanununu ile çalıştığında emisyon, performans ve dayanaklılık durumu değerlendirilmiştir ve optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu optimizasyon çalışmaları sonucu azot oksit emisyonlarında yüksek miktarda düşüşler gözlemlenmiştir. Ayrıca motor indikasyonu sayesinde (silindir içi basınç ve yakıt hattı basıncı ölçümü) hesaplanabilen değerler ayrıntılı olarak incelenmiş ve tasarım, optimizasyon ve geliştirme faaliyetleri için gerekli olan temel parametrelerin nasıl elde edilebileceği üzerinde durulmuştur.

INVESTİGATION OF THE NITROGEN OXIDES FORMATION EXPERIMENTALLY AND THEORETICALLY IN A DIESEL ENGINES

SUMMARY

Diesel engines are produced for using vehicles, marine and air transportation. Due to high competition and strict emission standards diesel engines have been developed rapidly to provide higher performance and lower emissions. To achieve lower emissions and higher performance, mathematical models, which describe physical and chemical phenomenon including combustion and ignition, have to be made up.

Nitrogen oxides (NO_x) are formed depending on the high cylinder temperature, cooling rate and composition of the burnt product in the engine and have caused many healthy problems for people and environmental damages for many years. To reduce these healthy problems and environmental damages, governments have put some rules for the engine manufacturers.

To burn the fuels in the engine, sufficient air are taken from the atmosphere to the cylinders. Air is compound of the nitrogen and oxygen. Oxygen is used to burn the fuels. When enough time, oxygen and high temperature (>1800 K) are provided, nitrogen and oxygen reacts and nitrogen oxides are formed. Especially, lean mixtures have much oxygen and it is possible to form much nitrogen oxides in the engine.

Gasoline engines are operated mainly in the rich mixtures due to gain more power, and usually control with electronic control units to keep air-fuel ratio on constant. Because of the rich mixture in the gasoline engines, although local temperatures are higher than diesel engines, there is not sufficient oxygen to react with nitrogen oxides, and therefore lower nitrogen oxides are formed in gasoline engines comparison with diesel engines.

Diesel engines are operated always in lean mixture to bring together much air and fuel efficiently. When engines operate in the lean mixture condition, higher engine efficiency and lower specific fuel consumption are gained. Although these advantages seem to be very satisfactory, engine exhaust emissions are very serious problem for diesel engines. Particularly nitrogen oxides (NO_x) and hydrocarbons (HC), carbon monoxides (CO) and particular matter (PM), shoot are main exhaust emissions. To reduce these emissions (NOx, HC, CO, PM and shoot) engine engineers and manufacturers have some ways. Some of them control the emissions with control the combustion, some of them use exhaust after treatment system. All of them are ways to reduce the emissions.

In literature, main engines parameters are calculated by using some methods and software which have very simple and fast interfaces for engine research and development engineers. In addition, there are some approaches to calculate

emissions. All of approaches are complex, and necessary time to solve the equations is too long. For this, engine research and development engineers would like to find new calculation methods to solve equation in a short time. After solve equations, they can optimize and calibrate the engines by using a simple ways. Therefore, these methods and approaches are very important to engine and car manufacturers.

In ITU, some calculation methods have been developed by using theoretical and experimental studies for ten years. Today, after developing approaches theoretically, it is possible to analysis the engines in test bench in ITU Automotive test room. After proving the theoretical methods by using experimental data from test bench, engine research and development engineers can optimize and calibrate engines and contribute commercial companies and universities. These studies also improve Turkey's scientific view in the world and contribute to its economic system.

Automotive test bench system takes many data by using pressure, temperature, and speed sensors. When operating the engine, engine brake torque are taken from dynamometer and speed sensors takes places very close to flywheel to measure engine speed. And also amount of charge air, charge pressure and temperature are measured before intake valves. Amount of the fuel, fuel temperature and fuel pressure are measured and controlled with fuel conditioning system. Cylinder pressure sensor takes place in the cylinder head and it is possible to measure cylinder pressure. This pressure sensor is very durable and sensitive. In addition to after the exhaust manifold, there are some sensors to measure engine exhaust emissions.

In the test bench system, for cooling and oiling working engines, there are two conditioning system to cool and oil the engines. In the oiling system, oil temperature pressure are measured and controlled from control room. Also in the cooling system, flow rate, temperature and pressure of the water are measured, controlled and monitored. These conditioning systems are useful for engine research and development engineers to control the engines.

Determination of the indicator diagrams of the engine cycles are significant to research. Indicator diagrams have a lot of information about the engine. Cylinder pressure sensor and engine speed sensor work in simultaneously. From the indicator diagrams, maximum cylinder pressure, start of the combustion are seen, mean indicated pressure, indicated torque and power, combustion duration, mechanical and indicated efficiency are calculated with effective torque indicator from dynamometers.

It is possible to understanding combustion law of the engine by using calculation method and working with a test bench. When calculation methods are very simple and reliable, engine research and development engineers don't need too much tests and optimize the engines in a very short time.

In this thesis, Vibe equation which determines burn law, first law of thermodynamic, ideal gas equation, change of the cylinder volume depending on piston movement and equation of nitrogen oxides formation with 'Extended Zeldovich Mechanism' and 11 chemical reactions of the burnt gases were used to understand real cycles of diesel engine with a mathematical model.

MATLAB code which was written by Enishan Özcan was arranged according to new calculation algorithm. In this way, this model is used to reach to real values of the performance and emissions of the diesel engine.

The effects of Vibe parameters, which describe burn law speed and combustion duration, on engine fuel consumption, performance and nitrogen oxide formations, are analyzed in depth.

Thanks to this mathematical model, experiences which are hard to achieve experimental indicator diagrams, theoretical indicator diagrams are achieved quickly for different engine types.

In this study, advanced three zones nitrogen oxides formation was compared with experimentally derived results. Data of the 4-cylinders 95 HP turbo diesel tractor engine which was produced in TÜMOSAN and data of the new mathematical model were compared and achieved assertive results. Particularly, in-cylinder pressure and fuel line pressure were measured for different load and engine speed, important knowledge was gained about burn law. With this knowledge, a lot of comparisons were made depending on burn law between emissions and performance of engine.

When engine operated optimum burn law, performance, emissions and durability of the engine were interpreted and some optimization studies were made. End of the optimization studies, significantly reduction of nitrogen oxides amounts were achieved in a diesel engine.

1.GİRİŞ

Son yıllarda zorunlu emisyon sınırlamaları otomotiv sektöründe yapılan araştırma ve geliştirme çalışmalarını özellikle emisyon değerlerinin düşürülmesi buna karşın araç performansının arttırılması, ve yakıt ekonomisinin iyileştirilmesi yönünde yapılmaktadır. Dizel motorları benzin motorları ile kıyaslandığında yaklaşık %25–30 daha az yakıt tükettiği bilinmektedir. Ancak dizel motorlarında azot oksit (NO_x) ve partikül madde (PM) emisyonları yüksektir. Çevre kirliliği ve küresel ısınma ile ilgili problemler ön plana çıktığından dolayı karayolu taşıtlarının yanı sıra, karayolu dışında kullanılan hareketli makinelerin, bu bağlamda traktörlerin ve diğer ziraat tipi araçların zararlı egzoz emisyon değerlerinin, öncelikle azot oksitleri (NO_x), is (duman) ve partikül maddelerin (PM) büyük bir oranda düşürülmesi öngörülmektedir. Azot oksit oluşumu üzerine yapılmış yüzlerce çalışma mevcuttur fakat hala tam olarak oluşumu ve hesabı üzerinde bilim dünyası bir karara varamamıştır.

Avrupa birliği yol dışı dizel motorlarının emisyon standartları Çizelge 1.1, Çizelge 1.2, Çizelge 1.3 ve Çizelge 1.4'te farklı motor güçleri için gösterilmiştir. Özellikle NO_x sınırlaması 1999 yılında yürürlüğe giren Faz I'den, 2014 yılında yürürlüğe girecek olan Faz IV'e 9,2 g/kWh 'den 0,4 g/kWh değerine düşürülmesi öngörülmüştür. Bu aşırı sınırlama otomotiv sektörünü azot oksit emisyonu üzerine yönlendirerek araştırma geliştirme çalışmaları hız kazanmıştır.

Çizelge 1.1 : AB Faz I/II yol dışı dizel motorları için emisyon standartları.

Kategori	**Net Güç**	**Tarih***	**CO**	**HC**	**NO_x**	**PM**
	kW		g/kWh			
Faz I						
A	$130 \leq P \leq 560$	01.1999	5,0	1,3	9,2	0,54
B	$75 \leq P < 130$	01.1999	5,0	1,3	9,2	0,70
C	$37 \leq P < 75$	04.1999	6,5	1,3	9,2	0,85
Faz II						

E	130 ≤ P ≤ 560	01.2002	3,5	1,0	6,0	0,2
F	75 ≤ P < 130	01.2003	5,0	1,0	6,0	0,3
G	37 ≤ P < 75	01.2004	5,0	1,3	7,0	0,4
D	18 ≤ P < 37	01.2001	5,5	1,5	8,0	0,8
* Faz II ayrıca sabit hızlı motorlara uyarlanır: 01.2007						

Çizelge 1. 2 : Yol dışı dizel motorları için Faz III A emisyon standartları.

Kategori	**Net Güç**	**Tarih***	**CO**	**NO_x + HC**	**PM**
	kW		g/kWh		
H	130 ≤ P ≤560	01.2006	3,5	4,0	0,2
I	75 ≤ P < 130	01.2007	5,0	4,0	0,3
J	37 ≤ P < 75	01.2008	5,0	4,7	0,4
K	19 ≤ P < 37	01.2007	5,5	7,5	0,6
*Sabit hızlı motorlarda H, I kategorileri için uygulama tarihi: 01.2011, J kategorisi için uygulama tarihi: 01.2012					

Çizelge 1. 3 : Yol dışı dizel motorları için Faz III B emisyon standartları.

Kategori	**Net Güç**	**Tarih***	**CO**	**HC**	**NO_x**	**PM**
	kW			g/kWh		
L	130 ≤ P ≤560	01.2006	3,5	0,19	2,0	0,025
M	75 ≤ P < 130	01.2007	5,0	0,19	3,3	0,025
N	56 ≤ P < 75	01.2008	5,0	0,19	3,3	0,025
P	37 ≤ P < 56	01.2007	5,0	4,7*		0,025
	* **NO_x + HC**					

Çizelge 1. 4 : Yol dışı dizel motorları için Faz IV emisyon standartları.

Kategori	**Net Güç**	**Tarih***	**CO**	**HC**	**NO_x**	**PM**
	kW			g/kWh		
Q	130 ≤ P ≤560	01.2014	3,5	0,19	0,4	0,025
R	56 ≤ P < 130	10.2014	5,0	0,19	0,4	0,025

2.LİTERATÜR ÖZETİ

S.M.Aithal, NO_x oluşumunu sonlu-hızlı kimyasal kinetik kullanarak bir dizel motoru için modellemiştir. Buna göre, hızlı fiziksel temelli modelinde NO_x oluşumunun zamana bağlı olarak gelişmesini tahmin etmeye çalışarak, bunu tek silindirli deney motorundan alınan deneysel NO_x ile karşılaştırma fırsatı bulmuştur. Geleneksel Zeldoviç temelli hesaplama yöntemi yerine, NO_x oluşumunu 8 tür ve 6 adım mekanizması ile hesaplanmış ve teorik hesaplama ile bulunan NO_x miktarının deneysel sonuçlarla elde edilen NO_x miktarıyla yüksek oranda örtüştüğünü kanıtlamıştır (S.M.Aithal, 2010).

Bir grup araştırmacı, Zeldoviç mekanizmasına bağlı olarak, bir dizel motorunda NO oluşumunu teorik ve deneysel olarak karşılaştırma fırsatı bulmuştur. Silindir içi yerel NO oluşum konsantrasyonları deneysel olarak ölçülmüş, teorik olarak NO oluşumunun hesabı karışım kontrollü yanma fazı süresince hesaplanarak deneysel veriler ile karşılaştırma yapılmıştır. Buna çalışma sonucunda deneysel olarak bulunan NO miktarı, hesap ile bulunan NO miktarından fazla çıkmış. Buna sebep olan etmenin de, yerel NO'ların ölçüm sistemiyle daha iyi ölçülmesi olarak belirtilmiştir (K.Verbiezen, 2007).

Bir grup araştırmacı, NO emisyonunu tahmin edebilmek için düşük hızlı bir diesel motora uygun bir metot geliştirmiştir. Bu metotta boyutsuz model kullanılmıştır. Bu model iki MAN B&W motoru tarafından deneysel verilerle karşılaştırılarak geçerliliği kanıtlanmıştır. NO_x hesabı Zeldoviç mekanizması kullanılarak yapılmıştır. Yanma prosesi bölgelere ayrılmış ve her bir bölgenin alev sıcaklıkları ve ürün miktarları hesaplanmıştır. Bu model NO_x emisyonunu maksimum %5 hata ile bulmaktadır (Fabio Scappin, 2011).

Bir grup araştırmacı, direkt enjeksiyonlu, standart dizel yanma odası geometrisine sahip bir dizel motoru üzerinde teorik ve deneysel çalışmalar yaparak motorun performans ve emisyonları üzerinde karşılaştırmalar yapmıştır. Azot oksit (NO)

hesabı için kimyasal hız denklemlerini kullanmakla birlikte, egzoz gazlarını 11 türün C-H-O'ya göre kimyasal denge miktarlarını farklı yük, devir ve püskürtme zamanları için hesaplamışlardır. Yanma prosesini, yanmış ve yanmamış bölgeler olarak ayırarak 2 bölgeli model oluşturmuşlardır. Bu bölgelerin yerel sıcaklık ve silindir basınçları hesaplanmıştır. Deneysel ve teorik NO değerlerinin yüksek hassasiyette örtüştüğü görülmüştür. (C.D.Rakopoulos, 2003).

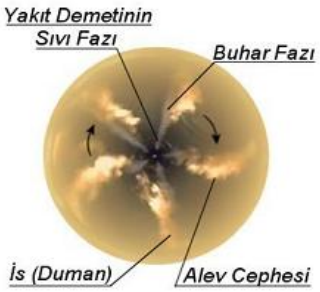
3. DİZEL MOTORLARINDA YANMA ÇEŞİTLERİ

Dizel motorlarında yanmanın verimli bir şekilde gerçekleşebilmesi için, yanma odası geometrisi ve yanma şeklinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu sayede keskin emisyon standartlarına ulaşmak ve çevreye bırakılan zararlı gazları azaltmak mümkün olur. Aşağıda dizel motorlarında yanma odası geometrileri ve yanma şekilleri hakkında bilgiler verilmiştir.

3.1 "Açık" Tip Klasik Yanma Odası ve Common-Rail Kullanılarak Hacimsel Karışım Oluşturma

Common Rail direkt püskürtmeli dizellerde 1930'larda Hesselman tarafından önerilmiş olan "açık" tipli yanma odası geometrisi kullanılmaktadır. Çok delikli enjektörler yardımı ile yakıt yanma odasına gönderilir ve yanma odası duvarlarına çarpmadan hava ile homojen karışmaktadır (Hacimsel karışma yöntemi) (R.Gökbel, 2008).

Tokyo Teknik Üniversitesinde yapılmış çeşitli deney sonuçları gösterir ki, yakıt çok delikli enjektörden püskürtüldükten sonra buharlaşır ve buhar demeti pirolize (parçalanma) uğrayarak serbest kalan karbon (C) tutuşarak yanar. Şekil 3.1'de direkt püskürtmeli bir dizel motorunda yakıtın tutuşma anı fotoğraflanmıştır. Yakıt beş delikli enjektörden püskürtülmüştür. Yakıt, enjektörden sıvı halde çıktıktan bir süre sonra yüksek silindir içi sıcaklıklarıyla birlikte buharlaşmaya başlar ve karbon piroliz işlemine maruz kalarak yanma gerçekleşir. Yakıt demetinin ucunda serbest kalan C-atomları is (duman) meydana getirmektedir. Ayrıca emme havasında daha önceden oluşturulmuş hava döngüsü sayesinde yakıt ve havanın daha iyi karışması sağlanmış ve yakıtın yanma odası duvarlarına çarpması önlenmiştir.

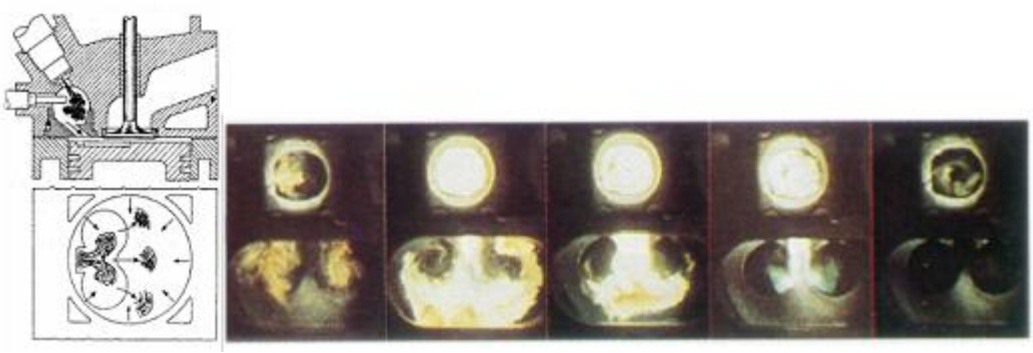


Şekil 3. 1 : Direkt püskürtmeli dizel motorunda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anındaki fotoğrafı.

Püskürtme basıncı arttıkça TG süresi çok fazla değişmemesine rağmen, buharlaşma, piroliz ve yanma süreleri oldukça azalmaktadır. Buna karşın basınç gradyanı artarak motor gürültü artmaktadır. Direkt püskürtmeli dizel motorlarda 5-8 delikli ve delik çapı 0,1-0,2 mm olan enjektörler kullanarak yakıt 700-2200 bar gibi yüksek basınç değerlerinde yanma odasına gönderilerek homojen hava yakıt karışımı sağlanmaktadır. Tüm bu şartları sağlamak için yanma odası geometrisi geniş hacim açıklığına sahip olmalıdır. Ayrıca bu "açık" yanma odası ve püskürtme sistemi ile TG süresinin kısa olması ve yanma hızının aşırı değerlere çıkmasını önlemek için yakıtın setan sayısı yüksek olması gerekmektedir (>46). Bu nedenle bu yanma odası geometrisinde setan sayısı düşük olan diğer petrol ve bitkisel esaslı yakıtlarla çalışabilme olanağı ancak motor üzerinde çok büyük değişikler yaparak mümkün olmaktadır. Common-Rail sisteminde yüksek basınçta ön, ana ve art püskürtme yapılabilmektedir bu sayede esnek bir püskürtme sisteminin olmasına olanak sağlar (R.Gökbel, 2008). Fakat sistemin ihtiyacı olan yüksek basınç, maliyeti yüksek ve ileri teknoloji üretim yöntemleri içeren bir dizi prosesten geçmektedir. Ayrıca yüksek basınçta püskürtme sonucu silindir içi sıcaklık ve basınç artmakta, NO_x oluşumu için ortam hazırlanmaktadır ve motor ömrü kısalmaktadır. Bu olumsuzluğu gidermek için de genellikle motor egzoz manifoldu çıkışında EGR, SCR vb. sistemler kullanılarak NO_x miktarı düşürülmeye çalışılmaktadır. Bu sistemler ileri kısımlarda detaylı olarak açıklanmıştır. Ayrıca daha kaliteli malzeme kullanılarak motor ömrü artırılmaya çalışılmaktadır. Sonuçta direkt püskürtmeli "açık" tip yanma odalı dizel motorlarının birçok dezavantajı olmasına rağmen özellikle ticari ve binek araçlarda oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu sistem şu anda çeşitli ek donanımlarla birlikte binek ve kamyon motorlarında Euro emisyonlarını karşılamakta etkili bir yöntem olduğu düşünülmektedir.

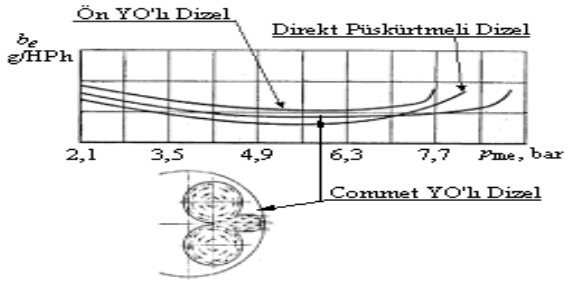
3.2 COMMET Tipli Ön Yanma Odalı Dizel

COMMET tipli ön yanma odalı dizel motor, II. Dünya savaşından sonra Ricardo tarafından geliştirilmiş ve son yıllara kadar hala piyasada bulunmakta olan, ön yanma odalı ve yanma odasının piston kısmında bulunan sekize benzer geometrisi olan bir motordur. Motorun şematik resmi ve yanma fotoğrafları Şekil 3.2'de görülmektedir. (R.Gökbel, 2008)



Şekil 3. 2 : COMMET tipli ön yanma odalı motorun yakıt-hava karışım oluşumu ve yanma sürecinin fotoğrafları.

Ön yanma odalı dizel motorların gücü artırabilme, duman ve gürültü emisyonlarını düşürerek avantajlı yönlerinin olduğu bilinmektedir. COMMET tipli ön yanma odalı motorun birinci aşamasında yakıt ön yanma odasına püskürtülerek kızdırma bujisi sayesinde yanmaya başlar ve yüksek hızda silindire doğru ilerler. Piston üzerinde birbirine ters yönde dönen döngü hareketi oluşturularak yanmanın ikinci aşaması tamamlanır.



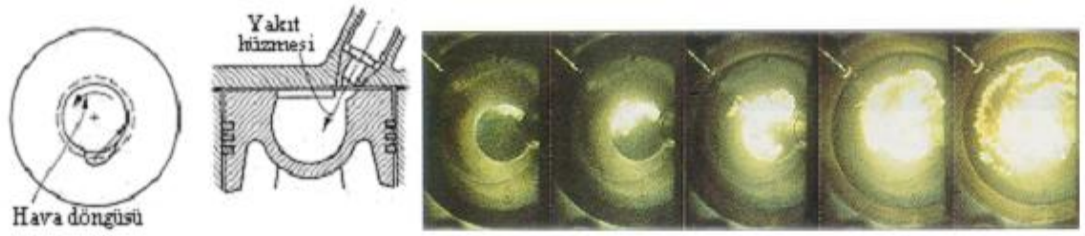
Şekil 3. 3 : Çeşitli dizel motorlarında yüke bağlı olarak özgül yakıt tüketimi değişimleri (b_e).

Şekil 3.3'te yüke bağlı olarak farklı yanma odası geometrisine sahip dizel motorların özgül yakıt tüketim eğrileri gösterilmiştir. COMMET yanma odalı dizel motoru, yakıt ekonomisi bakımından ön yanma odalı dizel ve direkt püskürtmeli açık tip yanma odalı dizelle karşılaştırıldığında ortada yer almaktadır. Efektif motor gücü

bakımından ise, fazla duman üretmeden %10-13 gibi yüksek sayılabilecek bir avantaja sahiptir. Ricardo bunun sebebi olarak, piston üzerinde bulunan sekize benzer yanma odasında türbülanslı çift döngülerin oluşması ve silindir içerisindeki havanın tam olarak kullanılabilmesi şeklinde açıklamıştır.

3.3 MAN M-Proses Yanma Odalı Dizel

Bu yöntemde, yakıt düşük basınçta (<400 bar) püskürtülerek piston üzerinde bulunan yarım küre şeklindeki yanma odası duvarlarına sıvanır ve burada ince bir yakıt tabakası oluşturulur. Yakıt buharlaşma ısısını, direkt püskürtmeli motorlarda olduğu gibi hava yerine piston sıcaklığı yardımı ile alır. Bu yöntemde yakıtın %95'i hava ile karışmadan duvara sıvanır, %5'lik kısım ise daha küçük TG sağlayarak yanmanın patlama şeklinde gerçekleşmesini önlemektedir (R.Gökbel, 2008). Yanma odası içerisinde oluşturulan dairesel hava döngüsü sayesinde buharlaşan yakıt ile hava karıştırılmaktadır. Bu sistem, common-rail sistemine göre çalışan yüksek yakıt hattı basıncı ihtiyacını azaltarak daha basit ve ucuz bir püskürtme sistemi ihtiyacından dolayı avantajlı konuma geçmektedir. Yakıtın buharlaşma ısısını silindir içindeki havadan alması ve yakıt demetinin yanma odası duvarlarına temas etmemesi gibi direkt püskürtmeli sistemin vazgeçilmez kanunlarını yıkarak, motorun performans ve emisyon değerlerinin iyileşmesine imkan vermektedir. Püskürtülen yakıtın sadece %5'lik kısmının kendi kendine kolaylıkla tutuşabilmesi düşük setan sayılı yakıtların kullanılmasına olanak sağlayarak çok yakıtlılık özelliği kazanmıştır.



Şekil 3. 4 : MAN-M tipli dizel motorunda yakıt-hava karışımının oluşumunun şeması ve yanma sürecinin fotoğrafları.

Yarım küre yanma odası geometrisi ve MAN-M prosesinin, direkt püskürtmeli "açık" yanma odalı dizel motorlarla karşılaştırıldığında yakıt tüketimi açısından daha kötü durumdadır. Bunun nedeni de, yakıtın tutuşmadan önce %95'lik kısmının buharlaşma işlemine tabii tutulması ve yanma hızı düşerek iş çevriminin

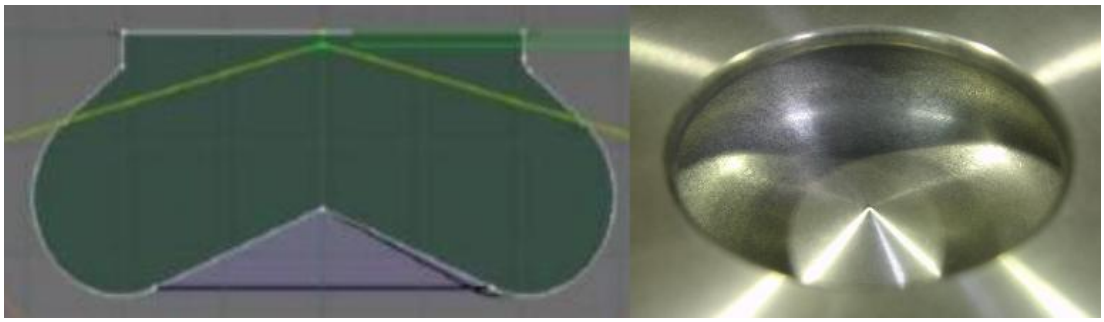
termodinamik kayıplarını artırmasıdır. Yanma hızındaki bu azalış silindir içi sıcaklıkları düşüreceğinden dolayı NO_x oluşum miktarı düşmektedir.

3.4 MR-1 Tipli Yanma Odası

Ön türbülanslı yanma odalı dizellerde ve MAN-M proseste düşük basınçta yakıt püskürterek is ve NO_x emisyonlarını düşürmek mümkündür. Ancak yakıt tüketimi açısından direkt püskürtmeli dizellerle karşılaştırıldığında daha kötü sonuçlar elde edildiğinden yaygınlaşamamışlardır. Ayrıca direkt püskürtmeli ve devir sayısı n<3000 dev/dak olan dizel motorlarda da emisyon standartlarının öngördüğü değerlere ulaşabilmek yakıt tüketimi açısından artışlara neden olmuştur. Bu sebeple hem direkt püskürtmeli hem de MAN-M Prosesi ile çalışan dizel motorlarının iyi yönleri birleştirilerek farklı bir yakıt-hava karışımı oluşumu ve yanma yönteminin geliştirilebileceği düşünülmüştür (Mehdiyev R., 2006).

Azerbaycan Teknik Üniversitesinde (AzTÜ) eski Sovyetler Birliğinin çeşitli bilimsel araştırmalar ve sanayi merkezleri ile işbirliği kapsamında 40 yıldan fazla sürmüş olan çalışmalar ve son yıllarda İstanbul Teknik Üniversitesinde (İTÜ) Prof. Dr. Rafig MEHDİYEV'in yönetiminde içten yanmalı motorların performans ve yakıt ekonomisini iyileştirmek, egzoz gazı emisyonlarını düşürmek ve çok yakıtlı motorlarla ilgili olarak, yapılmış ve yapılmakta olan bilimsel ve fizibilite çalışmalarıyla açık tip yanma odası ile common rail kullanılması ve MAN M-Proses yöntemlerinin avantajlı taraflarını kendi içinde birleştirerek MR-1 yanma odası önerilmiştir.

Optimum hızlı yanma kanununu gerçekleştirmek için geliştirilmiş yeni yanma odasının (T.C. TPE Patent başvuru No: B.14.1.TPE.0.07.01.03-2004/01674) şeması Şekil 3.5'te gösterilmiştir. TÜMOSAN dizel motorları pistonlarının yapısına ve enjektörün silindir kafasındaki konumuna bağlı olarak tasarlanmış yeni yanma odasının (sembolik olarak MR-1 adlandırılmıştır) kesiti ve fotoğrafı gösterilmiştir. Klasik ω-tipli yanma odası geometrisinden farklı olarak yeni odada yakıt-hava karışım oluşumu MAN-M-Prosesli motorlarda olduğu gibi, püskürtülen yakıtın yanma odası duvarlarına sıvanması veya "tabakalı karışma" yöntemi ile gerçekleştirilmektedir. (Mehdiyev R, 2008)



Şekil 3. 5 : TÜMOSAN dizel motorlarının optimum yanma kanununu gerçekleştirebilen yeni MR-1 yanma odası.

Emme sürecinde, klasik içten yanmalı motorlarda olduğu gibi, helisel emme kanalının yardımıyla silindire doldurulan taze hava, sıkıştırma sürecinde de hızını belli bir seviyede koruyabilen türbülanslı bir döngü hareketi oluşturur. Sıkıştırma sürecinin sonuna yakın belirli bir avans açısında en az 3, en çok 5 delikli enjektörün yardımıyla düşük basınçta (<500 bar) yakıt yanma odası oyuğunun Şekil 3.5'te gösterildiği gibi, duvarlarına doğru püskürtülür. Püskürtülen yakıtın sıvanması için duvarın yüzey alanını artırmak ve böylece duvarların sıcaklığı ile yakıtın çabuk buharlaşması için yanma odası oyuğunun koni açısı ve yakıt demetinin yanma odasına yönlendirilme açısı 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 hızı, oyuğun en küçük çapının silindir çapına oranını optimum sınırlar arasında tutarak elde edilir. Yakıtın duvara sıvanma alanını mümkün olduğunca arttırmak için yanma odası oyuğunun simetri ekseni üzerine yerleştirilmiş enjektör deliklerinin yönlendirilme açısı, piston ÜÖN'da olduğu an püskürtülen yakıt demetinin üst dış kenarı ile pistonun yüzey alanı yaklaşık aynı hat üzerinde olması esasına göre belirlenmiştir (Mehdiyev R, 2008). Böylece düşük sıcaklık (300-350^{o}C) ortamında hızla buharlaştırılan yakıt piroliz işlemine uğramadan, is (*C*) oluşumu büyük oranda engellenmiş olur. Buhar haline gelmiş yakıtın yanma odasının en sıcak bölgesine - merkezine doğru yöneltmek ve buradaki hava ile karışıp çabuk tutuşarak yakılmasını sağlamak için oyuğun dibinde tepe noktası kesik koninin ekseni üzerinde yer alan, koni açısı belli aralıkta tutulan bir koni çıkıntısı yerleştirilir. Oyuğun duvarları ile dibi birbiriyle motorun sıkıştırma oranına bağlı olarak yanma odası hacmi hesabından belirlenen bir yarıçapla birleştirilir. Bu nedenle yanma işlemi büyük oranda yanma odası oyuğunun

merkezinde oluşur ve alev cephesinin, klasik yanma odalarından farklı olarak, soğuk cidarların yakınında sönmesi engellenir. Böylece, direkt püskürtmeli dizellerde kullanılan çok delikli (7-8 adet) enjektör ve yüksek püskürtme basınçları (>800 bar) yerine, en çok 5 delikli enjektör ve düşük püskürtme basıncı (<500 bar) kullanılarak tam yanma sağlanır ve eksik yanma ürünleri olan C (PM- partikül madde), CO ve HC epey azaltılabilir. 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 patlama ile yanma) bir ölçüde frenlenir ve böylece hem motorun NO_x ve Gürültü emisyonların sınır değerlerini aşması engellenir hem de motor çok yakıtlılık yeteneği kazanmış olur. Böylece dizel motorunun önerilmiş yanma odasıyla çalışması durumunda farklı yakıtlar kullanıldığında performans ve ekonomi değerlerin yükseltilmesi, motor maliyetinin ve servis ihtiyacının azaltılması, emisyon değerlerinin çevre lehine iyileştirilmesi sağlanmış olur (Mehdiyev R, 2008)

MR-1 yanma odasının "optimum yanma kanunu" gerçekleştirme özelliklerini görmek için, yakıtın yanma hızının veya "yanma kanununun" motorun performansına, azot oksit (NO) ve gürültü emisyonlarına etkisini teorik olarak araştırmaya imkan veren bir matematik model oluşturulmuştur.

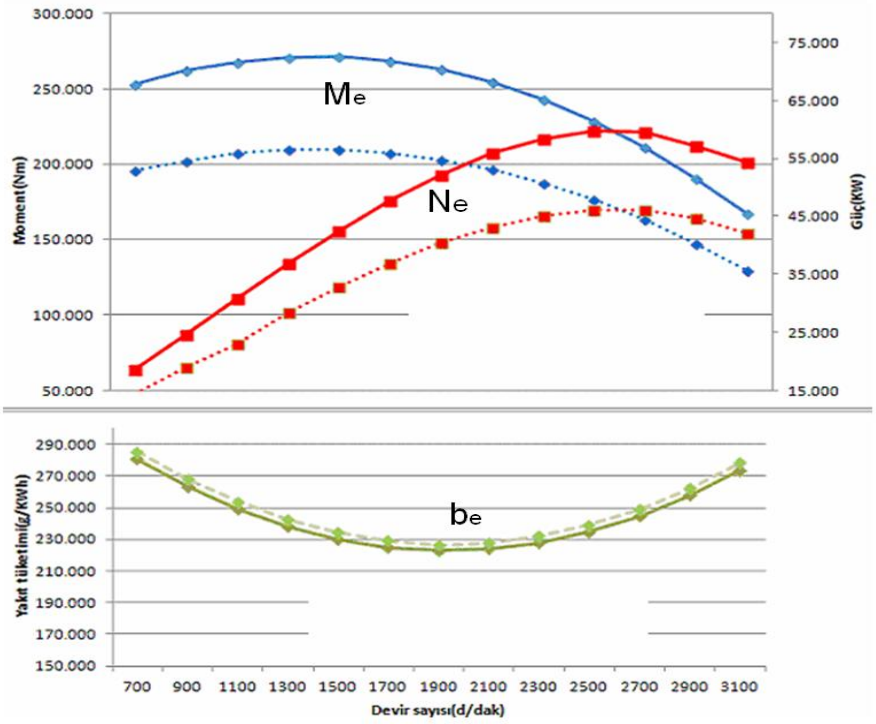
TÜMOSAN motorlarının gücünün %30-%35 civarında artırılması için tabii olarak turbo basınç oranını ve buna paralel olarak çevrim başına püskürtülen yakıt miktarını artırmak gerekmektedir. MR-1 YO'sında çevrim başına püskürtülen yakıtın artan miktarını yanma odasının konik duvarlarına sıvamak için alanın yeterli olmadığını dikite alarak MR-1/V2 yeni yanma odası geliştirilmiş ve Türkiye ve AB'nin patentleri (No: TPE.2009/07442 Y, 17.01.2011, No: PCT/TR2010/000117) ile korumaya alınmıştır. Bu YO'nın kullanımı ile motorların performans, kirletici ve gürültü emisyonlarının iyileştirilmesinin yanı sıra, seri üretimde olan mevcut blok, krank-biyel mekanizması, soğutma ve yağlama sistemlerinde yapısal değişiklikler yapmadan motorun yeterli dayanaklılığının sağlanabileceği de öngörülmüştür.

Bu hedeflere ulaşmanın mümkün olup olmadığını kanıtlamak için 3 ve 4 silindirli TÜMOSAN motorların (D/S=104/115 mm) gerçek çevriminin termodinamik hesabı yapılarak sonuçları incelenmiştir. Çizelge 3.1'de 3 Silindirli motorun doğal emişli ve turbo şarj versiyonlarının gerçek çevrimlerinin termodinamik hesap sonuçları verilmiştir. Turbo Şarj versiyonunda sıkıştırma Oranı (ε), HFK (λ) ve yanma

sürecinde basınç artış oranının (p_z/p_c) değerleri ile oynayarak yanma sonu sıcaklık (T_z) ve basıncın (p_z) değerlerinin mevcut Doğal Emişli motordaki ile Turbo Motorunda da yaklaşık aynı değerde olması şartıyla gücün ne kadar artırmanın mümkün olduğu belirlenmiştir. Çizelge 3.1 ve Şekil 3.6'dan görüldüğü gibi, bu şart dâhilinde 3 silindirli motorun Gücünü 62'den 81 BG dek (%30), Torkunu 210'dan 275 Nm'e dek (%29,3) artırmak, Özgül Yakıt Tüketimini ise yaklaşık aynı seviyede (165-162 g/BGSaat) tutmak mümkün olmuştur. Bu durumda Sıkıştırma Oranının ε=17'den 16'a düşürmek, yakıt-hava karışımını fakirleştirmek için HFK'yi λ=1,4'ten 1,8 dek büyütmek, volümetrik verimi η_v=0,855'den 0,9 dek artırmak (silindir başına 4 supaplı mekanizma kullanmak yolu ile), Basınç Artış Oranını $\alpha=p_z/p_c$=2'den 1,1 değerine dek düşürmek gerekmektedir. Sonuncu talep yeni geliştirilen MR-1/V2 yanma odasının aşağıda bahis edilen özelikleri ile karşılanmaktadır.

Çizelge 3. 1 : 3 Silindirli motorun gerçek çevriminin termodinamik hesap sonuçları.

PARAMETRELER	**Mevcut Doğal Emişli Motor**	**Turbo Motor**
Sıkıştırma Oranı ε	17	16
HFK λ	1,4	1,8
Volümetrik verim η_v	0,855	0,9
Turbo Basınç Oranı p_k/p_0	1,0	1,7
Basın Artış Oranı p_z/p_c	**2,0**	**1,1**
Yanma sıcaklığı T_z K	2294	2185
Maksimum Yanma Basıncı p_z, bar	82,2	79
Güç N_e, BG/2500 dak^{-1}	62	81 (+%30)
Tork M_e, Nm/1500 dak^{-1}	210	275 (+%29,3)
Yakıt Tüketimi, b_e g/BGsaat	165	162



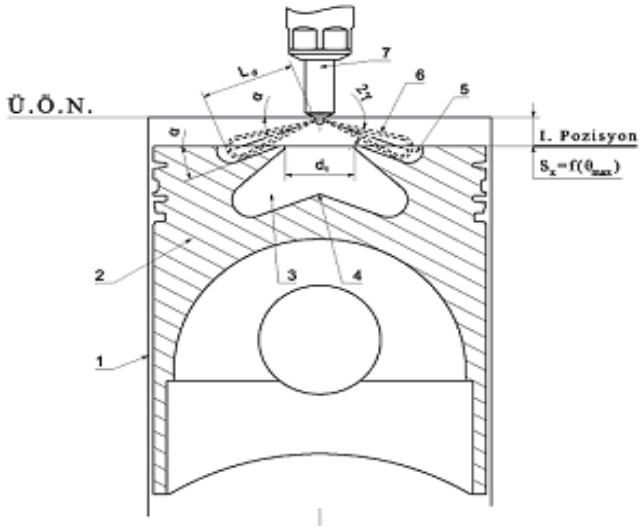
Şekil 3. 6 : 3 Silindirli TÜMOSAN doğal emişli ve turbo şarjlı motorlarının maksimum yük – hız karakteristiklerinin karşılaştırılması.

3.4.1 MR-1/V2 yanma odasının özelikleri

Deneysel çalışmalarla MR-1 yanma odasının dezavantajı olarak soğuk kış mevsimlerinde, özellikle hava sıcaklığı -5 ^{0}C altına düştüğünde motorun marş süresi uzayarak ilk çalıştırılmasının zor olduğu tespit edilmiştir. Çalışmaya başladıktan sonra ise bir müddet (motor sıcaklığı normal değerlerine ulaşana dek) motor egzozu yanmamış yakıtla veya hidrokarbon bileşimleri (HC) ile zengin olan **"beyaz duman"** şeklinde atılarak hem çevreyi kirlettiği, hem de yakıt tüketimini artırdığı belirlenmiştir. Bunun sebebi soğuk yanma odası duvarlarına sıvanan yakıtın buharlaşabilmesi için sıcaklığın bir müddet yeterli olmamasıdır. Bu dezavantajı ortadan kaldırmak ve püskürtülen yakıtın yanma odası duvarlarına sıvanma alanını artırmak amacıyla MR-1V2 adlandırılan yeni yanma odası geliştirilmiştir. Şekil 3.7'de piston üzerinde tasarlanan MR-1/V2 yanma odasının şeması gösterilmiştir. Piston (2) üzerine yerleştirilmiş yanma odası simetri ekseni aynı olan ana (3) ve ön (5) olmakla iki dönel simetrik hacimlerden oluşur. Ön yanma odası (5) dibinin yatay eksene göre açısal konumu enjektör (5) deliklerin yönlendirilme açısı (α) ile aynı civardadır, dış sınır çapı (d_2) ise tam yükte çevrim başına püskürtülen yakıtın

yaklaşık %25'ni kapsayan yakıt demetinin boyuna (L_d) bağlı olarak $d_2 \geq 2L_d$ değerinde boyutlandırılır. Motorun marş, boşta ve düşük yük çalışma rejimlerinde yakıtın yanma odasına püskürtülme avansı, alışılmış dizel motorlarında olduğu gibi, maksimum değerlerine ($\alpha_{mak} \approx 20\text{-}25^0$ KMA) ayarlanır. Bu ayarda, Şekil 3.7'de de gösterildiği gibi, pistonun ÜÖN'ye göre aldığı I. Pozisyonunda – $S_x=f(\alpha_{max})$ belli bir yönlendirme açısı (α) altında püskürtülen yakıt demeti (6) tamamen ön yanma odası (5) hacminde yer alarak hacimsel karıştırma yöntemiyle yakıt-hava karışımı oluşturulur ve sıcaklığı 650–800 ^0C civarında değişen hava ortamında, soğuk kış mevsimlerinde bile, çabuk tutuşarak "beyaz duman" oluşturmadan yanar. Bu çalışma rejimlerinde püskürtülen yakıt demetinin (6) ana yanma odasına (3) girmesini önlemek için onun giriş ağzının çapı piston çapının (D) %20-%25'ni aşmamalıdır [$d_1 \sim (0{,}20\text{-}0{,}25)D$].

Ön yanma odası (5) motorun %0-%20 yük rejimlerinde devrede bulunduğu için onun hacmi tüm yanma odası hacminin %15-%20 kısmına eşit olmalıdır. Bu odada (5) hacimsel yöntemle karışım oluşumunu gerçekleştirmek için yanma odası tabanının yatay eksene göre açısal konumu enjektör (7) deliklerinin yönlendirilme açısı (α) ile aynı tutulur ve dış sınır çapı (d_2) çevrim başına püskürtülen yakıtın yaklaşık %20'ni kapsayan yakıt demetinin boyuna (L_d) bağlı olarak $d_2 \geq 2L_d$ değerinde boyutlandırılır.



Şekil 3. 7 : MR-1/V2 yanma odalı pistonun kesiti.



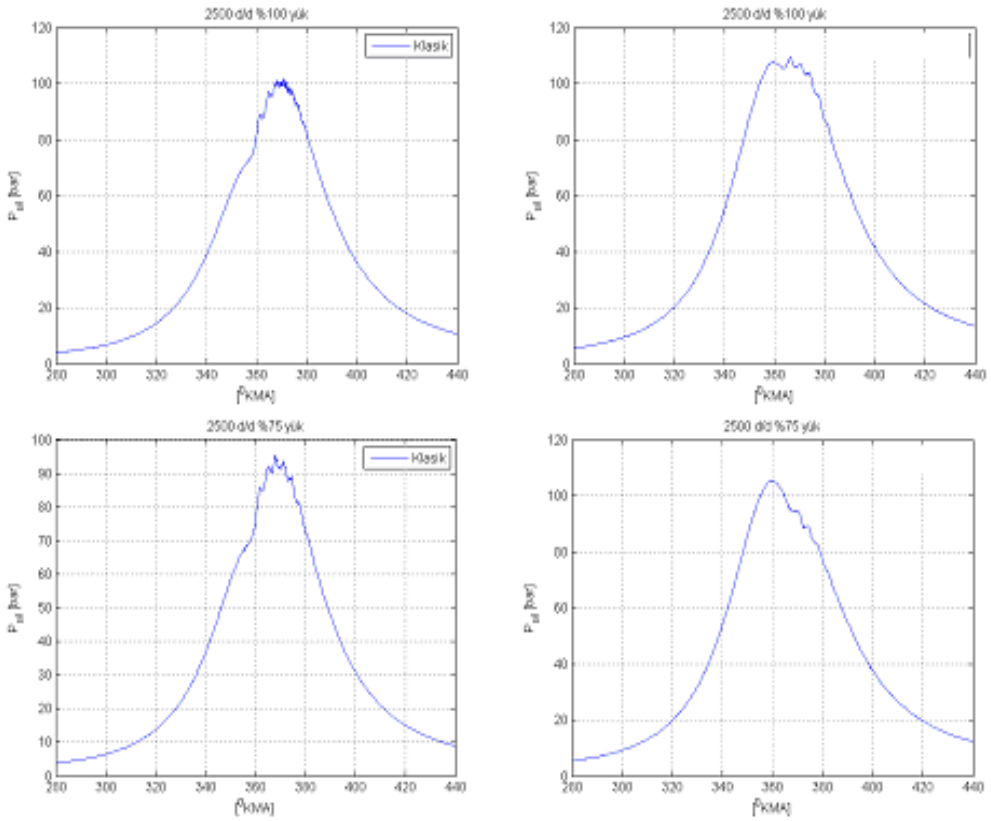
Şekil 3. 8 : MR-1/V2 YO'sına püskürtülen yakıt demetinin üst ve alt duvarlara sıvanma simülasyonu.

Motor yükselen yük rejimlerinde çalıştığında yakıt püskürtme avansı azaldığı için piston ÜÖN'ye yakın bir değer kazanır. Bu durumda, Şekil 3.8'de gösterildiği gibi, yakıt demetinin bir kısmi ön yanma odası tabanına, diğer kısmi ise ana yanma odası duvarına sıvanarak tabakalı yöntemle yakıt-hava karışımı oluşturulur. Böylece, ön yanma oda bölgesi olmayan MR-1 YO'dan farklı olarak, motorun %20'nin üstünde olan yük rejimlerinde püskürtülen yakıtın yanma odasının üst ve alt duvarlarına sıvanması ile sıvanma alanının 2 kat artırılması sağlanmış olur. Bu durumda duvara sıvatılan yakıt demeti daha ince kalınlıkla film oluşturarak püskürtülmekte olan yakıtın daha çabuk buharlaşmasına sebep olduğundan dolayı normal sıcaklık rejimine ulaştırılmış motor "beyaz duman" oluşturmadan performans, verim, egzoz gaz ve gürültü emisyonları açısından daha avantajlı iş rejimi sergileyebilir.

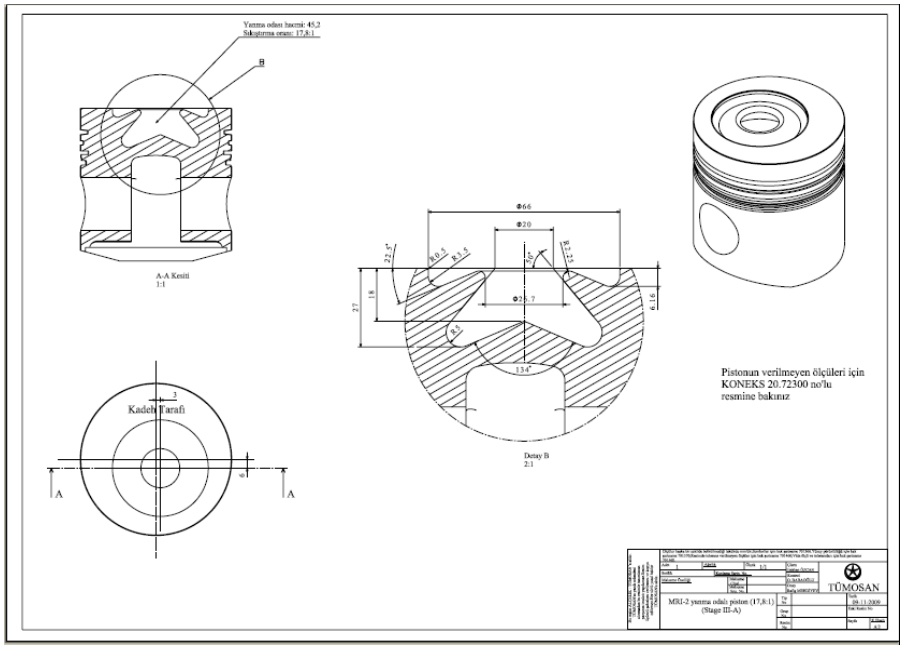
Sıkıştırma oranı ε=18 olan MR-1/V2 yanma odası ile donatılmış 4 silindirli motorun OTAM'da yapılan Emisyon ve Gürültü testleri ile iyi sonuçlara varılmıştır. Şekil 3.9'dan da görüldüğü gibi, sıkıştırma oranının yüksek olmasına rağmen (ε=17'ye karşın 18) sıvanma alanı 2 kat artırıldığı için MR-1/V2 YO yanma sürecinin yaklaşık p=conct şartında gerçekleşmesini sağlamaktadır.

Bu yanma odasının kullanımı ile 4 Silindirli 95 BG motorun egzoz gaz emisyonlarını Stage IIIA seviyesine dek, Gürültü emisyonunu ise Klasik YO'lı motorla kıyaslandığında 3-5 dB(A) düşürmek mümkün olmuştur. Fakat motorun marş kolaylığını sağlamak için sıkıştırma oranını 18'e dek artırmakla motorun bir sonraki performans artışında yanma basıncının yüksek değerlere ulaşacağı için motor dayanaklılığının kötüleşebilecek endişesi de söz konusu olmuştur. Bu yüzden sıkıştırma oranı ε=16 ve 16,5 olan yeni MR-1/V2 yanma oda geometrileri tasarlanmış ve KONEKX Firmasında üretilerek temin edilmiştir. Sıkıştırma oranı düşürülmüş bu yanma odası ile çalışan motorların marş kolaylığını sağlamak için Isıtma Bujisi kullanımı zorunlu bulunmuştur. Şekil 3.10'da silindir başına 2 supaplı dizel motorları için (piston çapı 104 mm) tasarlanan MR-1/V2 YO'lı pistonun teknik

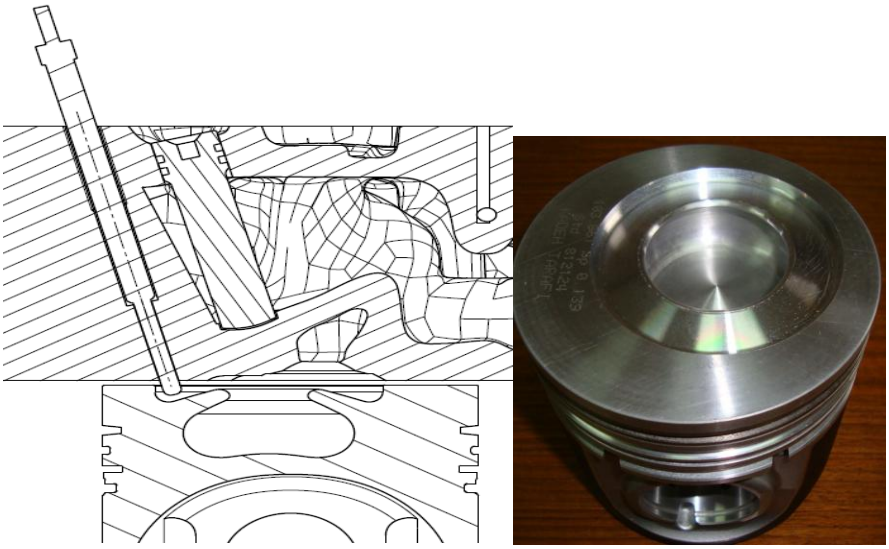
resmi gösterilmiştir. Şekil 3.11'de bu pistonun fotoğrafı ve marşı kolaylaştırmak için silindir kafasına bağlanan Isıtma Bujisinin konum resmi verilmiştir.



Şekil 3. 9 : Klasik (Solda) ve MR-/V2 yanma odaları ile donatılmış 4 silindirli motorların farklı yük rejimlerinde çıkarılmış indikatör diyagramlarının karşılaştırılması.



Şekil 3. 10 : MR-1/V2 (ε=16,5) YO'lı pistonun teknik resmi.



Şekil 3. 11 : Isıtma bujisinin silindir kafasında konumu ve MR-1/V2 YO'lı pistonun fotoğrafı.

3.4.2 MR-1/V2 yanma odalı 8 supaplı turbo dizel motorun ilk doğrulama test sonuçları

Sıkıştırma oranı ε=16,5 olan MR-1/V2 yanma odalı yeni pistonlarla donatılmış 4 Silindirli 8 Supaplı 95BG Stace IIIA motorun (önce bu motora ε=18 olan MR-1/V2 yanma odalı pistonlar takılmıştır) ilk doğrulama testleri Konya Fabrikasının bremzasında yapılmıştır. Bu testlerde de, ε=18 YO'lı pistonlarla donatılmış motorda olduğu gibi, "tam gaz" ve 2500 d/dak hız rejiminde çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı 65-67 mm^3/çevrim değerine ayarlanmış BOSCH L 1073 markalı yakıt pompası ve delik çapı 0,3 mm olan 4 delikli DELPHI enjektörleri kullanılmıştır. İlk testler yakıt püskürtme avansını da değiştirmeden yapılmıştır. **Test Protokolü No: 050'de** bu deneylerin bir örneği olarak 8 Mod Emisyon test sonuçları verilmiştir.

Buradaki verilerden anlaşılır ki, MR-1/V2 yanma odasında tabakalı karışım oluşturmak için püskürtülen yakıtın duvara sıvanma alanının artırılması ile yanma verimi yükselmiştir. Bundan dolayı motorun gücü 2500 d/dak rejiminde bir kadar artmış (95'e karşın 98,8 BG), özgül yakıt tüketimi ise önemli ölçüde azalmıştır (185'e karşın 159 g/BGSaat). Bu durumda Turbo Basın Oranı p_k/p_0=1,76, HFK λ=2,18, volümetrik verim η_v=0,95 değerlerine sahip olmuştur. Yanma veriminin artmasıyla yanma hızının yükselmesine rağmen NOx emisyonu önemli ölçüde azalmıştır. Yapılan 8 Mod test sonuçlarına göre NO_x'in toplam miktarı 2,15

g/kWSaat değerine ulaşarak Stage IIIB limit seviyesinin (3,3 g/kWSaat) altında kalmıştır.

Test Protokolü No:050

8 MOD YÜK KARAKTERİSTİĞİ_TURBO_22.06.2011_No:050

MOTOR TİPİ:	4DT 39T 195B	YAK.POM. TİPİ:	BOSCH L 1073	DENEYİ YAPAN:	Refiq Mehdiyev Enishan Özcan
MOTOR SERİ NO:	217816	POMPA SERİ NO:	611827	YER:	TÜMOSAN
PİSTON TİPİ:	MR1/V3	YAK.POM. ŞEKLİ:	LDA li *	DENEY TARİHİ:	06.05.2011
SİL. ÇAPI / STROK:	104 / 115 mm	ENJEKTÖR TİPİ:	DELPHI 701	VANTİLATÖR:	6LI KÜÇÜK
SİLİNDİR SAYISI:	4 adet	PÜSK. BASINCI:	* BAR	TURBO KOMP:	orta saffer
SİLİNDİR HACMİ:	3908 cm3	YÜKSÜZ MAX. DEVRİ:	2720 0.34	İNTER COOLER:	büyük 00.01.1900
YAKIT YOĞ.	845 kg/m3	YAKIT ÖL. HACMİ:	200 cm3	HAVA ÖL. HACMİ:	2 m3

DEVİR	YÜK	kg	N	D.Kat s	kW	BG	N·m	kgf·m	mm³/çev	sn	kg/h	g/kWh	g/BGh	t_{egz}	$t_{suGiriş}$	$t_{suÇıkış}$	$V_{hav\ m3}$	$t_{hava\ s}$	atm mbar	$t_{ÇC}$	$t_{ÇK}$	$nem_{\%}$	$p_{buhar\ kpa}$	$p_{hava\ kpa}$	kg/m3
2500	100	37.3	365.8	1.060	72.7	98.8	277.7	28.3	62.1	38.62	15.75	217	159	323	28	75	2	15.6	925	25	298	45	1.425	91.1	1.080
2500	75	28.0	274.4	1.072	55.1	75.0	210.7	21.5	47.6	50.45	12.06	219	161	334	28	75	2	17.0	925	27	300	45	1.604	90.9	1.073
2500	50	18.6	182.9	1.072	36.8	50.0	140.5	14.3	37.6	63.88	9.52	259	191	279	28	74	2	18.0	925	27	300	45	1.604	90.9	1.073
2500	10	4.7	46.1	1.072	9.3	12.6	35.4	3.6	21.4	112.00	5.43	587	431	244	29	73	2	22.0	925	27	300	45	1.604	90.9	1.073
1500	100	50.1	491.5	1.072	59.3	80.6	377.4	38.5	72.9	54.90	11.08	187	138	322	29	72	2	28.0	925	27	300	45	1.604	90.9	1.073
1500	75	37.6	368.6	1.072	44.4	60.4	283.0	28.9	50.0	80.00	7.61	171	126	307	30	72	2	32.0	925	27	300	45	1.604	90.9	1.073
1500	50	25.0	245.7	1.072	29.6	40.3	188.7	19.2	40.5	98.82	6.16	208	153	272	29	72	2	35.0	925	27	300	45	1.604	90.9	1.073
650	0	0.6	6.0	1.072	0.3	0.4	4.6	0.5	18.7	494.12	1.23	3926	2886	169	28	72	2	110.0	925	27	300	45	1.604	90.9	1.073

DEVİR	YÜK	$p_{k\ kpa}$	$T_{int\ Gir.}$	$T_{int.\ Çık}$	$\rho_{k\ kg/m3}$	G_h kg/h	)	)	$G_{hava\ lam}$	p_k/p_o	$v_{egz\ m3/h}$	λ_{cihaz}	hfk λ	p_{mi}[MPa]	p_m[MPa]	p_e[MPa]	η_m	η_e	η_i	NOTLAR
2500	100	162.5	156	43	1.8	498.6	1.57	0.95	598.68	1.76	951.06	2.63	2.18	0.893	0.202	1.095	0.815	0.391	0.480	rölanti avans 6,5 derece
2500	75	152.5	106	44	1.7	454.4	1.44	0.93	510.58	1.65	878.59	2.93	2.60	0.677	0.202	0.879	0.770	0.388	0.503	POMPA AYARLARI YAPILDI 16.06.2011 H.T
2500	50	139.5	92	44	1.5	429.2	1.36	0.96	428.02	1.51	751.40	3.11	3.11	0.451	0.202	0.653	0.691	0.327	0.474	0
2500	10	117.5	70	44	1.3	351.2	1.12	0.93	299.85	1.27	572.01	3.82	4.46	0.114	0.202	0.316	0.360	0.145	0.401	Ağırlıksal ölçümde Gyakıt=6*K4/(100*L4)
1500	100	142.5	136	44	1.6	275.9	1.46	1.00	496.40	1.54	529.83	3.10	1.72	1.213	0.157	1.370	0.885	0.454	0.512	Hacimsel ölçümde Gyakıt=3,6*$V_{yakıt}$*0,842/
1500	75	126.5	73	44	1.4	241.4	1.28	0.99	238.47	1.37	448.15	2.17	2.19	0.910	0.157	1.067	0.853	0.496	0.581	G_h=14,45*i*$G_{yakıt}$
1500	50	114.5	61	44	1.3	220.7	1.17	1.00	243.75	1.24	383.66	2.74	2.47	0.606	0.157	0.763	0.795	0.408	0.514	3,48*p_k/(t_k+273) hv=G_h*1000/(t_k*n*30*V_H)
650	0	92.5	43	44	1.0	70.2	0.86	0.91	72.59	1.00	98.01	4.08	3.94	0.015	0.118	0.133	0.111	0.022	0.194	çevrim başına yakıt be*Ne*10^3/(30*n*i*r_y)

DEVİR	YÜK	k[m^{-1}]	FSN	PMg/m³	Avans	Noxppm	COppm	CO2%	CO2%	HCppm	O2%	Gegz kg/saat	NOXg/h	COg/h	HCg/h	PMg/h	Ağ fakt. WF	NO_x*W Fg/h	CO*WF g/h	HC*WF g/h	PM*W Fg/h	Ne * WF	PM mg
2500	100	0.95	2.97	0.150	*	122	450	5.11	6.45	14	11.17	514.3	99.6	223.6	3.4	9.2	0.15	14.94	33.54	0.52	1.38	10.90	4.18
2500	75	0.64	2.30	0.095	0.0	201	360	4.57	5.44	28	12.74	466.5	148.8	162.2	6.2	4.6	0.15	22.32	24.33	0.94	0.68	8.27	3.90
2500	50	0.31	1.36	0.050	0.0	119	330	4.36	4.57	26	12.93	438.7	82.9	139.9	5.5	1.7	0.15	12.43	20.98	0.82	0.26	5.51	3.30
2500	10	0.04	0.39	0.019	0.0	100	430	3.56	3.20	25	14.5	356.6	56.6	148.1	4.3	0.3	0.1	5.66	14.81	0.43	0.03	0.93	2.09
1500	100	2.00	4.32	0.338	*	134	630	4.52	8.14	32	11.64	287.0	61.0	174.7	4.4	14.6	0.1	6.10	17.47	0.44	1.46	5.93	4.91
1500	75	0.80	2.67	0.122	0.0	284	480	5.98	6.43	26	10.43	249.0	112.2	115.5	3.1	3.5	0.1	11.22	11.55	0.31	0.35	4.44	4.06
1500	50	0.20	0.99	0.037	0.0	233	310	4.75	5.71	30	13.01	226.9	83.9	67.9	3.3	0.8	0.1	8.39	6.79	0.33	0.08	2.96	2.93
650	0	0.03	0.33	0.017	0.0	161	200	3.16	3.63	30	19.05	71.5	18.3	13.8	1.0	0.1	0.15	2.74	2.07	0.15	0.01	0.05	1.99
																Toplam:	83.80	131.54	3.92	4.25	38.99	**0.11**

	CO g/kWh	HC g/kWh	NO_x g/kWh	IS g/kWh	Standartlar
SONUÇ	**3.37**	**0.10**	**2.15**	**0.11**	
Stage II	**5.0**	**1.3**	**7.0**	**0.4**	97/68/EEC (8 mod)
Stage IIIA	**5.0**	**4.7**		**0.4**	
Stage IIIB	**5.0**	**0.19**	**3.3**	**0.4**	

- Veriler'den okunanlar
- Kullanılmayan
- Hesaplanan

R 96 (DIRECTIVE 97/68/EC)

Doğal Emişli: $f_a = (99/p_s)^*((U4+273)/298)^0,7$

TurboKompresörlü: $f_a = (99/p_s)^0,7^*((U4+273)/298)^1,5$

$\leq f_a \leq$ 0.98 ... 1.02

p_s - kuru atmosfer basıncı

Motor gücünü artırmak amacıyla yakıt püskürtme avansı 2^0 KMA artırılmıştır. Bu avansla tekrar yapılan 8 Mod test sonuçları **Test Protokolü N0: 052'**de gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, NO_x bir kadar artarak toplam miktarı 3,09 g/kWSaat olarak Stage IIIB seviyesinin yene de altında kalmıştır. Avansın artırılması veya yanma sürecinin erkene alınması doğal olarak gücün artmasına (98,8'ye karşın 101,1 BG), özgül yakıt tüketiminin ise bir kadar azalmasına (159'a karşın 156 g/BGSaat) da neden olmuştur. Maksimum güç (2500 d/dak) rejiminde 156 g/BGSaat, maksimum tork (1500 d/dak) rejiminde ise 129 g/BGSaat değerlerine sahip özgül yakıt tüketiminin elde edilmesi yanma sürecinin yüksek verimle gerçekleştiğini göstermektedir. Bu rejimlerde indike ve efektif verimlerin η_i=0,488, η_e=0,400 (2500 d/dak) ve η_i=0,484, η_e=0,545 (1500 d/dak) değerlere sahip olması (Test Protokolü N0: 052'e bakınız) yanma veriminin yüksek olmasının kanıtı olabilir.

Test Protokolü No: 052

8 MOD YÜK KARAKTERİSTİĞİ_TURBO_22.06.2011_No:052

MOTOR TİPİ:	4DT 39T 195B	YAK.POM. TİPİ:	BOSCH L 1073	DENEYİ YAPAN:	Refig Mehdiyev Enishan Özcan
MOTOR SERİ NO:	217816	POMPA SERİ NO:	611827	YER:	TÜMOSAN
PİSTON TİPİ:	MR1/V3	YAK.POM. ŞEKLİ:	LDA II *	DENEY TARİHİ:	06.05.2011
SİL. ÇAPI / STROK:	104 115 mm	ENJEKTÖR TİPİ:	DELPHI 701	VANTİLATÖR:	6LI KÜÇÜK
SİLİNDİR SAYISI:	4 adet	PÜSK. BASINCI:	* BAR	TURBO KOMP:	CZ 24.05.1900
SİLİNDİR HACMİ:	3908 cm3	YÜKSÜZ MAX. DEVRİ:	2720 0.34	İNTER COOLER:	büyük 00.01.1900
YAKIT YOĞ.	845 kg/m3	YAKIT ÖL. HACMİ:	200 cm3	HAVA ÖL. HACMİ:	2 m3

DEVİR	YÜK	kg	N	D.Kat s	kW	BG	N m	kgf m	mm³/çev	sn	kg/h	g/kWh	g/BGh	t_{egz}	$t_{suGiriş}$	$t_{suÇıkış}$	V_{hav} m3	$t_{hava\ s}$	atm mbar	t_{c} C	t_{c} K	$nem_{\%}$	$\rho_{hava\ ipa}$	$\rho_{hava\ ipa}$	kg/m3
2500	100	36.4	357.4	1.110	74.4	101.1	284.2	29.0	62.3	38.53	15.79	212	156	505	33	75	2	15.0	925	33	306	45	2.263	90.2	1.052
2500	75	27.3	268.1	1.110	55.8	75.9	213.1	21.7	50.7	47.32	12.86	231	169	419	33	75	2	15.0	925	33	306	45	2.263	90.2	1.052
2500	50	18.2	178.7	1.110	37.2	50.6	142.1	14.5	37.6	63.88	9.52	256	188	345	34	74	2	16.0	925	33	306	45	2.263	90.2	1.052
2500	10	4.7	46.1	1.110	9.6	13.0	36.6	3.7	23.1	103.70	5.87	612	450	259	33	75	2	18.0	925	33	306	45	2.263	90.2	1.052
1500	100	49.8	488.7	1.110	61.0	83.0	388.5	39.6	70.2	56.95	10.68	175	129	439	33	75	2	25.0	925	33	306	45	2.263	90.2	1.052
1500	75	37.4	366.5	1.110	45.8	62.2	291.4	29.7	51.9	77.06	7.89	173	127	393	34	74	2	28.0	925	33	306	45	2.263	90.2	1.052
1500	50	24.9	244.3	1.110	30.5	41.5	194.3	19.8	38.1	105.00	5.79	190	140	315	35	73	2	31.0	925	33	306	45	2.263	90.2	1.052
650	0	0.6	6.0	1.110	0.3	0.4	4.8	0.5	14.3	646.15	0.94	2899	2132	182	34	71	2	110.0	925	33	306	45	2.263	90.2	1.052

DEVİR	YÜK	p_{k} kpa	$T_{int\ Gir.}$	$T_{int\ Çık.}$	ρ_{k} kg/m3	G_{h} kg/h	)	)	$G_{hava\ tam}$	p_{k}/p_{o}	v_{egz} m3/h	λ_{cihaz}	hfk λ	p_{mi}[MPa]	p_{e}[MPa]	p_{j}[MPa]	η_{m}	η_{e}	η_{i}	NOTLAR
2500	100	167.5	156	44	1.8	504.9	1.64	0.94	554.42	1.81	1256.99	2.43	2.21	0.913	0.202	1.115	0.819	0.400	0.488	rölanti avans 6,5 derece
2500	75	167.5	106	41	1.9	504.9	1.64	0.93	531.30	1.81	1111.75	2.86	2.71	0.685	0.202	0.887	0.772	0.368	0.477	POMPA AYARLARI YAPILDI 16.06.2011 H.T
2500	50	161.5	92	40	1.8	473.4	1.54	0.90	447.29	1.75	925.96	3.25	3.43	0.457	0.202	0.659	0.693	0.331	0.478	0
2500	10	144.5	70	40	1.6	420.8	1.36	0.89	486.60	1.56	704.25	5.74	4.95	0.118	0.202	0.320	0.368	0.139	0.376	Ağırlıksal ölçümde Gyakıt=6*K4/(100*L4)
1500	100	163.5	136	38	1.8	303.0	1.64	0.94	401.37	1.77	692.89	2.60	1.96	1.249	0.157	1.406	0.888	0.484	0.545	Hacimsel ölçümde Gyakıt=3,6*$V_{yakıt}$*0,842/
1500	75	147.5	73	38	1.7	270.5	1.46	0.93	273.79	1.59	575.26	2.40	2.36	0.937	0.157	1.093	0.857	0.492	0.574	G_{h}=14,45*1*$G_{yakıt}$
1500	50	127.5	61	38	1.4	244.3	1.32	0.97	249.51	1.38	456.32	2.98	2.91	0.624	0.157	0.781	0.799	0.447	0.559	3,48*ρ_{k}/(t_{k}+273) hv=G_{h}*1000/(η*n*30*V_{H})
650	0	92.5	43	38	1.0	68.9	0.86	0.87	36.33	1.00	98.53	2.67	5.05	0.015	0.116	0.134	0.115	0.029	0.255	çevrim başına yakıt be*Ne*10^3/(30*n*η_{v})

DEVİR	YÜK	k[m^{-1}]	FSN	PMg/m³	Avans	Noxppm	COppm	CO2%	CO2%	HCppm	O2%	Gezg kg/saat	NOXg/h	COg/h	HCg/h	PMg/h	Ağ fakt. WF	NO_{x}*W Fg/h	CO*WF g/h	HC*WF g/h	PM*W Fg/h	Ne * WF	PM mg
2500	100	0.88	2.84	0.137	*	296	360	5.36	6.39	16	11.12	520.7	244.6	181.1	4.0	11.0	0.15	36.69	27.16	0.60	1.65	11.15	4.13
2500	75	0.58	2.14	0.086	0.0	241	280	4.51	5.23	16	12.88	517.8	198.0	140.1	4.0	5.0	0.15	29.71	21.01	0.59	0.75	8.37	3.83
2500	50	0.40	1.64	0.061	0.0	195	240	4.14	4.15	14	13.16	482.9	118.8	112.0	3.2	2.3	0.15	17.82	16.79	0.48	0.35	5.58	3.52
2500	10	0.10	0.62	0.026	0.0	56	380	2.41	2.89	4	16.44	426.7	37.9	156.6	0.8	0.5	0.1	3.79	15.66	0.08	0.05	0.96	2.45
1500	100	1.50	3.82	0.253	*	224	360	5.15	7.18	8	10.82	313.6	111.5	109.1	1.2	12.6	0.1	11.15	10.91	0.12	1.26	6.10	4.57
1500	75	0.80	2.67	0.122	0.0	263	320	5.44	5.97	8	11.27	278.4	116.2	86.1	1.1	4.2	0.1	11.62	8.61	0.11	0.42	4.58	4.06
1500	50	0.22	1.07	0.040	0.0	222	250	4.51	4.88	8	12.71	250.1	88.1	60.4	1.0	0.9	0.1	8.81	6.04	0.10	0.09	3.05	3.02
650	0	0.02	0.31	0.016	*	216	310	5.12	2.84	14	11.44	69.8	23.9	20.9	0.5	0.0	0.15	3.59	3.14	0.07	0.01	0.05	1.95
																Toplam:		123.18	109.32	2.15	4.57	39.83	**0.11**

	CO g/kWh	HC g/kWh	NO_{x} g/kWh	IS g/kWh	Standartlar
SONUÇ	**2.74**	**0.05**	**3.09**	**0.11**	
Stage II	**5.0**	**1.3**	**7.0**	**0.4**	97/68/EEC (8 mod
Stage IIIA	**5.0**	**4.7**		**0.4**	
Stage IIIB	**5.0**	**0.19**	**3.3**	**0.4**	

- Veriler'den okunanlar
- Kullanılmayan
- Hesaplanan

R 96 (DIRECTIVE 97/68/EC)

Doğal Emişli $f_{a} = (99/p_{s})^{*}((U4+273)/298)^{*}0,7$

TurboKompresörlü $f_{a} = (99/p_{s})^{*}0,7^{*}((U4+273)/298)^{*}1,5$

0.98 ≤ f_{a} ≤ 1.02

p_{s} - kuru atmosfer basıncı

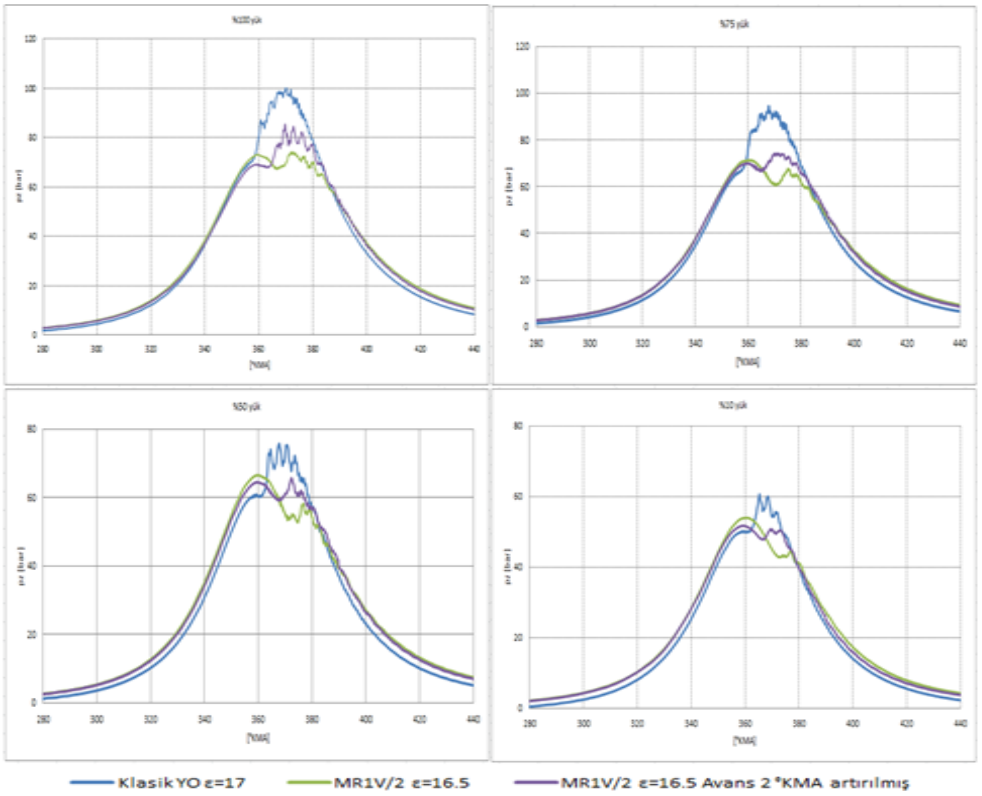
Yanma süreci hakkında daha ayrıntılı bilgiler elde etmek için SIMETEC cihazı kullanılarak çıkartılmış indikatör diyagramları mukayeseli bir şekilde incelenmiştir. Şekil 3.12'de 2500 d/dak hız ve % 100, %75, %50, %10 yük rejimlerinde farklı yanma odası kullanıldığında çıkartılan indikatör diyagramları karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmadan anlaşıldığı gibi, MR-1/V2 YO'da sıkıştırma oranının 18'den 16,5 dek düşürülmesi ve tabakalı karışım oluşumu ile yanma sürecinin gerçekleştirilmesi Klasik YO ile mukayesede maksimum yanma basıncının tam yükte %20 civarında düşmesine (100'den 80 *bar*'a dek), kısmi yüklerde ise sıkıştırma sonu basıncının (~70 *bar*) altında kalmasına neden olmuştur.

Bu karşılaştırılmada dikkati çeken bir husus da odur ki, yakıt püskürtme avansının 2^{0} KMA artırılmasına rağmen basınç artış oranı sadece tam yükte maksimum değerine (p_{max}/p_{c}=80/70=1,14) ulaşmaktadır, kısmi yüklerde ise $p_{max}/p_{c} \leq 1$ değerindedir. Bu durum yanma sürecinde yerel sıcaklığı baya (250-300 ^{0}C) düşürdüğü için NO_{x} oluşumunu engelleyerek, No: 50 ve 52 Test Protokollerinde de gösterildiği gibi, çok düşük değerlerde kalmasına neden olmuştur. NO_{x}'in düşüşü tabii olarak yanma gürültüsünün de düşüşüne sebep olacaktır.

Yukarıda anılan gerçek çevrimin termodinamik hesap sonuçlarının analizinde denildiği gibi, basınç artış oranının $p_{max}/p_{c} \leq 1,1$ değerlerinde mevcut TÜMOSAN motorlarında yapısal değişiklik yapmadan gücünü %30-%35 civarında artırmak

mümkündür. Bu durumda NO_x ve Gürültü emisyonlarının düşürülmesi ve mevcut motor dayanaklılığının korunması da basınç artış oranının $p_{max}/p_c \leq 1,1$ değerlerinde tutulmasını gerektirmektedir.

Böylece sıkıştırma oranı 16,5 olan MR-1/V2 yanma odasında gerçekleşen yanma süreci motor performansının, bir problem çıkarmadan, %30-%35 civarında artırılmasına, egzoz gaz ve gürültü emisyonlarının Stage IIIB (hatta Stage IV) standardının karşılanmasına imkân sağlayacağı şüphe doğurmamaktadır. Bu amaçla HFK'yı λ=2,2'den 1,7 seviyesine dek düşürerek tam yük ve n=2500 d/dak hız rejiminde çevrim başına püskürtülen yakıt miktarını ΔV=65'ten 83-85 mm^3/çevrim dek artırmak gerekmektedir. Bunun için BOSCH L 1073 pompasının mevcut ayarını değiştirerek Fabrikanın özel pompa ayarlama tezgâhında püskürtülen yakıt miktarını **ΔV**=83-85 mm^3/çevrim değerine ayarlanması öngörülmüştür. Bu pompa ile motorun bremzada ayarlama, alıştırma ve 200 saatlik ömür testlerinin yapılması, bu çalışmalar bittikten sonra ise motorun OTAM laboratuvarlarında Emisyon ve Gürültü Sertifikasyon testlerine tabii tutulması planlanmıştır.



Şekil 3. 12 : Farklı yanma odaları ile çalışan Turbo dizel motorun indikatör diyagramların karşılaştırılması.

4. MOTOR İNDİKASYONU

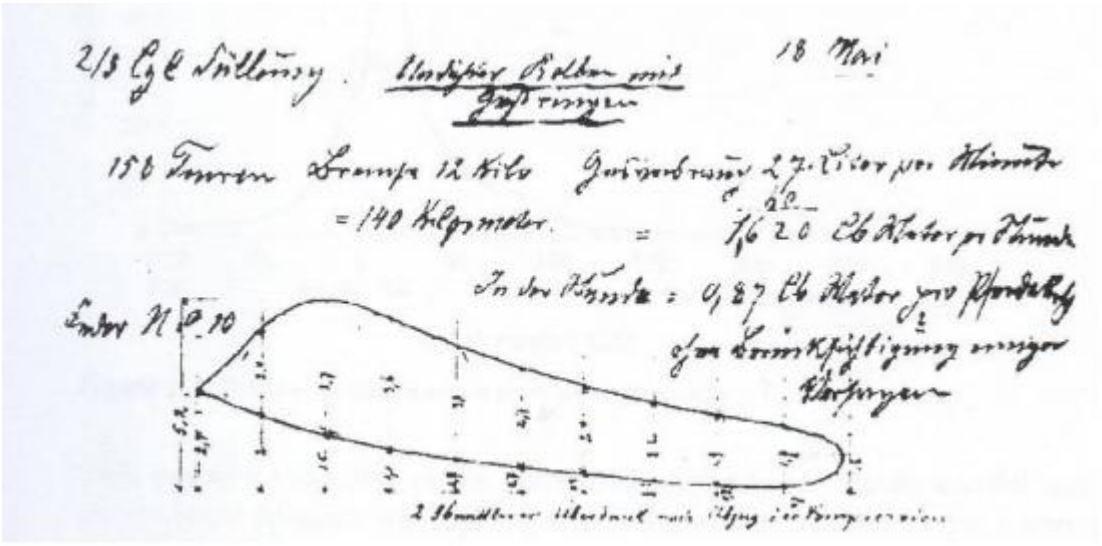
İçten yanmalı motor indikasyonu, motorda krank milinin pozisyonuna bağlı olarak değişen basınç, sıcaklık gibi çeşitli verilerin yüksek hızlı veri toplama cihazları ile ölçülüp kaydedilmesi anlamına gelmektedir. İndikasyon, diğer deney metotlarıyla karşılaştırıldığında uygulanması daha basit bir deney metodu olup çok daha güvenilir sonuçlar vermektedir. Motor indikasyonu, İYM'nin araştırma ve geliştirme çalışmalarında en çok kullanılan yöntemdir. Bu kapsamda, üzerinde çalışılan turbo-dizel Tümosan traktör motoru için farklı yük ve devirlerde motorun indikatör diyagramları çıkarılmıştır. İndikatör diyagramının çıkarılmasında dikkat edilecek noktalar, ölçüm esasları ve teknik donanımla ilgili bilgiler, bu bölümde incelenecektir.

İçten yanmalı motorların geliştirilmesinde en önemli rollerden biri deneysel çalışmalardır. Deneysel çalışmalar da en önemli nokta silindir içi basıncın ölçülmesidir. Krank mili açısına göre ölçülebilin silindir içi basıncı, deneysel çalışmaların en önemli aşamasını oluşturmaktadır. Elde edilen silidir içi basıncı-KMA grafiklerinden çok faydalı ve ayrıntılı bilgi edinmek mümkün olmaktadır.

Ölçüm başlangıcında ve sonunda karar verilen bazı kritik noktalar, ölçümün hassasiyeti ve doğruluğu üzerinde büyük etkilere sahiptir. Bu nedenle bu bölümde bu kritik noktalar da incelenecektir.

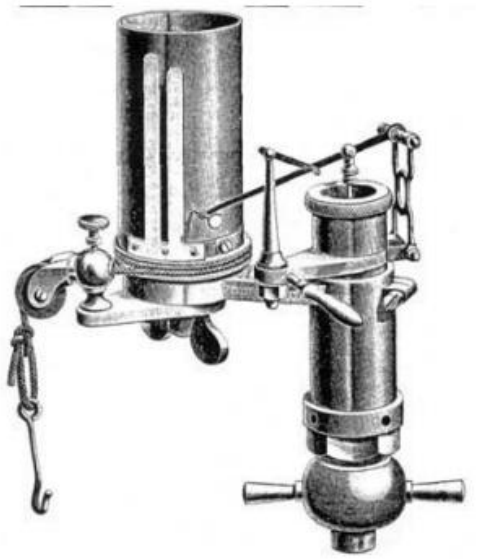
4.1 İndikasyon Tanımı

İçten yanmalı motorlarda indikatör diyagramlarının çıkarılması en az içten yanmalı motorların geliştirilmesi kadar eksi bir olaydır. Nikolaus August Otto, termodinamik parametreler yardımı ile teorik olarak silindir içi basıncı ve işi hesaplayabilmiştir. Daha sonra silindir içi basıncı ölçerek hesapladığı sonuçlarla deneysel sonuçları karşılaştırma fırsatını yakalamıştır.



Şekil 4. 1 : Nikolaus August Otto'nun silindir içi basınç diyagramı (Pischinger R., 2002).

Şekil 4.1' de Otto'nun 18 Mayıs 1876 yılında kaydetmeyi başardığı silindir içi basınç diyagramı gösterilmektedir. Bu diyagram içten yanmalı motor tarihinde en eski indikatör diyagramı olarak bilinmektedir. Silindir içi basınç diyagramları ilk olarak mekanik sistemler kullanılarak ölçülmüştür. Diyagramlar pistonun yer değiştirmesine bağlı olarak hareket eden silindirik bir membrana bağlanan kalemlerle çiziliyordu (Zhao H., 2001). Bu sistemler buhar türbinlerinin geliştirilmesi süresince elde edilen tecrübelere dayanılarak oluşturulmuşlardı.



Şekil 4. 2 : Buhar makinelerinde indikasyon için kullanılan bir Thompson indikatörü.

Geçmiş yıllarda yapılan çalışmalar sadece silindir içi basıncın ölçülerek indikatör diyagramlarının çıkarılmasından ibaret olsa da, günümüz teknolojisindeki gelişmelerle diğer parametrelerin ölçülmesi de mümkün olmaktadır. Silindir silindir basıncının ölçülmesinin yanı sıra emme ve egzoz basınçları, yakıt hattı basınçları, soğutma suyu giriş-çıkış basınçları, yağlama yağı basınçları ve motorun çeşitli notlarındaki sıcaklıklar ölçülebilmektedir.

Günümüzde motor indikasyonu üç ayrı süreçte gerçekleşmektedir. İlk süreç içten yanmalı motorun krank mili pozisyonuna bağlı olarak değişen tüm parametrelerin sensörler yardımı ile ölçülmesidir. İkinci süreç, ölçüm sırasında elde edilen analog sinyallerin yüksek hızlı veri toplama sistemlerine dijital olarak kaydedilmesidir. Son aşama ise, elde edilen büyüklüklerin analizini kapsamaktadır. Kullanılan ölçüm sistemlerinin analog-dijital çevirme kapasitesi ve örnekleme hızı, deney yapılan motora göre değişmektedir. Örneğin ön yanma odalı dizel motorlarda yapılan yanma analizlerinde ve kıvılcım ateşlemeli bir benzin motorunda vuruntu olayının analizinde daha yüksek hızlı veri toplama sistemlerinin kullanılması gerekmektedir (Zhao H., 2001).

İndikasyonun son aşamasında elde edilen büyüklüklerin analizi iki gruba incelenir. Birinci grupta, silindir içi basıncı, emme ve egzoz basınçları, değişik noktalardaki sıcaklıklar sensörlerden alınan sinyallerden direkt olarak okunabilir. Daha sonra bu ölçüm değerleri ile ortalama indike basınç, açığa çıkan ısı vb. gibi değerler termodinamik bağıntılar yardımı ile ikinci grupta hesaplanabilir. Burada önemli olan nokta, ölçüm yapılırken dikkat edilmesi gereken bazı hususlar hatalara sebebiyet vermektedir, bu hatalar özellikle hesaplanan değerler üzerinde çok büyük bir etkiye sahiptir. Örneğin, pistonun üst ölü noktasının belirlenmesinde 1 °KMA'lık hata, ortalama indike basınç hesaplarında %8'e varan hatalara sebep olmaktadır (Kuratle R.H., 1992).

4.2 İndikasyonun Kullanım Alanları

İndikasyon ile elde edilen veriler aracılığı ile yapılan analiz çalışmaları, içten yanmalı motorların araştırma ve geliştirme süreçlerinde birçok alanda kullanılmaktadır. Bu alanlar aşağıda sırayla listelenmiştir.

Verim analizi: Emme ve egzoz basınçlarının ölçülmesi ile volümetrik verim hesabı, silindir içi basıcın kullanılması ile ortalama indike basıncın hesaplanması ve ortalama efektif basıncın bulunması ile motorun mekanik verim hesabı indikasyon ile yapılabilmektedir.

Yanma gürültüsünün analizi: Silindir içi basıncın değişme hızı(basınç gradyanı) ile yanmadan kaynaklanan gürültü analizi yapılabilmektedir.

Vuruntu analizi: Silindir içi basınç sinyalinin frekans spektrumu yardımıyla motor vuruntusu hakkında önemli bilgiler elde edilebilir.

Püskürtme analizi: Yakıt hattı basıncı ve enjektör iğnesinin hareketinin ölçülmesi ile elde edilen bilgiler, silindir içi basınç diyagramıyla birlikte incelendiğinde püskürtme analizi yapılabilmektedir (avans, tutuşma gecikmesi gibi).

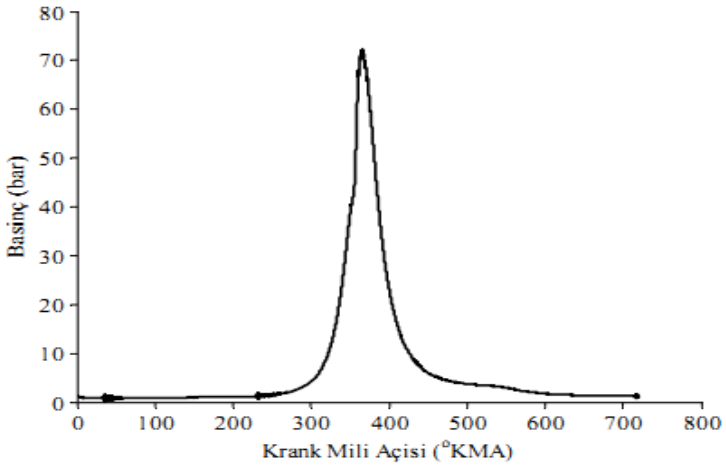
Gerilme analizi: Silindir içi basıncın maksimum değeri ve basınç gradyanı piston, silindir kafası gibi parçaların tasarımı ve üretiminde önemli rol oynamaktadır.

Artık gaz analizi: Alçak basınç indikasyonu kapsamında ölçülen emme ve egzoz basınçları, silindir içi basınç bilgisiyle birleştirilerek artık gaz miktarı hesaplanabilir.

4.3 İndikasyon Tipleri

4.3.1 Yüksek basınç indikasyonu

Yüksek basınç indikasyonu, silindir içine direkt olarak bağlı veya bir adaptör yardımı ile yerleştirilen piezoelektrik basınç sensörü ile içten yanmalı motorun yanma odası içindeki basıncın ölçülmesidir. Ölçüm aralığı tüm yanma çevrimi (720 °KMA) olabileceği gibi belli bir kısmı da incelenebilir. Şekil 4.3 ‘te 720 °KMA’lık bir yanma çevrimde silindir içi basınç değişimi gösterilmiştir.



Şekil 4. 3 : Tüm yanma çevrimi boyunca kaydedilmiş silindir içi basıncı.

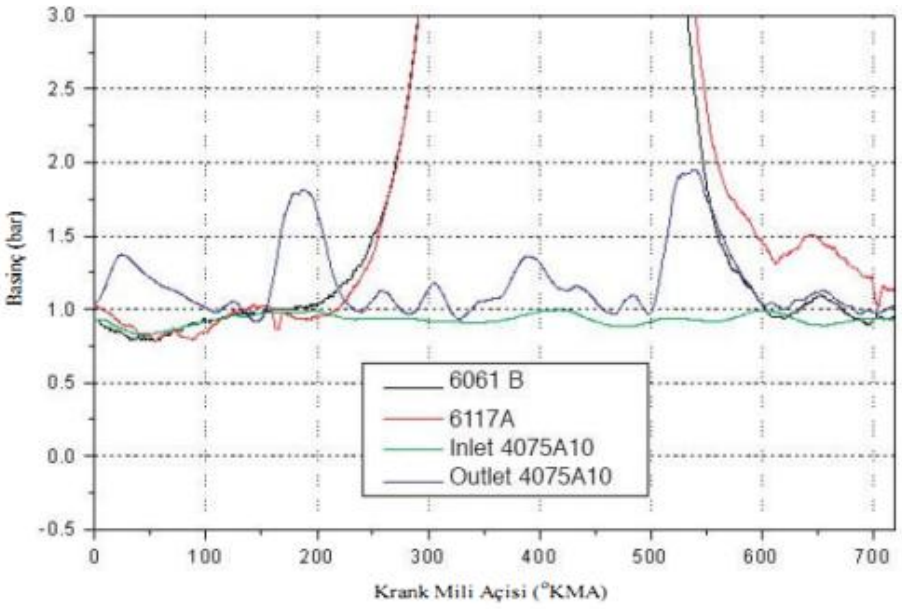
Çizelge 4. 1 : Yüksek basınç indikasyonu ile ölçülebilen ve hesaplanabilen büyüklükler (Pischinger R., 2002).

Ölçülen büyüklükler	Hesaplanan büyüklükler
Maksimum silindir basıncı (P_{max})	Ortalama indike basınç (P_{mi})
Maksimum basıncın yeri (α_{Pmax})	Sürtünme efektif basıncı (P_f)
Basınç değişimi ($dp/d\alpha$)	Yanma başlangıcı (SOC), yanma süresi (α_z)
Maksimum püskürtme basıncı (P_{imax})	Açığa çıkan toplam ısı (Q_t)
Maksimum basınç artışının gerçekleştiği yer ($\alpha_{dpc}/d\alpha_{max}$)	Tutuşma gecikmesi (α_i)

4.3.2 Alçak basınç indikasyonu

Alçak basınç indikasyonu genellikle emme ve egzoz manifoldundki basıncın krank mili açısına göre örneklenmesi ile tanımlanır. Manifolddaki bu basınçlar, mutlak basınç ölçümü yapabilen piezorezistif basınç sensörleri ile yapılır. Alçak basınç indikasyonu ile yapılabilen en önemli analiz, gaz değişimi analizidir. Bu analiz için temel parametreler;

- Emme ve egzoz gaz basınçları
- Silindir basıncı
- Supap açılma kapanma eğrileri (kam profili)
- Valflerin debi katsayıları



Şekil 4. 4 : Tüm yanma çevrimi boyunca kaydedilmiş alçak basınç eğrileri (Mladek M., 1999).

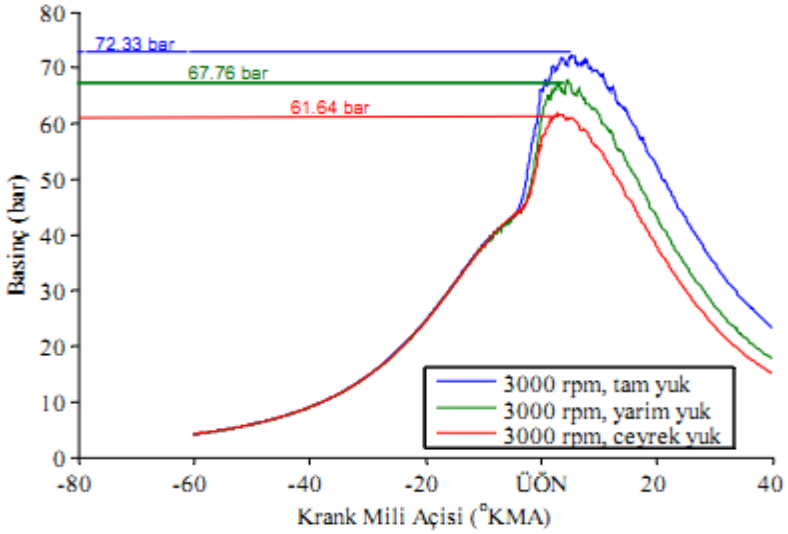
Alçak basınç indikasyonu analizi yapılmak isteniyor ise, silindir basıncı ile birlikte yapılmalı, emme, egzoz ve yanma odası basıncının birbirleriyle beraberce ölçülmesi ve aralarında senkronizasyonun olması gerekir. Bu sayede açığa çıkan ısının, gaz değişimi ile beraber hesaplanabilmesi için uygunluk sağlanmış olur. Bu yüzden, ölçüm sisteminin tüm sensörlerden senkron olarak veri alabilecek özellikte olması gerekir. Gaz değişimi analizi ile motor üzerinde yapılacak tasarım uygulamaları aşağıda listelenmiştir.

- Emme ve egzoz manifoldu tasarımı
- Supap zamanlaması dolayısıyla kam profili ayarlanması
- Gaz değişimi olayının incelenmesi ve volümetrik verim hesabı
- Supapların debi karakterlerinin bulunması ve supap tasarımı

4.4 Ölçülen Büyüklükler

4.4.1 Maksimum silindir basıncı

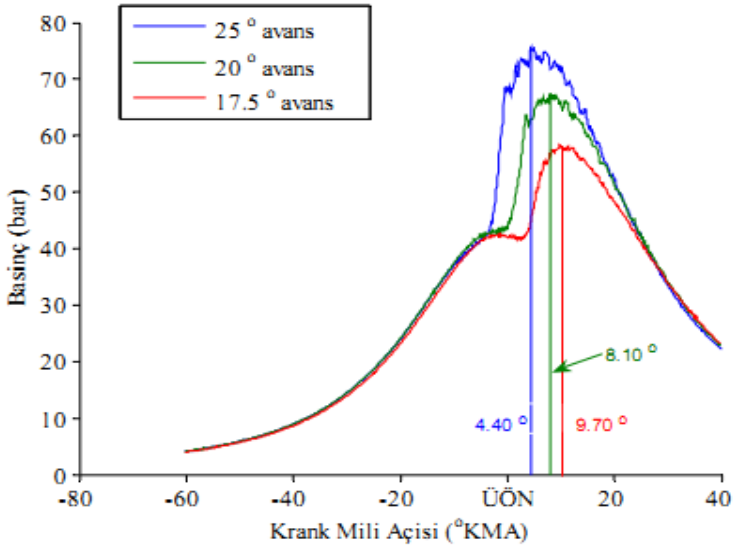
Tümosan firmasına ait dizel motorun yanma odasına yerleştirilen bir basınç sensörü yardımı ile elde edilen basınç diyagramında en tepe nokta, maksimum silindir basıncı olarak belirlenir. Şekil 4.5'te farklı yüklerde silindir içi maksimum basınç değerleri görülmektedir. Burada silindir içi basıncın yük ile arttığı görülmektedir.



Şekil 4. 5 : Maksimum basıncın yük ile değişimi.

4.4.2 Maksimum silindir basıncının yeri

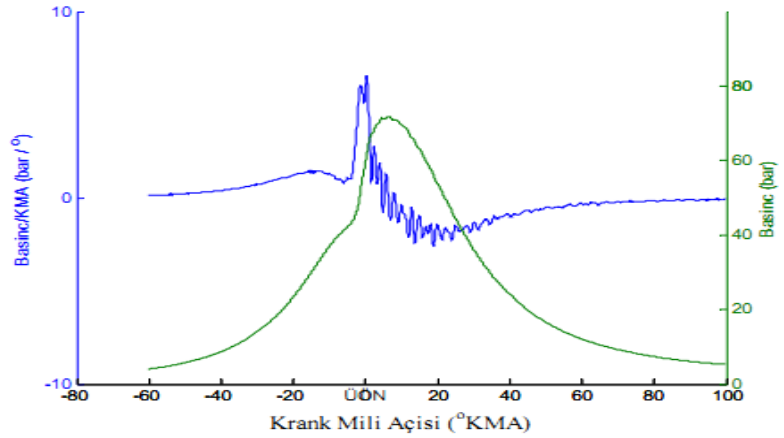
Maksimum silindir basıncının yeri, silindir içi basıncın maksimum değerine ulaştığı KMA'dır. Şekil 4.6'da görüldüğü gibi, Tümosan firmasına ait turbo-dizel traktör motorunun farklı yüklerde silindir içi basıncının maksimum olduğu KMA'ları gösterilmiştir. Burada farklı yüklerde yanma farklı avanslarda başlamıştır. Avans azaldıkça maksimum silindir basıncının yeri 360 °KMA'dan (ÜÖN) daha sonraya doğru ötelenmektedir.



Şekil 4. 6 : Maksimum silindir basıncının farklı yüklerde ve avanslarda değişimi.

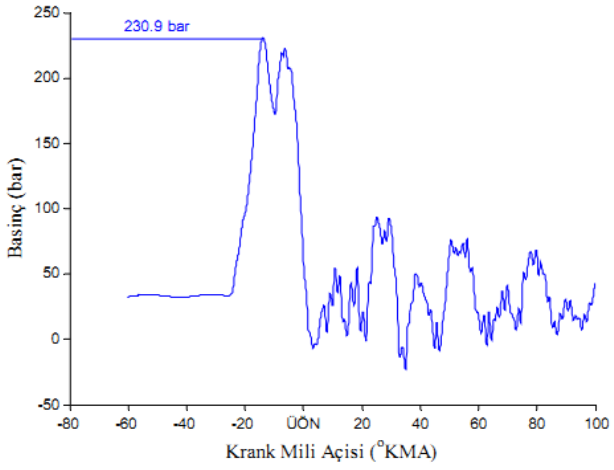
4.4.3 Silindir basıncı değişimi ve maksimum basıncın gerçekleştiği yer

Piezoelektrik basınç sensörü ile toplanan basınç sinyalinin gradyanı hesaplanır. Şekil 4.7' de 2500 dev/dak'da tam yükte yapılan bir ölçümden toplanan indikatör diyagramı ve basınç gradyanı gösterilmektedir. Basınç gradyanının çizdirilmesi ve maksimum basınç artışının bulunduğu yerin belirlenmesi için basınç sinyalinin filtrelenmesi gerekebilir. Şekil 4.7'de basınç sinyali üzerinde 4.dereceden bir alçak geçirgen (kesme frekansı 10kHz) Bessel filtresi uygulanmıştır. İçten yanmalı motorlarda, ani basınç artışı hem yanma gürültüsüne neden olur hem de motor parçalarının ömürlerini kısaltır. Özellikle traktör motorlarında bakım maliyetlerinin azalması, doğaya daha az gürültü salınması ve parçaların uzun ömürlü olması için yanma gürültüsünün önüne geçilerek çalışma şartları belirlenir.



Şekil 4. 7 : Silindir içi basıncın değişimi.

4.4.4 Maksimum püskürtme basıncı

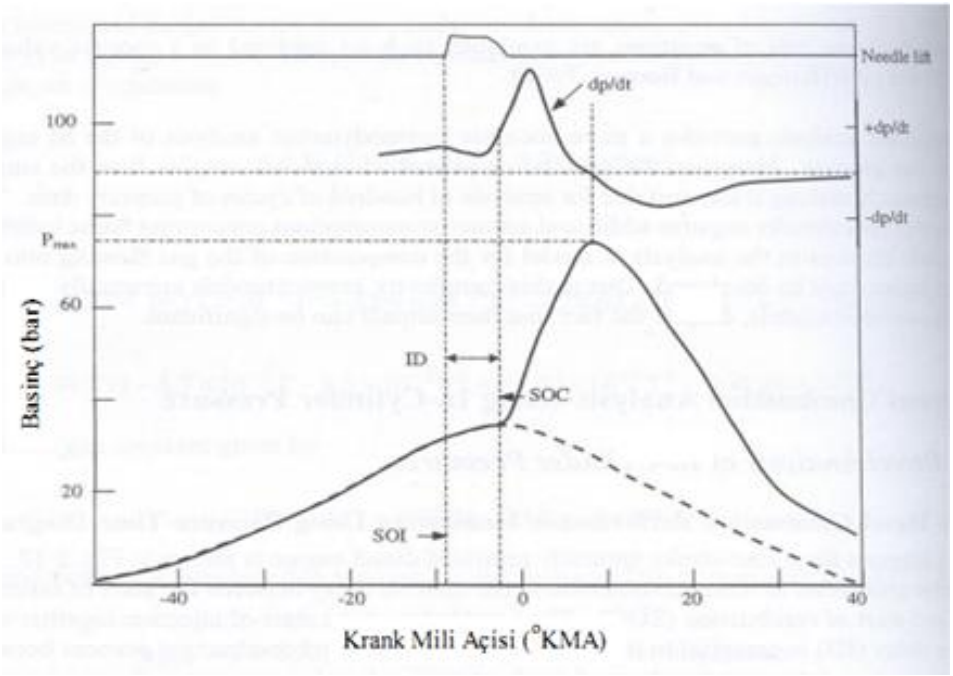


Şekil 4. 8 : Maksimum püskürtme basıncı.

Maksimum püskürtme basıncı, yakıt hattında enjektöre yakın bir noktada yakıt basıncının ölçülmesiyle bulunmaktadır. Şekil 4.8'de maksimum püskürtme basıncı gösterilmektedir.

4.4.5 Püskürtme başlangıcı, yanma başlangıcı ve tutuşma gecikmesi

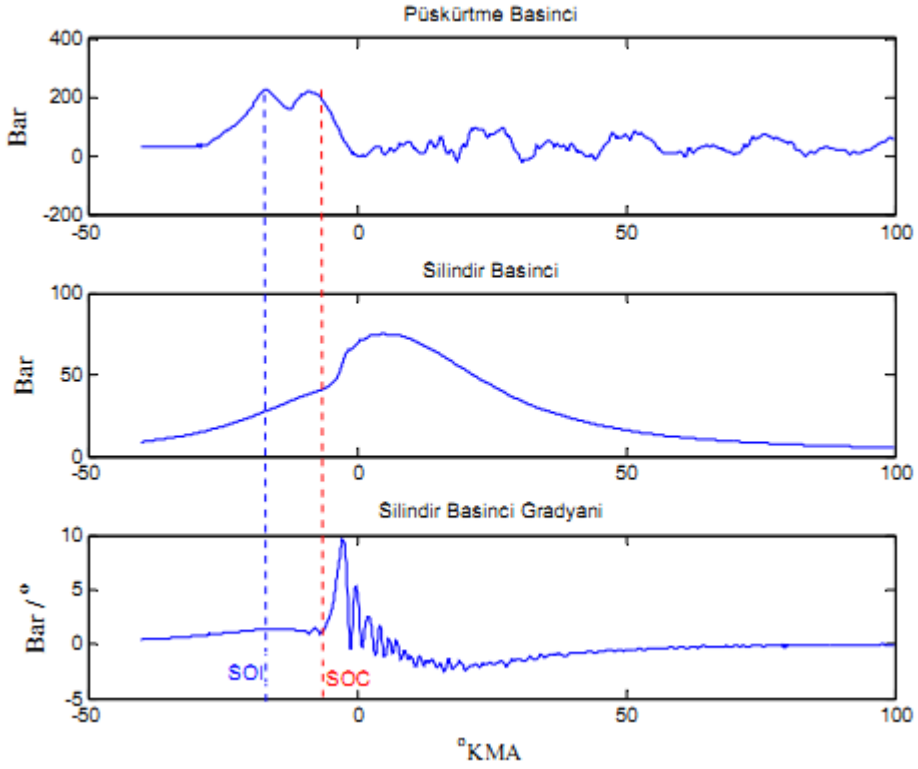
Püskürtmenin başladığı anı bulmak için de enjektör iğnesi hareketinin KMA'ya bağlı olarak kaydedilmesi gerekir. KMA'ya göre enjektör iğnesinin hareketi, silindir basıncı ve basınç gradyanının alt alta çizilmesi tavsiye edilmiştir (Zhao H., 2001). Silindir basınç gradyanının düşmeye başladığı nokta ve enjektör iğnesinin yukarı hareketinin başladığı nokta püskürtme başlangıcını gösterir (SOI, start of injection). Yanma basıncı eğrisinin motorun sıkıştırma basıncı eğrisinden ayrıldığı nokta yanma başlangıcı (SOC, start of combustion) olarak belirlenir. Püskürtme başlangıcı ve yanma başlangıcı arasında KMA olarak kalan süreye ise tutuşma gecikmesi (TG) denir ve bu iki değer farkından TG, KMA olarak belirlenir. Şekil 4.9'da yanma başlangıcı görülmektedir.



Şekil 4. 9 : Püskürtme başlangıcının belirlenmesi (Zhao H., 2001).

Tümosan'a ait turbo-dizel traktör motoru indikatör ölçümlerinde enjektör iğnesinin hareketini ölçmek için donanım bulunmadığından, yakıt hattı basıncı kullanılarak püskürtme başlangıcı belirlenmeye çalışılmıştır. Bunun için de, Şekil 4.10'da

indikatör diyagramından faydalanılarak püskürtme başlangıcının yaklaşık olarak nasıl bulunduğu gösterilmiştir.



Şekil 4. 10 : Püskürtme başlangıcının yakıt basıncından faydalanılarak yaklaşık olarak bulunması.

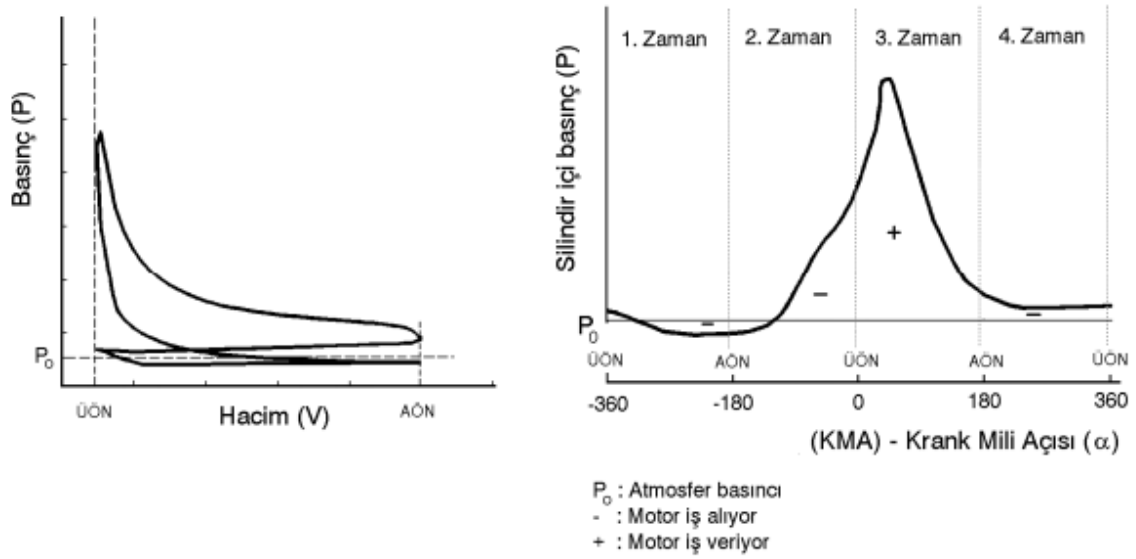
Maksimum püskürtme basıncının oluştuğu nokta basınç gradyanının yaklaşık olarak sabit kaldığı bölgeye denk gelir. Püskürtme basıncının ani düşüşü enjektör iğnesinin açılmasıyla basınca karşı oluşan direncin birden azalmasından kaynaklanmaktadır. Bu yüzden silindir içine yakıt girişini gösterdiği düşünülebilir. Ayrıca yakıt hattına bağlanan basınç sensörü, enjektöre birkaç santimetre geriye monte edilmiştir. Negatif basınç dalgasının sensöre ulaşması için belli bir zaman geçmesi gerektiğinden elde edilen püskürtme tepe noktası ile püskürtme başlangıcı arasında bir miktar faz farkı olması gerekir.

4.5 Hesaplanan Büyüklükler

4.5.1 Ortalama indike basınç (IMEP)

Ortalama indike basınç, bir çevrimde kaydedilen P-V diyagramından faydalanılarak hesaplanır. Şekil 4.11'de gösterildiği gibi, ortalama indike basıncın hesaplanması için yüksek basınç eğrisinin altında kalan alandan alçak basınç eğrisinin altında kalan

alan çıkarılır ve sonuç motor tarafından yapılan net işi verir, net işin de motor strok hacmine bölünmesi ile ortalama indike basınç bulunur.



Şekil 4. 11 : P-V diyagramı ve P-α diyagramında pozitif ve negatif alanların bulunması.

4.5.2 Sürtünme efektif basıncı ve mekanik verim

Sürtünme efektif basıncı motorun mekanik kayıplarının göstergesidir. Ortalama indike basıncın hesaplanmasıyla ve deney sırasında motor freninden gücün okunmasıyla, sürtünme efektif basıncı P_f belirlenir. Bu üç değerin bilinmesi ile de motorun mekanik verimi bulunur.

$$p_{me} = \frac{N_e.z.120}{V_h.n} \qquad \textbf{(4.1)}$$

Burada N_e motorun efektif gücü, z zaman sabiti (4 zamanlı motorlar için 2), V_h strok hacmi, n motor dönme hızıdır. Ortalama efektif basınç motor freninden okunan güç ile hesaplandıktan sonra, indikatör diyagramından çıkarılan ortalama indike basınç kullanılarak, sürtünme efektif basınç,

$$p_f = p_{mi} - p_{me} \qquad \textbf{(4.2)}$$

Motorun mekanik verimi ise,

$$\eta_m = \frac{p_{me}}{p_{mi}} \tag{4.3}$$

şeklinde bulunur.

4.5.3 Açığa çıkan toplam ısı miktarı

Yanma sonucu açığa çıkan ısı miktarı, emme supabının kapanması ile egzoz supabının açıldığı nokta arasında hesaplanır. Kullanılan model termodinamiğin I. kanunundan yola çıkarak basitçe doğrulanabilir. Silindir duvarlarındaki ısı kayıpları ve blow-by kayıpları ihmal edilirse iki basınç noktası arasında açığa çıkan ısı,

$$\theta_{1->2} = \frac{c_v}{R}\left[p_2 - p_1(\frac{V_1}{V_2})^{n_p} \right] \tag{4.4}$$

olarak bulunur. Burada c_v sabit hacimde özgül ısı katsayısı, R ideal gaz sabiti, p basınç, V strok hacmidir.

4.5.4 Yanma sonu ve yanma süresi

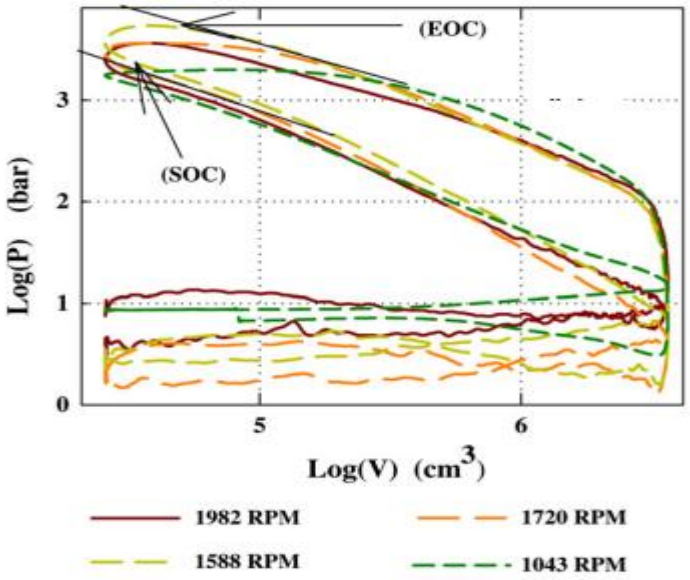
4.4.5'te yanma başlangıcının, yanma basınç eğrisinin motorun sıkıştırma basıncından ayrıldığı nokta olarak tespit edildiği anlatılmıştır. Bu bağlamda yanma başlangıcı indikatör diyagramından ihmal edilebilecek bir hata ile okunabilir. Burada ise yanmanın bittiği noktanın belirlenmesi ve Vibe denklemi için gerekli olan yanma süresinin bulunması amaçlanmıştır.

İçten yanmalı motorlarda yanmanın ne zaman son bulduğu hakkında çok sayıda araştırma çalışmaları yapılmıştır ve hala günümüzde bu çalışmalar devam etmektedir. Yanma başlangıcı ihmal edilebilecek bir hassaslıkta belirlenmesine karşılık yanma sonunu ve dolayısıyla yanma süresini bulmak, bu çalışmada üzerinde durulması gerek en önemli konulardan biridir. Teorik hesaplamalar ve deneysel çalışmalar ışığında ortaya atılmış birden fazla, yanma sonu ve yanma süresi tayini mevcuttur ve bunlardan hangisinin deneysel sonuçlara daha yakın olduğu veya olmadığı bu bölümde işlenecektir.

4.5.4.1 Logaritmik P-V metodu

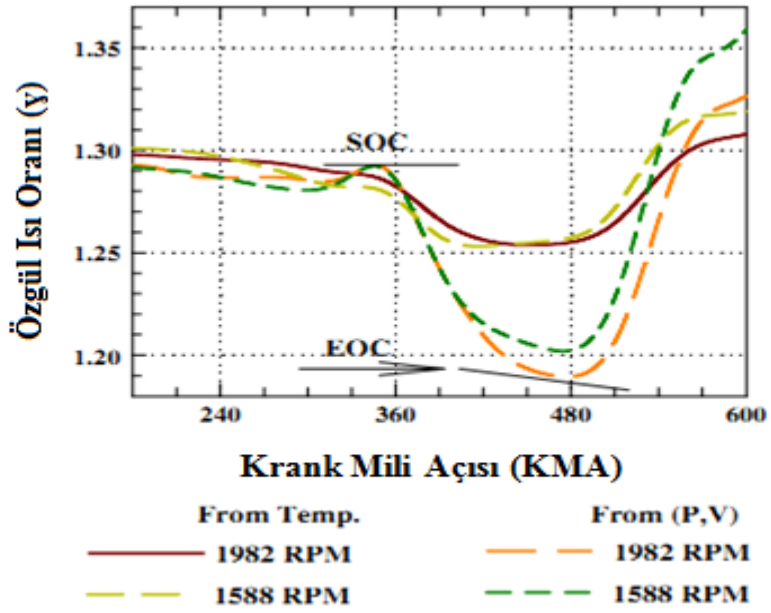
Yanma başlangıcı, sonu ve süresi için ortaya atılmış 4 farklı yöntem mevcuttur. Bunlardan ilki, P-V diyagramının logaritmik olarak çizdirilmesidir. Grafik

çizdirildikten sonra sıkıştırma ve genişleme zamanlarında doğrusal çizgiden ayrılan noktalar, sırasıyla yanma başlangıcı(SOC) ve yanma sonu(EOC) olarak kabul edilir.



Şekil 4. 12 : Logaritmik P-V diyagramı ile yanma başlangıcı ve sonunun bulunması (Shehata, 2010).

Şekil 4.12'de farklı devirlerde logaritmik P-V diyagramı çıkarılmıştır. Log(P-V) diyagramı basit ve doğru bir metot olmasına karşın çok fazla deneyim gerektiren bir yöntemdir.

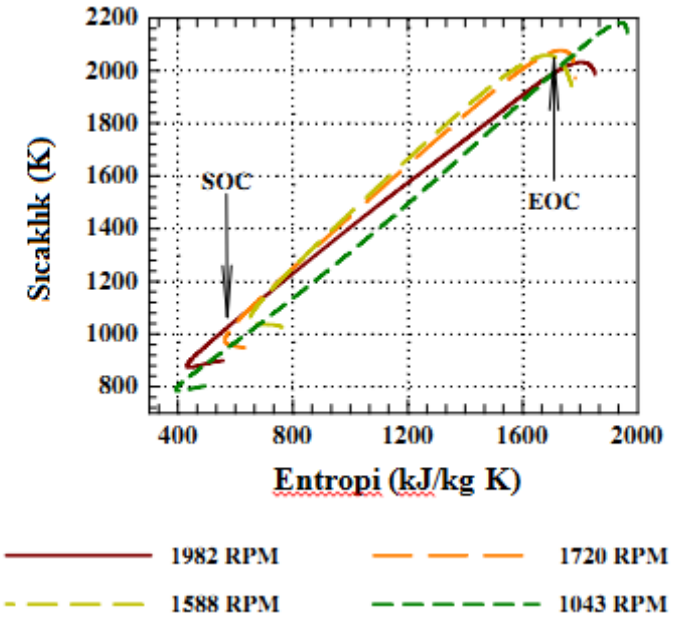


Şekil 4. 13 : Özgül ısı oranı ile yanma başlangıcı ve sonunun bulunması (Shehata, 2010).

Sıkıştırma stroğunda duvar sıcaklıkları karışım sıcaklığından daha yüksek olur ve bu nedenle yakıtın buharlaşması için gereken ısı duvarlardan çekilerek, duvardan karışıma doğru ısı transferi olur ve özgül ısı oranı bir miktar artar. Artışın sonunda bu nokta yanma başlangıcı(SOC) olarak kabul edilir. Yanma süresi boyunca, ısı transferi bu kez, gazlardan silindir duvarlarına doğru olur ve özgül ısı oranı yanma süresince düşer. En düşük özgül ısı oranı da yanma sonunu(EOC) verir. Bu sayede toplam yanma süresi bulunur. Şekil 4.13'te özgül ısı oranı değişiminin faklı devirlerdeki eğrileri gösterilmiştir. Yanma başlangıcı ve yanma sonu noktaları açık bir şekilde görülmektedir.

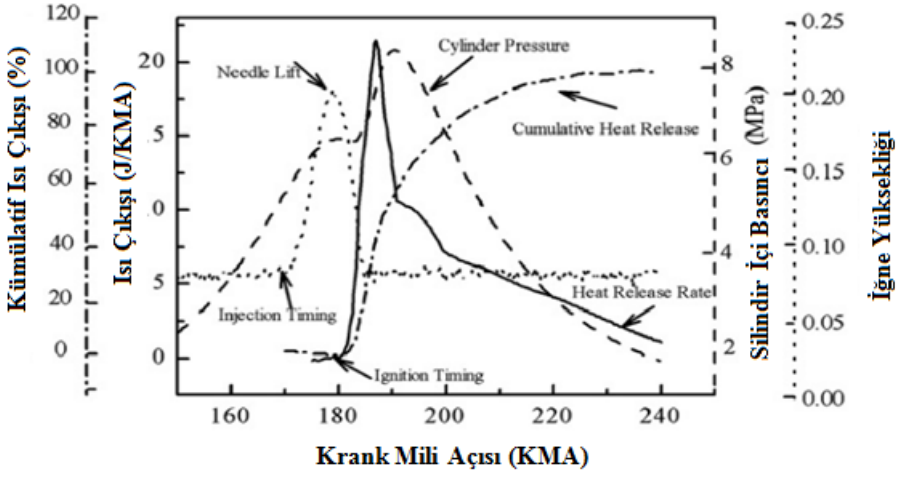
4.5.4.3 Entropi metodu

Şekil 4.14'te farklı yakıtların farklı devirlerde gaz sıcaklığına bağlı olarak entropilerindeki değişmeler gösterilmiştir. Emme supabının kapandığı noktadan itibaren sıkıştırma süresince karışım gazlarının sıcaklığı duvar sıcaklığından düşüktür ve ısı transferi duvardan gazlara doğru olur, bu yüzden entropi artar. Eğer gaz sıcaklığı duvar sıcaklığını aşarsa entropi düşer. Yanma nedeniyle olan ısı transfer hızı silindir duvarlarına olan ısı transferinden büyük olduğu zaman entropi artmaya başlar. Yanmanın sonuna doğru ısı transfer hızı yanma hızını aştığı zaman entropi düşmeye başlar. Buna göre minimum ve maksimum entropi değerleri, sırasıyla yanma başlangıcı (SOC) ve yanma sonu (EOC) noktaları olarak kabul edilir. Ayrıca entropinin maksimum değeri, yanmanın maksimum sıcaklığının olduğu nokta olarak görülebilir.



Şekil 4. 14 : Entropi ile yanma başlangıcı ve sonunun bulunması (Shehata, 2010).

4.5.4.4 Kümülatif ısı çıkış metodu



Şekil 4. 15 : Kümülatif ısı çıkışı ile yanma süresinin belirlenmesi (Mingming Zhu, 2012).

Yanma başlangıcı(SOC) ısı çıkışının başladığı nokta olarak tayin edilir. Yanma sonu ise, kümülatif ısı çıkışının %90 olduğu nokta olarak alınır. Yanma başlangıcı ile yanma süresi arasında kalan zamanda yanma süresi olur. Şekil 4.15'te yanma başlangıcı (ignition timing), ısı açığa çıkışı, silindir basıncı ve enjektör iğnesinin hareketi birlikte gösterilmiştir.

Tümosan'ın 4 silindirli turbo-ara soğutmalı traktör dizel motoru incelenirken yanma başlangıcı (SOC) , yanma basınç eğrisinin motorun sıkıştırma basıncından ayrıldığı

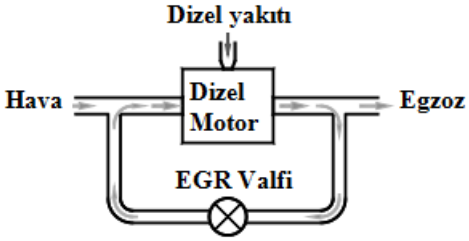
nokta olarak tespit edilmiştir. Bu bağlamda yanma başlangıcı indikatör diyagramından ihmal edilebilecek bir hata ile okunabilir. Yanma sonu (EOC) ise, maksimum entropinin olduğu nokta olarak alınmış, bu sayede Vibe denklemi için gerekli olan yanma süresi (α_z) bulunmuştur. Yanmanın bittiği nokta entropinin maksimum olduğu nokta olmakla birlikte, maksimum sıcaklığın da olduğu noktadır. O yüzden basınca bağlı olarak sıcaklığın maksimum değeri hesaplanmış ve KMA olarak yeri tayin edilmiştir.

5.AZOTOKSİT OLUŞUMUNU AZALTMA YOLLARI

5.1 Egzoz Gazı Geri Dönüşümü(EGR)

Bu çalışmadaki amaç, dizel motorlarında egzoz gazının tekrar yanma odasına gönderilmesini sağlayan EGR sisteminin egzoz emisyonlarının azalmasına etkisini ve bu tekniğin uygulanabilirliği incelenecektir. Dizel motorlarındaki EGR kullanımının NO_x emisyonlarına etkisi detaylı bir şekilde incelenecektir. EGR sistemi, emme manifolduna bağlanarak emme havasıyla birlikte silindire gönderildiğinde, emisyonları azalttığı düşünülse de, EGR ayrıca, yanma hızını, yanma kalitesini, yanma süresini, efektif basıncı ve volümetrik verimi azaltır ve özgül yakıt tüketimini artırır. Ayrıca EGR sistemi soğutularak volümetrik verim artırılır. Fakat soğutma yapıldığı zaman termal verim düşse de, NO_x emisyonu azalır. Ayrıca motora ek bir sistem olarak hem maliyet hem de bakım onarım masrafı getirir. Buna rağmen, EGR emisyonların azalması için en etkili yöntemlerden biri olarak kabul edilir (Abd-Alla, 2001).

Egzoz gazlarının silindire tekrar gönderilmesi aslında yeni bir çalışma değildir, özellikle emisyon seviyelerinin düşürülme çabaları son zamanlarda EGR'yi gereklilik haline gelmesine neden olmuştur. Özellikle Avrupa direktifleri emisyonlar için çok keskin kurallar ortaya koymaktadır. Turbo şarj sistemlerinin kullanılması, yakıt ve havanın karıştırılmasındaki gelişmeler ve son yıllarda çoğu taşıtta kullanılan common-rail püskürtme sistemleri, NOx emisyonuna etki etmekte ve bunun sonucunda NO_x azaltılması otomotiv endüstrisi için önemli bir görev olmaktadır (Abd-Alla, 2001).



Şekil 5. 1 : EGR sistemi.

Dizel motorları yüksek sıkıştırma oranlarında ve fakir yakıt-hava karışımlarında çalışırlar. Yüksek sıkıştırma oranları sonucunda yüksek sıcaklıklar elde edilir ve kendiliğinden tutuşma olayı gerçekleşir. Fakir karışımlar daha yüksek oksijen barındırdıklarından silindir içinde yanma kolaylaşır fakat yüksek alev sıcaklıkları oluşur. Sonuçta yüksek alev sıcaklıklarıyla birlikte, bol oksijen ve nitrojen NOx emisyonunu oluştururlar. Benzinli motorları ise zengin karışımda çalışırlar ve hava fazlalık katsayısı kontrol edilerek alev hızı ve yayılması kontrol altında tutulup NOx verimli bir şekilde azaltılabilir. Bazı dizel motorlarında geç püskürtme yaparak da NOx azaltmak mümkündür. Şekil 5.1'de EGR sisteminin basit şeması görülmektedir. EGR iş gazındaki oksijen konsantrasyonunu azaltır ve özgül ısı kapasitesini artırarak NO_x oluşumunu düşürür. Eğer egzoz gazları EGR ile direkt emme manifolduna gönderilirse sıcak EGR, soğutularak gönderilirse soğuk EGR adını alır (Zheng, Reader, & Hawley, 2003).

5.1.1 EGR oranının tanımı

Toplam emme karışımı içerisindeki, egzoz gazı oranı olarak tanımlanır.

$$EGR(\%) = (m_{EGR} / m_i)x100 \tag{5.1}$$

$$m_i = m_{hava} + m_{yakıt} + m_{EGR} \tag{5.2}$$

m_{EGR} : EGR kütlesidir ve %30'a kadar geri dönüş yapabilir.

Diğer bir alternatif tanımlama da taze dolgu için EGR oranıdır.

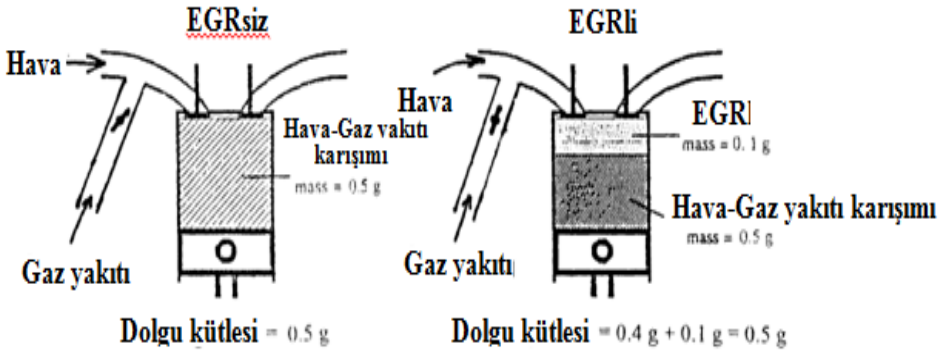
$$EGR'(\%) = [m_{EGR} /(m_{hava} + m_{yakıt})]x100 \tag{5.3}$$

Bazı durumlarda da hacimsel EGR oranı da kullanılır ve bu %50 değerine ulaşabilir.

$$EGR(\%) = [V_{EGR} /(V_{hava} + V_{yakıt} + V_{EGR})]x100 \tag{5.4}$$

5.1.2 Dizel motorlarda EGR

EGR sistemi son zamanlarda NO_x emisyonunun azaltılması için içten yanmalı motorlarda çok etkili bir tekniktir. Fakat EGR kullanımının birçok dezavantajı vardır. Dizel motorlarında EGR kullanılırsa, özgül yakıt tüketimi kötüleşir, partikül madde emisyonu artar (Maiboom, Tauzia, & Hetet, 2007). Dizel motorlarında özellikle yüksek yüklerde NO_x ve PM arasında ters orantı vardır. Yanma ne kadar iyi ise, PM miktarı o kadar azalır, fakat iyi bir yanma sonucu yüksek sıcaklıklara ulaşıldığından NO_x miktarı artar. Ayrıca EGR, kötüleşen yanma ile birlikte yağlama yağına is ve PM kaçması sonucu, yağlama yağı kalitesinin azalmasına neden olur. Emme havasına EGR sistemiyle karışan CO_2 yanmayı kötüleştirerek gürültü seviyesini de azaltır. Şekil 5.2' de (a) EGR olmadan, (b) EGR ile çalışan bir motorundaki hava ve EGR yüzdeleri gösterilmiştir. Bu şekle göre %20 EGR ile is ve HC emisyonunda kötüleşme olmadan NO_x oluşumu %50 azaltılabilir.



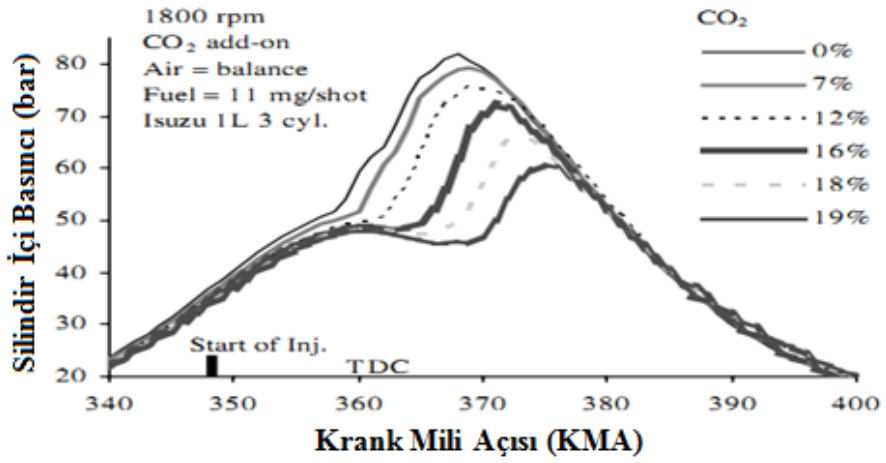
(a) (b)

Şekil 5. 2 : (a) EGR'siz motor (b) EGR'li motor karşılaştırılması.

EGR uygulamasında, şekil 5.2 (b) 'de gösterilen 0,1g'lık EGR emme havasının bir kısmını yer değiştirir. Yer değişen 0,1 gramlık hava sonucu yanma için kullanılabilen hava miktarı azalır. Püskürtülen yakıt miktarı sabit kalmak şartı ile verilen tork ve güç çıktısı için, motor çalıştığı zaman yanma için daha düşük hava-yakıt oranı elde edilir. Yakıt-hava oranındaki azalma da egzoz emisyonlarını önemli derecede etkiler (Abd-Alla, 2001).

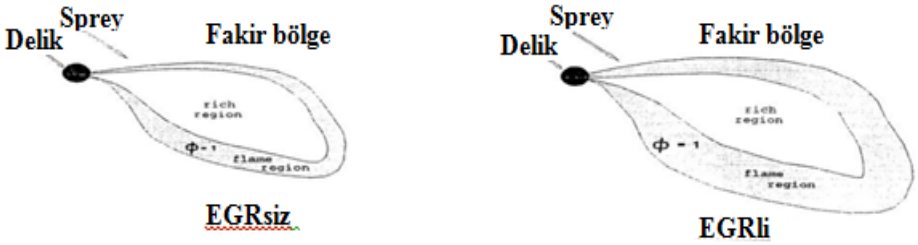
Dizel motorlarda bir EGR sistemi ile egzoz gazları emme havasına karıştırılır ise emme dolgusu sıcaklığı artar ve bu sıkıştırma prosesine ve yanma prosesine önemli

bir etki yapar (Maiboom, Tauzia, & Hetet, 2007). Bir dizel motoru kısmi yüklerde çalıştığı zaman, EGR sayesinde NO_x miktarı düşürülebilir. Dizel motorlarında benzinli motorlarda olduğu gibi, emme havasını artırıp azaltan bir kelebek yoktur. Kısmi yüklerde, yakıt-hava oranına bağlı olarak egzoz gazındaki CO_2 ve H_2O miktarları düşük seviyededir, bu yüzden yüksek EGR oranlarında NO_x emisyonlarında çok yüksek düşüşler olur.



Şekil 5. 3 : Bir diesel motorunda farklı EGR oranları(CO_2) için basınç-KMA değişimi.

EGR'nin artmasıyla emme havasındaki O_2 miktarı azalır ve bunun sonucunda yanma kötüleşir ve tutuşma gecikmesi süresi Şekil 5.3'te görüldüğü gibi artar, kötüleşen yanma sonucu daha düşük basınçlar elde edilir (Zheng, Reader, & Hawley, 2003). Bu da güç, moment gibi efektif motor çıktılarının düşmesine neden olur.

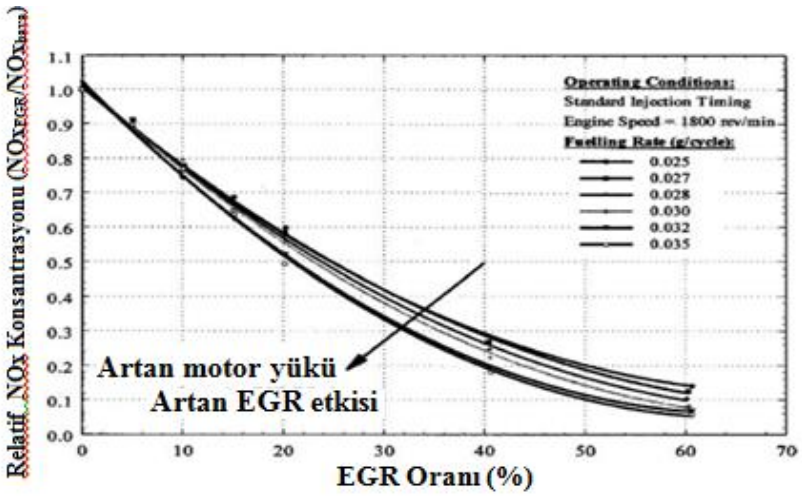


(a) (b)

Şekil 5. 4 : (a) EGR olmadan, (b) EGR ile stokiyometrik karışım oluşması.

Şekil 5.4 'te yanmanın olduğu bölgelerde λ=1 (stokiyometrik) karşımım olduğu farz edilir (Abd-Alla, 2001). EGR kullanıldığında O_2 miktarı yerel bölgelerde

azaldığından, stokiyometrik karışımın oluşabilmesi, yeterli O_2'nin karşılanması için gönderilen yakıt yanma odası içerisinde daha geniş bir alana yayılacaktır. Gönderilen yakıt miktarı için, stokiyometrik karışımın bu geniş alanını sadece stokiyometrik karışım değildir, ek olarak CO_2 , H_2O ve N_2 vardır, bu ek bileşenler yanma ile oluşacak enerji çıkışını absorbe ederler ve daha düşük alev sıcaklığı buna bağlı olarak da daha düşük NO_x elde edilir (Maiboom, Tauzia, & Hetet, 2007).

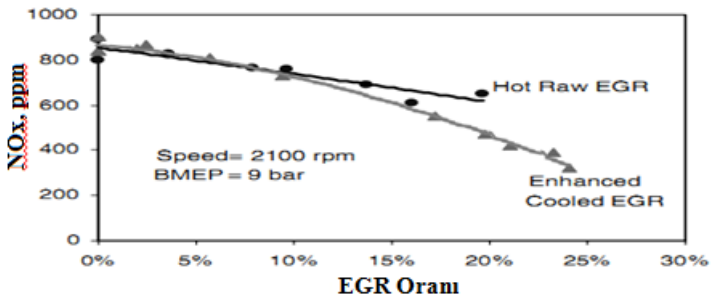


Şekil 5. 5 : EGR oranına bağlı olarak NOx değişimi.

Dizel motorlarında egzoz gazı bileşenleri CO_2, H_2O, N_2, O_2 ve önemli miktarda CO, HC, NO_x ve isdir. Bir dizel motora gelen yük miktarı, egzoz gazlarının bileşimini ve sıcaklığını önemli derecede etkiler. Yük miktarı dizellerde yakıt miktarı ile ayarlanır. Bu yüzden egzoz gazındaki oksijen konsantrasyonu değişik yüklerde önemli derecede değişir. Dizel motorları EGR olmadan, normalde tam yükte egzoz gazında %5, rölanti de %20 oksijen içerir. Egzozdaki oksijen miktarı artan motor yüküyle azalır, çünkü fazla yakıt gönderildiğinden oksijen yanmaya katılır ve daha fazla CO_2 oluşarak egzoz gazlarının özgül ısısı artar (Zheng, Reader, & Hawley, 2003).

EGR ile silindire CO_2 gönderilir ve dolgunun ısı kapasitesi artırılır. Alev sıcaklığı ve iş gazının maksimum sıcaklığı artan CO_2 ile düşecektir. Şekil 5.5'daki test sonuçları, yüksek EGR oranlarının düşük yüklerde, düşük EGR oranlarının ise yüksek yüklerde uygulandığını gösterir. Düşük yüklerde çalışıldığında, dizel motorları yüksek EGR oranlarını tolare edebilirler. Çünkü egzoz gazları daha az CO_2 ve H_2O, yüksek

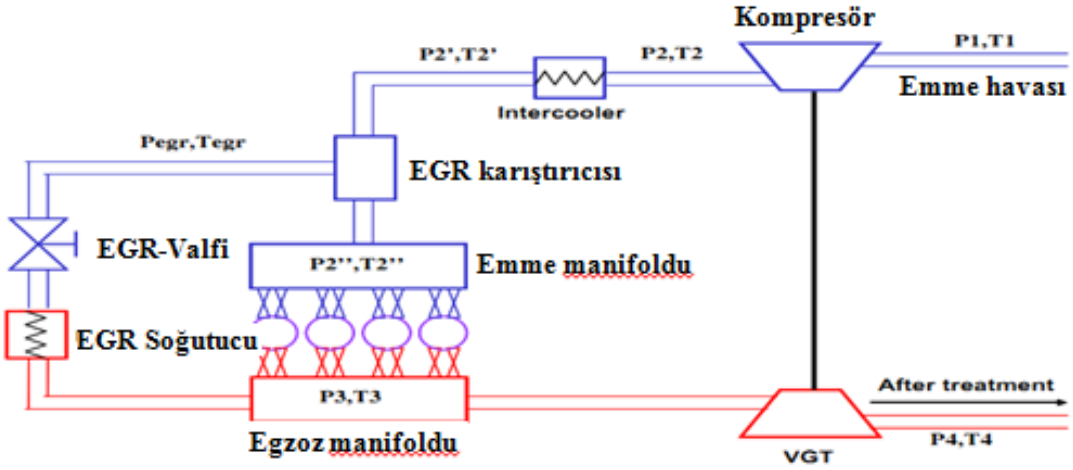
miktarlarda oksijen içerirler. EGR ile oksijen miktarı seyreltilir ve NO_x miktarı düşürülür.



Şekil 5. 6 : Sıcak ve soğuk EGR'nin karşılaştırılması.

Şekil 5.6 'de sıcak EGR ve soğuk EGR ile silindire gönderilen egzoz gazlarının test sonuçları görülmektedir. 80°C 'ye kadar soğutulmuş olan egzoz gazları NO_x'i düşürmek için daha verimlidir (Zheng, Reader, & Hawley, 2003).

5.1.3 Örnek EGR'li bir test motoru ve NO_x emisyon sonuçları



Şekil 5. 7 : EGR-motor ve turbo şarj ünitesinin basitleştirilmiş şeması.

Şekil 5.7 'de testi yapılacak olan motorun şeması görülmektedir. Motor çalıştığında egzoz gazlarının bir kısmı türbini döndürüp kompresörden basınçlı hava girmesini sağlarken bir kısmı da tekrar EGR sistemi ile emme manifolduna bağlanır. Emme manifolduna giden gazlar EGR-Cooler tarafından soğutulduktan sonra EGR valfinden geçerek EGR karıştırıcısına gelir ve burada kompresörden gelen taze hava ile karıştırılıp emme manifolduna oradan da silindirlere yollanır. Buradaki EGR valfi egzoz gazı akışını kontrol eder.

Çizelge 5. 1 : Test motoru özellikleri.

Tipi	Turbo şarj, intercooler
Çap x Strok	85 x 88 mm
Sıkıştırma oranı	18:1
Silindir sayısı	4
Silindir başına supap sayısı	4
Yanma odası tipi	Açık tip(kâse)
Püskürtme sistemi	Common rail piezoelektrik
Enjektör delik sayısı	6
Enjektör delik çapı	0,150 mm
Maksimum püskürtme basıncı	1600 bar
Yakıt	Dizel

Çizelge 5. 2 : Çalışma noktaları.

Çalışma noktaları	Motor Hızı(d/dak)	Püskürtme basıncı (bar)	Pilot püsk. Miktarı (mg/strok)	Ana püsk. Miktarı (mg/strok)	Pilot püskürtme başlangıcı(KMA)	Ana püskürtme başlangıcı(KMA
1 pilot püskürtmeli	1670	870	1.5	22.5	352	1.18
1 pilot püskürtmesiz	1670	870	0.0	24.0	352	1.18
2 pilot püskürtmeli	1870	750	1.2	14.8	353.5	1.12
2 pilot	1870	750	0.0	16.0	353.5	1.12

5.1.3.1 Emisyon ölçümü

NO_x emisyonu ölçümü ECO PHYSICS CLD 700EL gaz analizörü ile yapılmıştır ve bu cihaz kimyasal ışıldama metodunu kullanarak ölçüm yapar ve bu ölçüm sonuçlarına göre aşağıdaki denklem ile g/h ‘dan ppm’e birim dönüşümü yapılır (Maiboom, Tauzia, & Hetet, 2007).

$$NO_x(g/h) = \frac{M_{NO_2}.NO_x(ppm).Q_{exhaust_dry}}{10^3 x V_m} \quad \textbf{(5.5)}$$

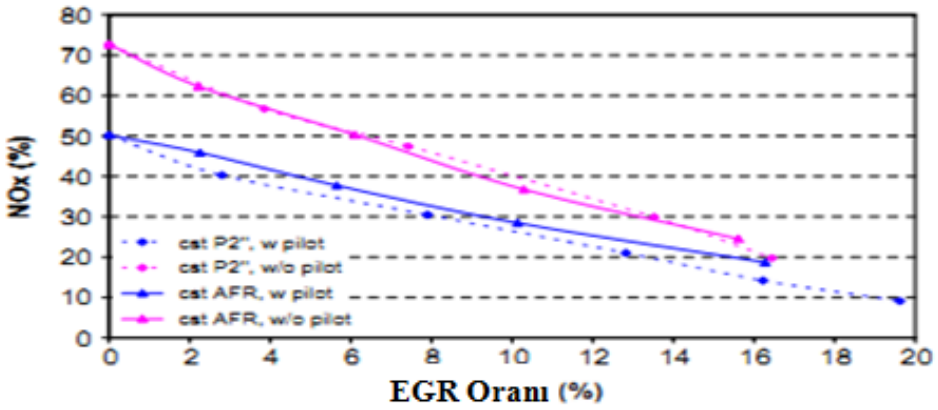
$M_{NO_2} = 46,005 g/mol$ ve $V_m = 22,41 l/mol$ 'dür.

$$Q_{exhaust_dry} = FMF.[\frac{(1+AFR_{st}).\alpha}{\rho_{burned_gas}} + \frac{(\lambda-1).AFR_{st}}{\rho_{air}}] \quad \textbf{(5.6)}$$

$$\lambda = \frac{AMF}{AFR_{st}.FMF} \quad \textbf{(5.7)}$$

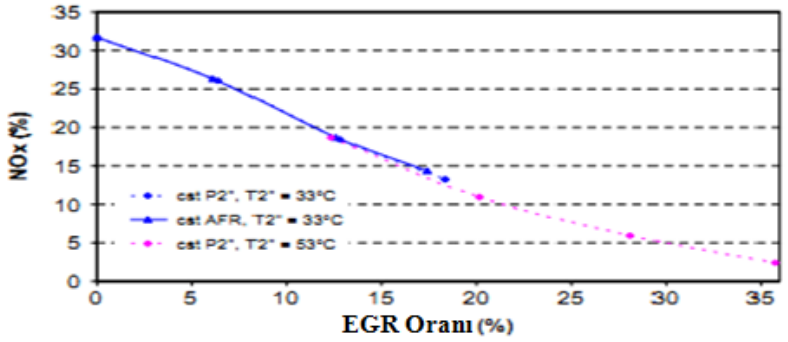
Burada,

$AFR_{st} = 14.4$, $\rho_{air} = 1,293 kg/m^3$, $\rho_{burned_gas} = 1,33 kg/m^3$ ve $\alpha = 0,924 kg$ 'dir.



Şekil 5. 8 : EGR oranı - NO_x(%) değişimi.

Şekil 5.8'da, pilot püskürtme yapıldığı zaman (pembe çizgiler), yerel sıcaklıklar önceden artar NO_x oluşumu için fazla süre kalır, NO_x miktarı pilot püskürtme yapıldığı zaman artığı ve pilot püskürtme yapılmadan(mavi çizgiler) azaldığı grafikte açık bir şekilde görülmektedir. Sabit $P_2^{"}$ (aşırı doldurma basıncı) ve sabit AFR (hava-yakıt oranı) için EGR oranı arttıkça NO_x miktarının düştüğü görülmektedir (Maiboom, Tauzia, & Hetet, 2007).



Şekil 5. 9 : EGR oranı - NO_x(%) değişimi.

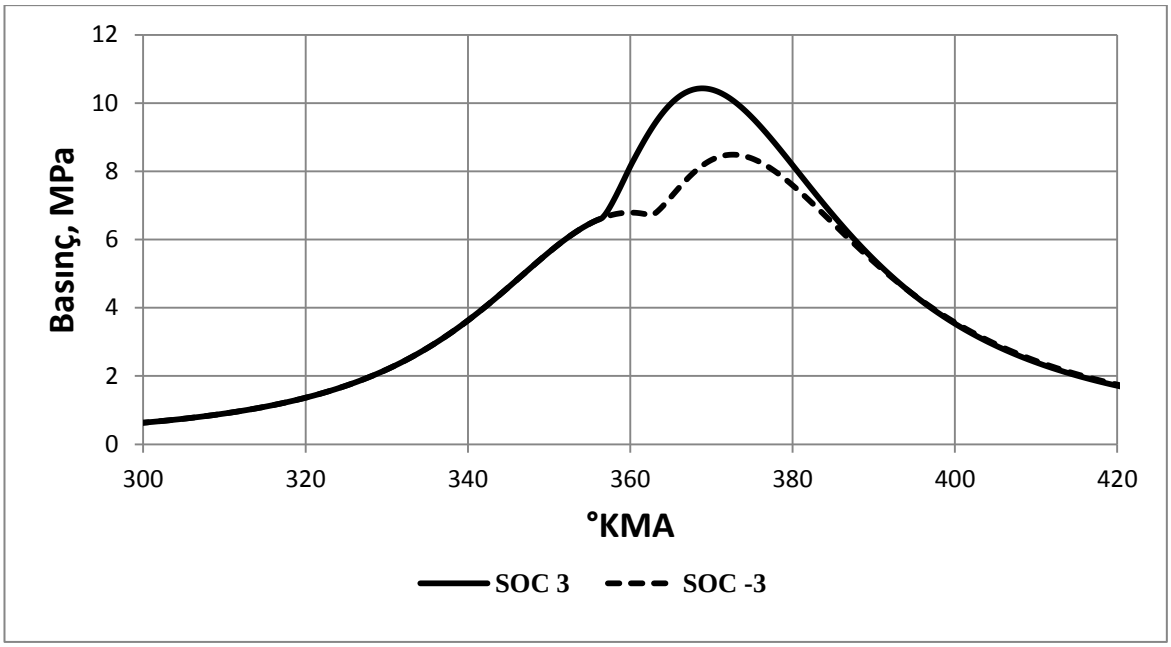
Sabit $P_2^{"}$ (aşırı doldurma basıncı) ve sabit $T_2^{"}$=33°C (emme havası+egzoz gazı sıcaklığı) için EGR oranı arttıkça, sabit AFR(hava-yakıt oranı) sabit $T_2^{"}$=33°C için EGR oranı artıkça ve sabit $P_2^{"}$ ve sabit $T_2^{"}$=53°C için EGR oranı arttıkça, NO_x oluşum miktarının azaldığı Şekil 5.9'da test sonuçları olarak görülmektedir (Maiboom, Tauzia, & Hetet, 2007).

Dizel motorlarında NO_x azaltmak için EGR iyi bir çözümdür. Euro emisyon standartlarındaki keskin emisyon düşüşleri, EGR'nin daha yaygın kullanılmasına neden olmaktadır. NO_x emisyonlarına etki eden iki önemli etken vardır, birincisi emme havasındaki yani dolgudaki oksijen miktarı diğeri ise reaksiyon sıcaklığıdır. Bunlar azot oksit oluşumunda kimyasal aktiviteyi hızlandıran ve artıran etmenlerdir (Abd-Alla, 2001). Egzoz gazlarının bir kısmı egzoz manifoldundan ayrılan bir boru sistemiyle soğutularak emme havasının bulunduğu kanala bağlanır ve burada EGR karıştırıcısı tarafından hava ve egzoz gazları karıştırılır daha sonra da silindire yollanır. Bu sayede emme zamanında içeriye alınan oksijen miktarı seyreltilmiş olur. İçeri alınan sıcak egzoz gazı özgül ısı kapasitesini artırır ve yanma sonu oluşan alev sıcaklıklarını düşürür. NO_x oluşum mekanizması için gerekli oksijen konsantrasyonu ve yüksek sıcaklık değerleri bu sayede önlenmiş olur ve NO_x oluşum miktarı azalır. Fakat çoğu zaman daha düşük verim ve efektif güç verdiği için çok etkili bir yöntem olarak kabul edilmemektedir. EGR sistemi, NO_x için daha kolay ve ucuz bir yöntem bulunmadıkça traktör maliyetini, bakım ve onarımını artıran bir sistem olacaktır. Ayrıca her ne kadar NO_x için çok etkili bir yöntem gibi görünse de, yanmayı prosesini kötüleştirdiğinden efektif basıncı düşürmenin yanı sıra, özgül yakıt tüketimi ve efektif momenti ve volümetrik verimi düşürür. Ayrıca diğer önemli bir

emisyon olan is emisyonunu artırır. Kötü yanma sonucu yakıtın hepsi yanmaz ve hidrokarbon (HC), karbon monoksit (CO) gibi emisyonlar artar.

5.2 Püskürtülmenin Geciktirilmesi

Dizel motorlarında püskürtmenin geciktirilmesi ile yanma sürecini genişleme stroğuna taşıyarak, silindir içi sıcaklık düşürülür ve NO oluşumu azaltılır. (E.Bölük, 2006). Bu yöntem klasik bir yöntem gibi gözükse de uygun parametrelerin seçimi ile dizel motorun ana parçaları üzerinde konstüriktif herhangi bir değişiklik yapmadan sadece yanma odası geometrisi değiştirilerek MR-Proses uygulanması ile NO_x miktarının düşürülmesinde ve mevcut motor gücü ve yakıt tüketiminde çok fazla değişiklik olmadan iyi sonuçların alındığı gözlemlenmiştir. Bu konudaki çalışmalar daha sonraki bölümlerde ayrıntılı olarak anlatılacaktır. Şekil 5.10 'de püskürtme zamanının geciktirilmesi ile yanma başlangıcının genişleme sürecine doğru ötelenmesiyle, farklı yanma başlangıçları için motorun teorik indikatör diyagramları gösterilmiştir. Ayrıca, yanma başlangıcının NO_x emisyonuna ve motorun efektif parametrelerine olan etkileri Tablo 5.3'te verilmiştir. Buna göre yanma başlangıcı ÜÖN'dan 3 °KMA önce başladığında, silindir içi basıncı daha yüksek değere ulaşır ve daha yüksek motor gücü (93,7 BG) elde edilir. Fakat NO_x miktarı da sıcaklığın yüksek olmasından ve NO oluşumu için yeterli zaman bırakıldığından dolayı daha yüksek değerlere ulaşır (537 ppm). Eğer yanma başlangıcı ÜÖN'da 3 °KMA sonra ise (-3 °KMA) silindir basıncı daha düşük değerlere iner ve daha düşük motor gücü (89,4) elde edilir. Fakat yanma genişleme sürecine doğru ilerlediğinden sıcaklıklar düşük olur ve NO miktarı daha düşük değerlere ulaşır (375 ppm). Burada, yanma avansı gücü %5 azaltmasına rağmen, NO miktarını %43 azaltır. Bu yüzden, emisyon standartlarının önemli olması, ek bir sistemin entegrasyonunun yüksek maliyetli olması ve sisteme ek bir bakım onarım maliyeti çıkarması nedeniyle, püskürtülmenin geciktirilmesi ile yanmanın genişleme sürecine ötelenmesi ile motor gücünde ve momentinde çok küçük bir düşüş ile NO miktarını yarıya yakın düşürmek mümkündür.



Şekil 5. 10 : Yanma başlangıcının silindir içi basıncına etkisi.

Çizelge 5. 3 : Yanma başlangıcının NO emisyonuna ve efektif parametrelere etkisi.

Yanma başlangıcı [°KMA]	**p_{max} [Mpa]**	**N_e [BG]**	**NO [ppm]**	**b_e [g/BGh]**	**M_e [Nm]**	**g_x [mm^3/çevrim]**
3	10,4	93,7	537	153	263	56,84
2	10	92,9	501	154,5	261	86,84
1	9,7	92	470	156	259	56,84
0	9,4	91	441	157	256	56,84
-1	9,1	90,3	417	158	254	56,84
-2	8,8	90	394	159	253	56,84
-3	8,5	89,4	375	160	251	56,84
% değişim	**-22**	**-5**	**-43**	**4**	**-5**	**0**

5.3 Yanma Odasına Su İlavesi

1930'lu yıllardan bugüne kadar, benzinli motorlarda vuruntuyu önlemek ve dizel motorlarında emisyonları azaltmak için yanma odasına su ilavesi gibi çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Fakat suyun silindir içerisinde yarattığı korozif etki maliyetten daha büyük bir problem olarak ortaya çıkmaktadır. Ayrıca su ilavesi için gerekli su tankı, su püskürtme sistemi ve zamanlaması maliyet, bakım ve onarım masraflarını artırarak sistemin kullanışlılığını zorlaştırmaktadır (E.Bölük, 2006). Yanma odasına su ilavesi çeşitli şekillerde gerçekleştirilmektedir:

- Enjeksiyon yöntemi ile yanma odasına su gönderilmesi
- Yakıt + su emülsiyon tekniği ile yanma odasına su gönderilmesi
- Emme havası + su kombine tekniği
- Emme havasının nemlendirilmesi yöntemi

Bu yöntemler NO'nun azaltılması için etkili yöntemler olsa da, özellikle yakıt tüketimini artırması, volümetrik verimi düşürmesi ve tutuşma gecikmesi süresini (TG) artırması ve motorda güç düşüşü meydana getirdiğinden, motordan motora farklı özellikler gösterse de sisteme ek bir maliyet olmakta ve etkin bir çözüm yolu olmamaktadır.

5.4 SCR (Selective Catalytic Reduction)

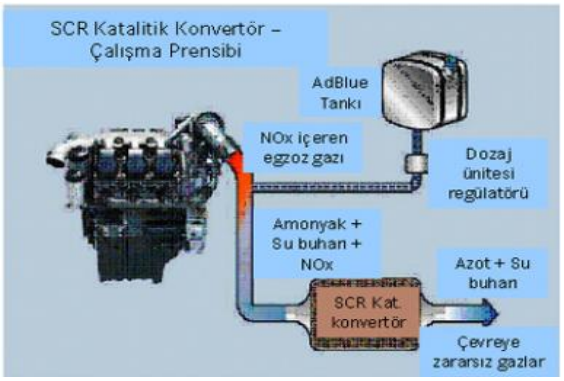
Silindir içerisinde fakir karışım bulunan ($\lambda>1$) ve bu nedenle egzoz gazında bol miktarda oksijen bulunan dizel motorlarda, NO_x 'in azaltılması için SCR teknolojisi kullanılır. Egzoz süresince dışarı atılan NO_x, egzoz manifoldundan çıktıktan sonra ilave bir kimyasal bileşik yardımı ile (NH_3 ya da $CO(NH_2)_2$) çevreye zararı olmayan N2 ve H2O 'ya dönüştürülerek, NO'nun yarattığı çevre kirliliği önlenir. Sistemin reaksiyon mekanizması aşağıdaki gibidir.

$$4NO + 4NH_3 + O_2 \longrightarrow 4N_2 + 6H_2O$$

Bu reaksiyon yardımı ile NO_x emisyonları %90'lara kadar düşürülebilmektedir.

Mercedes-Benz araçlarında uygulanan BlueTec SCR teknolojisinde zehirli NO_x gazları azot ve su buharına dönüştürülerek emisyonlar azaltılabilmektedir. Sistemin şematik resmi Şekil 5.11'de gösterilmiştir. SCR bu sistemde katalitik konvertör görevi görmektedir ve bu görevi yerine getirmesinin sağlayan katkı maddesi

amonyak (NH_3) ayrı bir tankta taşınır. Ortalama olarak 25 litre yakıt için 1 litre AdBlue gerekmektedir. Türkiye'de NH_3 tüm akaryakıt istasyonlarında satılmamakla birlikte, Avrupa ülkelerinde daha yaygındır.

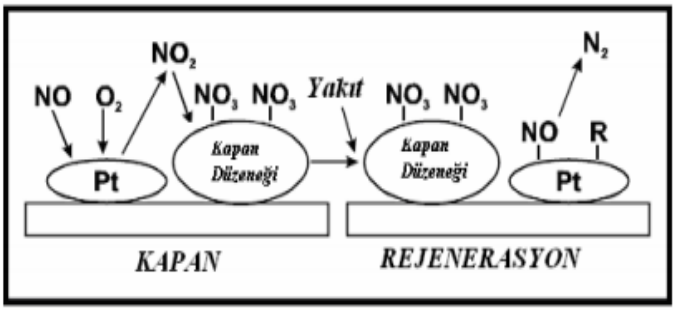


Şekil 5. 11 : BlueTec SCR teknolojisi.

Bu sistemin motora getireceği ek maliyet, ilave edilecek kimyasal bileşenin depolama sorunu, ayrıca akaryakıt istasyonlarından bu kimyasal maddenin temini büyük birçok problemi beraberinde getirmektedir.

5.5 Lean-NOx Kapanları

Bu sistemde, egzoz sürecinde dışarı atılan NO_x gazları ilk aşamada hapsedilir, sonra indirgeme amaçlı kullanılarak NO_x gazlarından N_2 gazı elde edilir. Şekil 5.12'de görüldüğü gibi sistemin ilk kısmı kapandır. Egzoz manifoldundan gelen NO gazları platinyum (Pt) malzeme içerisinden geçirilerek O_2 yardımı ile NO_2 'ye dönüştürülür. Sonra NO_2 bir alkali metal kapan ve O_2 ile reaksiyona girerek metal nitrat oluşur. İkinci aşama rejenerasyondur, bir miktar yakıt sisteme püskürtülür ve ilk aşamada oluşan metal nitrata hapsedilen NO gazlarıyla reaksiyona girmesi sağlanarak N_2 açığa çıkması sağlanır. Bu sistemde NO_x emisyonlarında %70'a varan düşüşler görülmüştür (E.Bölük, 2006).



Şekil 5. 12 : Lean-NO_x Kapan Teknolojisi.

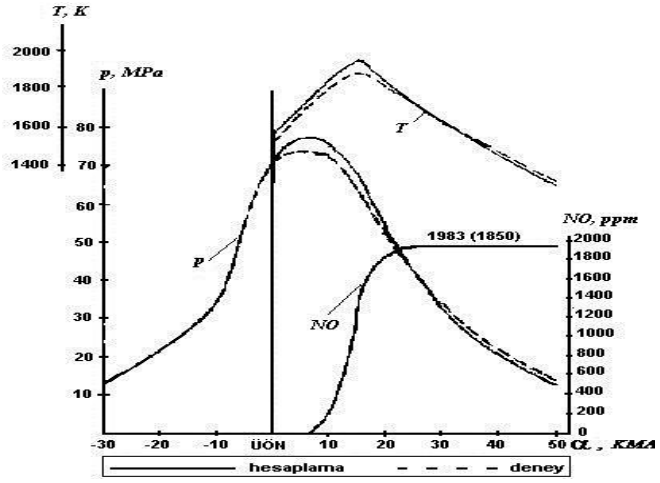
6. AZOTOKSİT OLUŞUMUNUN YENİ HESAP YÖNTEMİ

Petrol fiyatlarının gitgide artması ile yüksek verime sahip dizel motorlarının ulaşım ve diğer güç araçları ve makinelerinde kullanım yüzdesinin daha da artırılması gündeme gelmektedir. Bu çözüm yolunun başarılı olması her şeyden önce ekonomik, kalitesi kötüleştirilmeden çevreye daha duyarlı dizel motorlarının geliştirilmesine de bağlıdır. Düşük emisyonlu ve yüksek verimli dizel motorlarının geliştirilmesi ise yanma süreci ile ilgili karmaşık kimyevi-fiziksel proseslerin incelenmesini ve motorun gerçek çevrim parametrelerinin optimum değerlerinin belirlenmesini gerektirmektedir. Yanma süreci ile ilgili deneysel çalışmaların yapılması uzun zaman ve büyük yatırım talep ettiğinden dolayı bu proseslerin gerçekci matematik modelini oluşturarak bilgisayar yardımı ile Ar-Ge çalışmalarını önemli derecede kolaylaştırmak mümkündür.

Daha önce İTÜ'de Prof.Dr. Rafig Mehdiyev ve yüksek lisans öğrencileriyle yapılmış olan azotoksit hesaplama yönteminde azotoksit oluşumunun başlangıç noktası olarak Şekil 6.1 'de gösterildiği gibi maksimum basıncın gerçekleştiği zaman olarak alınmıştır (Mehdiyev R. A. H., 2003). Fakat emisyonların azaltılması için geç püskürtme yapıldığında ve yanmanın daha yavaş gerçekleştiği durumlarda maksimum silindir basıncı sıkıştırma sonu basıncından düşük olmaktadır. Bu durumda maksimum basıncı, azotoksit emisyonlarının başlangıç noktası olarak almak çok sağlıklı olmamaktadır.

Bu çalışmada yanma sürecinde yakıtın yanan kesrini veya "Yanma kanununu" belirleyen Vibe, Termodinamiğin I. Kanunu, İdeal gaz, piston hareketine bağlı olarak silindir hacminin değişimi ve "Genişletilmiş Zeldoviç Mekanizması" ile azot oksit (NO_x) oluşumu denklemleri esasında oluşturulmuş dizel motorların gerçek çevriminin bir matematik modeli hakkında bilgiler sunulmuştur. NO oluşumu denkleminde bilinmesi gereken yanmış ürünlerin yerel sıcaklığıdır ve bu sıcaklıktaki gaz bileşenlerinin 11 adet denge konsantrasyonları Zeldoviç'in "Difuzyonlu yanma" mekanizması temel alınarak hesaplanır. Bu modelle hesaplanmış teorik indikator

diyagramlarıyla deneysel diyagramların karşılaştırılması ile motor geliştirme Ar-Ge çalışmalarında faydalı olabilecek bir hesap yönteminin geliştirildiği düşünülmektedir.



Şekil 6. 1 : Maksimum basınca göre (p_{max}) göre azotoksit hesabı (Mehdiyev R. K. O., 2003).

6.1 Silindir İçi Parametrelerin Hesabı

İçten yanmalı motorlar teorisi ile ve bir takım yapılan bilimsel çalışmalarla tespit edilmiştir ki, yanma odasında gerçekleşen yanma hızı motorun performans ve verim parametrelerinin yanı sıra, azot oksit (NO) ve gürültü emisyonlarını da etkileyen esas (Mehdiyev, 2002) (Kolçin, 1980). Yanma sürecinde yakıtın yanma hızının **(**başka bir deyişle "Yanma kanununun"**)** motor verimi, yanma basıncı, NO ve gürültü emisyonlarına etkisini incelemek ve daha uygun bir yanma kanunu elde etmek için İTÜ'de Vibe fonksiyonu temel alınarak bir matematik model oluşturulmuştur. Bu modelde aşağıda gösterilen Vibe fonksiyonu optimum yanma kanununu teorik olarak belirlemek için kullanılmaktadır (Zeldoviç, 1984).

$$x = 1 - \exp\left[-6{,}908(\alpha / \alpha_z)^{m+1}\right] \qquad \textbf{(6.1)}$$

Burada, x - yanan yakıtın kesri ("Yanma kanunu"), m - yanma hızının değişimini (yanma karakterini) gösteren Vibe parametresi, α_z - krank mili açısı (^{o}KMA) olarak yanma süresidir.

Vibe fonksiyonu parametrelerini (m, α_z) mümkün olan değerler arasında değiştirerek motorda istenilen yanma kanununu teorik olarak gerçekleştirmek mümkündür. Bu ise

yanma prosesi ile ilgili deneysel olarak yapılması zor olan optimizasyon çalışmalarını bilgisayar kullanımı ile önemli derecede kolaylaştırır.

Vibe fonksiyonunun yanı sıra, aşağıda verilmiş üç ana denklemden oluşan matematik model silindir içi basınç ve sıcaklığın zamana (veye *KMA'*a) bağlı olarak degişimini, motorun indike ve efektif parametrelerini hesaplamaya imkan sağlar:

1. Termodinamiğin I. Kanunu:

$$dU = \xi_d (H_u - \Delta H_u) g dx - dQ_w - pdV \tag{6.2}$$

2. İdeal gaz denklemi:

$$pdV = GRdT \tag{6.3}$$

3. Piston hareketine bağlı olarak silindir hacminin değişimi denklemi:

$$V = \frac{V_h}{(\varepsilon - 1)} \left(1 + \frac{\varepsilon - 1}{2}\right) \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda_b}\right) - \left(\cos\alpha + \frac{1}{\lambda_b}\sqrt{1 - \lambda_b{}^2 \sin^2\alpha}\right) \right] \tag{6.4}$$

Bu denklemlerde: dU - gazların iç enerjisi, (kJ/kg$_{yakıt}$); H_u – yakıtın alt ısıl değeri, (kJ/kg$_{yakıt}$); ΔH_u –eksik yanma (HFK - λ<1 halinde) nedeniyle kayıp olan ısı miktarı, (kJ/kg$_{yakıt}$); g–bir çevrimde kullanılan yakıt miktarı, (kg/çevrim); dx – yanan yakıtın kütlesel kesri (Vibe fonksiyonu ile hesaplanan "Yanma kanunu"); ξ_d - yanma ürünlerinin disosasyonu nedeniyle ısı kayıp katsayısı; dQ_w- soğutmaya giden ısı, (kJ/kg *yakıt*); dV- silindir hacmi değişimi,(m^3); p, G, R – iş gazının basıncı, kütlesi ve gaz sabiti, (MPa, kg, kJ/kg K); V_h – silindirin strok hacmi, (m^3); ε – sıkıştırma oranı; λ_b – krank mili yarıçapının biyel uzunluğuna oranı; α - krank mili dönme açısı, (*KMA*).

6.2 Azot Oksit (NO) Oluşum Hesabı

Bugünkü bilgilerimizle dizel motorlarında NO_x oluşumunun matematik-fiziksel teorisine tam olarak hakim olunamamaktadır. Bu nedenle NO_x emisyonuna neden olan faktörleri belirlemek ve emisyonları azaltmaya yönelik yolları bulmak oldukça zor olmaktadır. Bu eksikliği bir ölçüde gidermek amacıyla aşağıdaki teorik hesaplama yöntemi sunulmaktadır. "Genişletilmiş Zeldoviç Mekanizması" temel alınarak yapılmış olan bu teorik çalışma şu şartlara bağlıdır (Zeldoviç, 1984)

1. NO'nun iki ana (1) ve iki ek (2) reaksiyon sonucunda oluştuğu kabul edilir:

$$O + N_2 \underset{k_1'}{\overset{k_1}{\leftrightarrow}} NO + N$$
$$N + O_2 \underset{k_2'}{\overset{k_2}{\leftrightarrow}} NO + O \qquad \textbf{(6.5)}$$

$$N + OH \underset{k_3'}{\overset{k_3}{\leftrightarrow}} NO + H$$
$$N_2 + O_2 \underset{k_4'}{\overset{k_4}{\leftrightarrow}} 2NO \qquad \textbf{(6.6)}$$

2. Bu reaksiyonlar Arhenius tipi reaksiyonlar olup alevin bulunduğu hacimde hidrokarbon yanma reaksiyonları bittikten sonra meydana gelirler.
3. NO miktarı yakıtın kimyasal yapısından bağımsız olup maksimum yanma sıcaklığına, yanma ürünlerinin bileşimine ve soğutulma hızına bağlı olarak değişir.

(6.5) ve (6.6) reaksiyonlarına göre NO'nun krank mili açısı (KMA) α'ya bağlı olarak değişim hızı aşağıdaki diferansiyel denklemle hesaplanabilir (Lovoje, 1970), (Pattas K., 1973), (Bağirov H.B, 1999).

$$\frac{dM_{NO}}{d\alpha} = \frac{2(1-\beta^2)}{6n} * \left[\frac{R_1}{\frac{\beta \cdot R_1}{(R_2 + R_3)} + 1} + R_4 \right] \frac{10^3 \cdot p}{M_\Sigma R T_z} kmol/KMA \qquad \textbf{(6.7)}$$

Burada R_1, R_2, R_3 ve R_4 (6.5) ve (6.6) reaksiyonlarının iki yöndeki oluşum hızları olup:

$$R_1 = k_1' \cdot [NO] \cdot [N],$$
$$R_2 = k_2 \cdot [O_2] \cdot [N],$$
$$R_3 = k_3 \cdot [N] \cdot [OH],$$
$$R_4 = k_4 \cdot [N_2] \cdot [O_2]; \qquad \textbf{(6.8)}$$

$$
\begin{aligned}
k_1^{'} &= 3{,}1\cdot 10^3 \cdot \exp(-160/T),\\
k_2 &= 6{,}4\cdot 10^9 \cdot T \cdot \exp(-3125/T),\\
k_3 &= 4{,}2\cdot 10^{13},\\
k_4 &= 3{,}2\cdot 10^{15} \cdot \exp(-18900/T);
\end{aligned}
\qquad \textbf{(6.9)}
$$

β=*NO*/[*NO*]-gerçek azot oksit miktarının denge miktarına oranı, [*NO*], [*N*], [*OH*], [N_2], [O_2]-elementlerin denge konsantrasyonları [*kmol/kg yakıt*], $k_1^{'}$, k_2 , k_3 ve k_4 reaksiyonların hız sabitleri [*mol/cm*^{3}*s*], *R*=8,314 *kJ/kmol·K* evrensel gaz sabiti, *p* ve *T*- sırasıyla gaz basıncı [MP_a] ve sıcaklığı [*K*], M_{Σ}, -yanma ürünlerinin toplam miktarıdır [*kmol/kg yakıt*].

Dizel motorlarında, çevrimin ortalama sıcaklığı ve verilmiş Hava Fazlalık Katsayısı λ'ya göre hesaplama yapılacak olursa elde edilen yanma ürünleri sıcaklıkları ve NO'nun miktarı hakiki değerinden bir kaç kat daha düşük çıkmaktadır. Bunun nedeni, difüzyonlu heterojen yanma mekanizmasıyla çalışan dizelde, yanma ürünlerinin yanma odası içinde Hava Fazlalık Katsayısı (HFK)'nın ortalama λ'dan daha küçük olduğu belirli bir kısmında bulunmasıdır. Yani yerel yanma ürünleri ve sıcaklıkları ortalama egzoz gazı ürünleri ve sıcaklıklarına göre çok daha farklı olmaktadır.

Y. B. Zeldoviç'in difüzyon yanma kurallarını açıklamaya yönelik teorik çalışmaları dizel motorunun yanma odasındaki yerel bileşenleri ve sıcaklıkları hesaplanması mümkün kılmaktadır (Zeldoviç, 1984). Bu çalışmalara göre önceden birbiriyle karıştırılmamış karışımlarda yakıt ile hava yanma zamanı karıştırıldığında yanma sonucu meydana gelen yanma ürünleri ve sıcaklıkları, λ_1=1 (stokiyometrik) homojen karışımın yanması sonucu meydana gelen ürün ve sıcaklıklarla aynı olur. Bilindiği gibi dizellerde yakıt ile havanın karıştırılması ile yanma arasında çok küçük bir zaman farkı vardır ve yanma işlemi difüzyon yanma kuralları ile gerçekleşir. Bu nedenle çok fakir ($\lambda \geq 1{,}4$) karışımlarda bile yanma yerel olarak yaklaşık λ_1=1 şartlarında gerçekleşir ve yanma ürünleri, NO emisyonu ve sıcaklıkları λ_1=1 şartına göre belirlenebilir.

N.Semyonov Enstitüsünün araştırmaları sonucu olarak petrol esaslı yakıtların yanması ile oluşan yanma ürünlerinin denge haline gelmesi için gerekli olan zaman;

$\Delta\tau$=(0.3÷0.6)10^{-3} *s* veya $\Delta\alpha$=6*n*(0.3÷0.6)10^{-3} KMA'dır (4 zamanlı motorlarda).

Burada $\Delta\tau_d$ kimyasal elementlerin denge haline gelmesi için gerekli olan zaman farkı, *n* motor devir sayısıdır.

Orta hızlı dizel motorlarında (n=2000-3000 d/dak) yanma prosesinin gerçekleşme süresi $\Delta\alpha_d$ değerini 3-4 defa aşmaktadır. Buna göre NO'nun oluşumunun hesabı yanan yakıt kesrini 3 bölgeye ayırmakla yapılır. Bu bölgeler arası zaman aşamasında piston ÜÖN'ye yakın bölgede yer bulduğu için yerel sıcaklığın ilk başlangıç değeri T_{y0}, V~Sabit şartında Termodinamiğin I. Kanununa göre oluşturulmuş aşağıdaki denklemle hesaplanır:

$$\frac{\xi_z H_u}{(\frac{1}{m_y}+\lambda_1 L_0)(1+\gamma_r)} + (mc_v)_{t_0}^{tc}.T_{c_0} = \mu(mc_v)_{t_0}^{t_{y0}}.T_{y_0} \qquad \textbf{(6.10)}$$

Burada, $\xi_z = \xi_d\ \xi_w$-Disosyasyon ve ısı transferi ile olan enerji kayıp katsayısı, *Hu*-Yakıtın ısıl değeri(*kJ/kg yakıt),* L_0-Tam yanma için gerekli teorik hava miktarı, (*kmol/kg yakıt,* γ_r-Artık gaz katsayısı, T_c-Sıkıştırma sonu sıcaklığı, (*K),* $(mc_v)_{t_0}^{t_c}$ ve $(mc_v)_{t_0}^{t_{y0}}$ -Havanın sabit hacim özgül ısısı ve yanma ürünlerinin (λ_1=1 için) sabit basınç özgül ısıları(*kJ/kmol ˚C),* m_y-yakıtın molekül kütlesi (kg/kmol).

Silindir içindeki yanan yakıt kesrinin Δx_I=0,33'ü, Δx_{II}=0,66'sı ve Δx_{III}=0,99'u yandığı an Denklem 6.10 kullanılarak 3 farklı yerel sıcaklık bulunur (Ty_1, Ty_2, Ty_3) ve Denklem 6.7'nin yardımıyla NO'nun kinetiği de paralel olarak hesaplamaya katılır. Bu diferansiyel denklem 4. dereceden Runge-Kutta metodu ile çözülür. Toplam azot oksit ΣNO aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$\sum NO = 0,33(NO_I + NO_{II} + NO_{III}) \qquad \textbf{(6.11)}$$

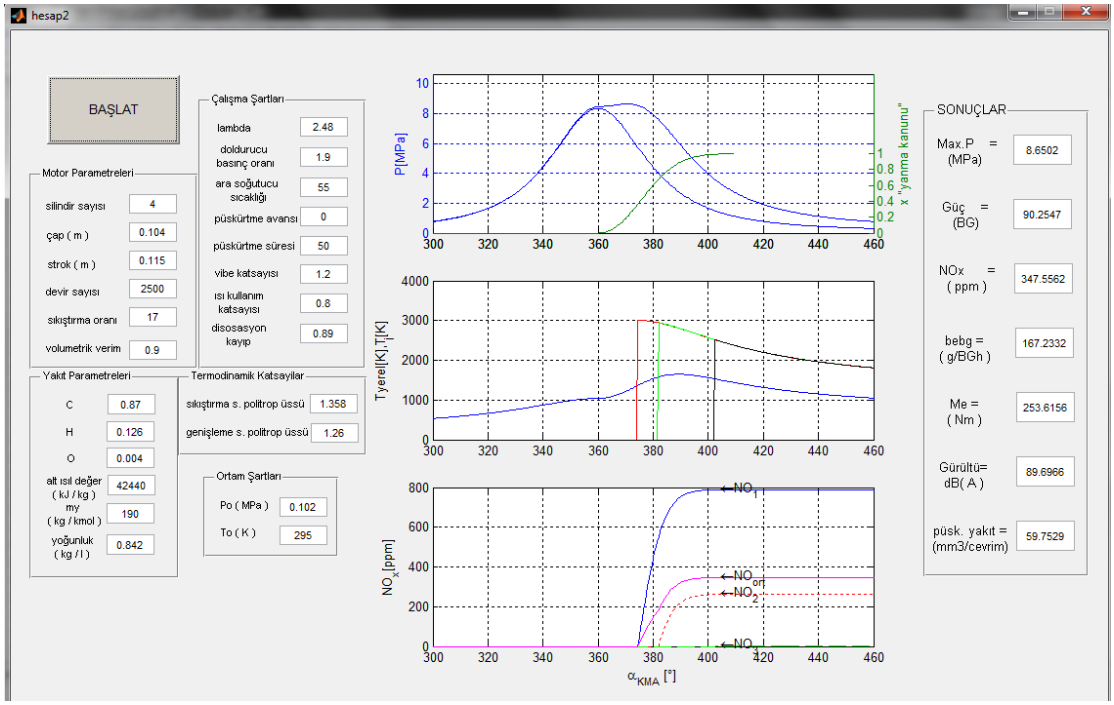
"Mach etkisini" göz önüne alarak NO oluşan bölgedeki gazların basınca bağlı olarak sıcaklık değişimi aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$T_c = T_{c_0}(p_{j+1}/p_j)^{(k-1)/k} \quad \text{ve} \quad T_y = T_{y_0}(p_{j+1}/p_j)^{(k-1)/k} \qquad \textbf{(6.12)}$$

Burada *k*, λ_1=1 şartlarında yanma ürünlerinin T_{z0} sıcaklığındaki adyabatik üssüdür.

Denklem 6.8'deki [*NO*], [*N*], [*OH*], [N_2], [O_2] bileşenlerinin denge konsantrasyonları ve disosyasyon kayıp katsayısı ξ_d *Mehdiyev-Posvyanski* metodu ile hesaplanır (Mehdiyev R. P. V., 1981)

Yeni hesaplama yöntemini yapabilmek için E.Özcan ve A.POTUR tarafından Matlab GUI ara yüzü oluşturulmuştur. Ara yüzün görünüşü aşağıdaki gibidir. Programın içine yeni hesaplama yöntemine ait denklemler girilerek ve değişiklikler yapılarak bir çok hesaplama yapılmış ve deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.



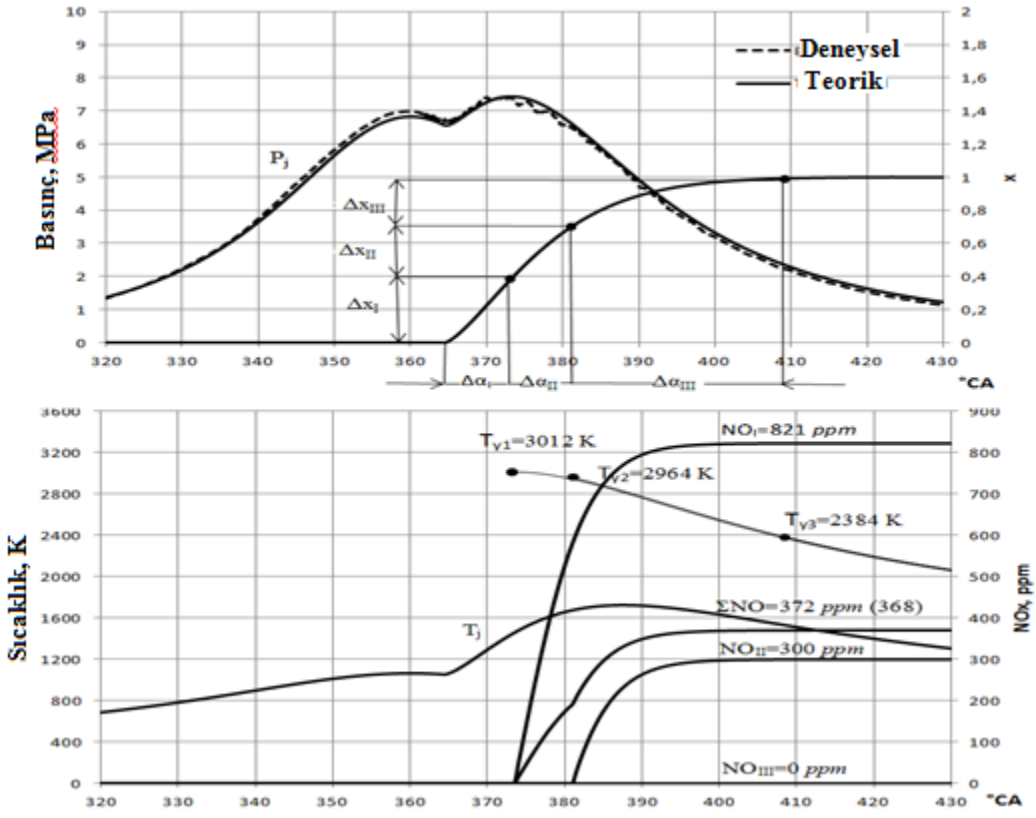
Şekil 6. 2 : Matlab GUI arayüzü.

6.3 Modelin Uygulanması İle Yanma Hızının Belirlenmesi

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

Matematik modelin yardımıyla, yanma odası duvarına düşük püskürtme basıncında(<400 bar) sıvanan yakıt, MR1/V2 yanma odası ile çalıştığı rejim parametreleri temel alınarak teorik indikator diyagramları belirlenmiştir. Bu diyagramlarla test sonucu elde edilen deneysel indikator diyagramları birbiriyle karşılaştırılarak önerilmiş matematik modelin hem gerçekçi olup olmadığı tespit edilmiş, hem de bu düşük basınç ve yanma mekanizmasına sahip motorlarda oluşan "yanma kanunu" ve Vibe denklemi parametrelerinin (m, α_z) değerleri bulunmuştur.

Şekil 6.3'de bir örnek olarak motorun n=2500 d/dak, HFK =2,5, turbo-kompresör basınç artış oranı p_k/p_0 =1,7, silindire hava giriş sıcaklığı T_k =299 K çalışma şartlarında teorik ve deneysel indikatör diagramlarının karşılaştırması gösterilmiştir (Püskürtme basıncı p_r<400 bar). Görüldüğü gibi, test sonucu elde edilmiş deneysel indikator diyagramı (yanma basıncının KMA'a bağlı olarak değişim grafiği) ve *Vibe* parametreleri m = 0,4 ve α_z =58 ^{o}KMA olduğunda hesapla elde edilmiş teorik indikator diyagramı birbiriyle yüksek hassasiyetle örtüşmektedir. Sonuçta motorun ΣNO_x emisyonu, teorik hesaplama ile 372 *ppm*, deney sonucunda ise 368 *ppm* bulunarak, teorik ve deneysel sonuçlardan elde edilen değerlerin yüksek hassasiyette örtüştüğü görülmektedir. Ayrıca yakıtın Δx_I=0,33'ü yandığında yerel sıcaklık T_{y_1} =3012 K, Δx_{II}=0,66'sı yandığında yerel sıcaklık T_{y_2} = 2964 K, Δx_I=0,99'u yandığında ise yerel sıcaklık T_{y_3} =2384 K olarak bulunmuştur.

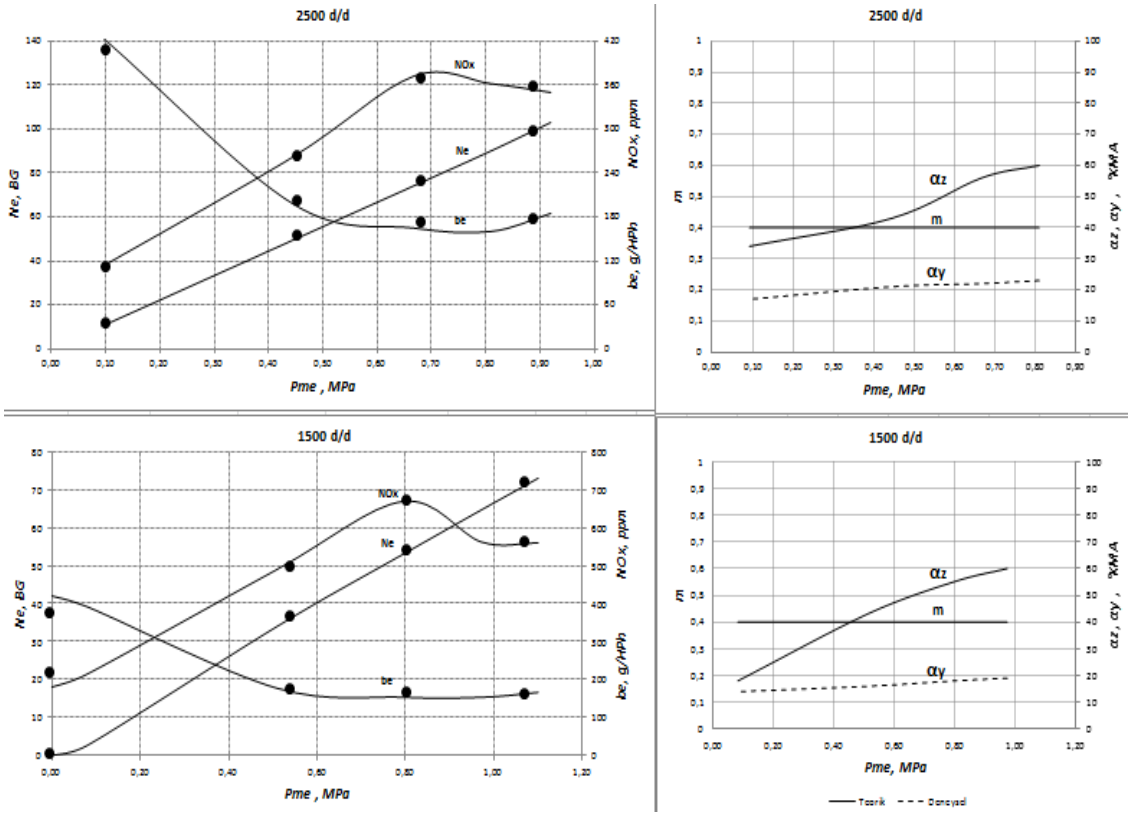


Şekil 6. 3 : Deney ve hesapla (*Vibe* parametreleri: *m=0,4* ve α_z*=58* ^{0}*KMA*) elde edilen indikator diyagramların karşılaştırılması.

Bu karşılaştırmadan görüldüğü gibi, söz konusu matematik modelin basit olmasına rağmen, optimum yanma kanununu belirlemek ve motorun yanma sürecine bağlı olarak performans, emisyon ve dayanaklık kalitesinin incelene bilinmesi açısından

hassas bir hesap yöntemi olduğunu göstermektedir. Çok sayıda bu tür teorik ve deneysel indikator diyagramlarının karşılaştırılması ile yapılan incelemeler sonucunda püskürtme basıncı <400 bar olan MR1/V2 yanma odasına sahip traktör dizel motorunda aşırı hızlı yanma kanunu gerçekleştiği ve m=0,4 ve α_z= 30...60 ^{o}KMA arasında değişen *Vibe* parametrelerine sahip olduğu tespit edilmiştir.

Motorun indikatör diyagramı ve NO miktarları örtüşürken, motorun diğer efektif çıktıları da Şekil 6.4'de görüldüğü gibi örtüşmektedir. Burada 2500 d/dak ve 1500 dev/dak için yüke bağlı olarak güç (N_e) ve özgül yakıt tüketimi (b_e) değerlerinin teorik ve deneysel verilerinin örtüştüğü görülmektedir. Ayrıca yakıt hattı basıncı ölçümü ile motorun püskürtme süresi(α_y) deneysel olarak bulunmuş ve Şekil 6.4'de gösterilmiştir. Burada görüleceği üzere, püskürtme süresi arttıkça, yanma süresi(α_y) artmaktadır. Bu da, daha ileriki çalışmalarda motorun geliştirilmesi ve emisyon standartlarına uygunluğu için önemli bir fikir vermektedir.



Şekil 6. 4 : Deney ve hesap ile efektif çıktıların karşılaştırılması, püskürtme ve yanma süreleri arasındaki ilişki.

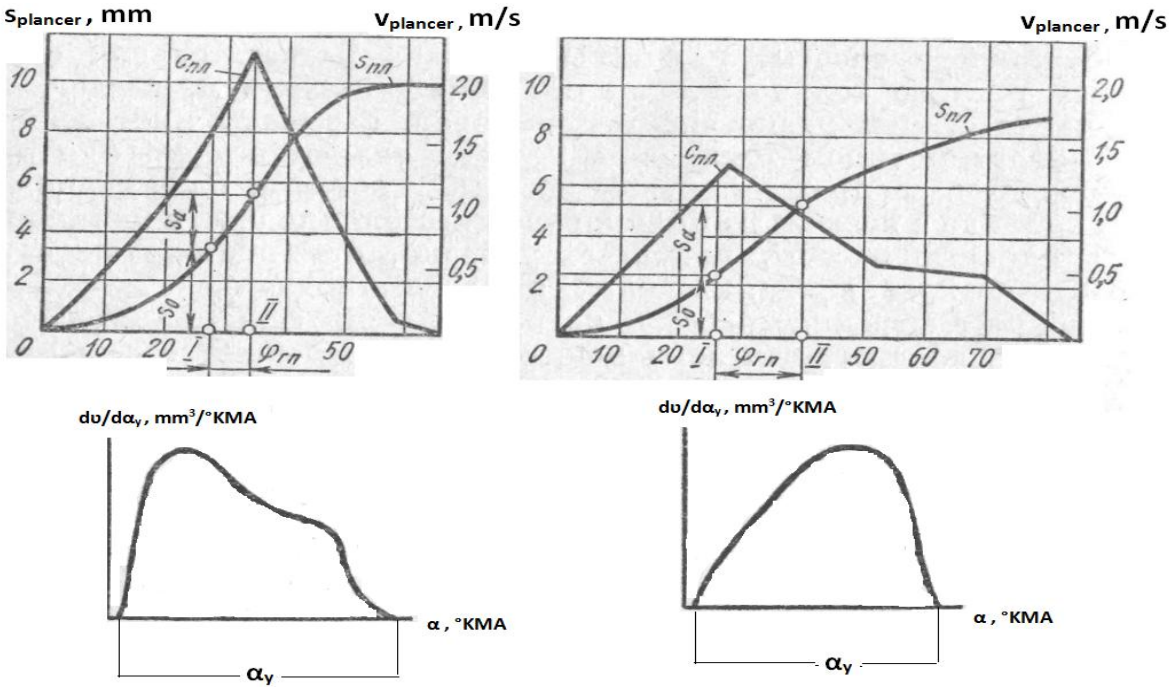
7. TEORİK OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARI

Azot oksit oluşumunun yeni hesap yöntemi ile hesaplanması ve Tümosan A.Ş'ye ait MR-1/V2 yanma odalı turbo dizel ara soğutuculu traktör motorunun deneysel olarak çıkarılmış indikatör diyagramlarıyla ve ölçülmüş diğer efektif çıktılarıyla karşılaştırılması Bölüm 6'da incelenmiştir. Bunun sonucunda Vibe denkleminde, *m* - yanma hızının değişimini (yanma karakterini) gösteren Vibe parametresi ve α_z - krank mili açısı (^{o}KMA) olarak yanma süresi bulunmuştur. 8 mod ölçüm sonucunda MR-1/V2 yanma odalı motorun yanma hızının değişimini gösteren m parametresinin değeri, tüm motor yük ve devir sayılarında m=0,4 olarak bulunmuştur. Yani bu yanma karakterinin çok hızlı gerçekleştiğini göstermektedir. Bu durum *yüksek hızlı yanma kanunu*nu karakterize eder (m≤0,5) ve direkt püskürtmeli hacimsel karışımlı dizel motorlarında görülür ve hızlı yanma sonucu yüksek basınç, sıcaklık ve azotoksit emisyonlarına neden olur. *Yavaş hızlı yanma kanunu* ise (m≥1) MAN-M Prosesinde gerçekleşen tabakalı karışımdır ve daha düşük basınç, sıcaklık ve azotoksit emisyonları meydana getirir.

Traktör motorları yoldışı taşıtlar olup, kırsal alanlarda kullanılmaktadır ve şehirden uzak bölgelerde olduklarından servis ihtiyaçlarının az olması gerekmektedir. Yoldışı Euro IV Emisyon Standartlarına EGR, SCR vb. gibi ek sistemlerle çözüm bulmak maliyetli bir yatırım olmakla birlikte sistemin servis ihtiyaçlarını karşılamak zor olduğundan geçilmek istenmemektir. O yüzden çalışmaların "yanma kanunu" üzerine yönlendirilmesi uygun olacaktır.

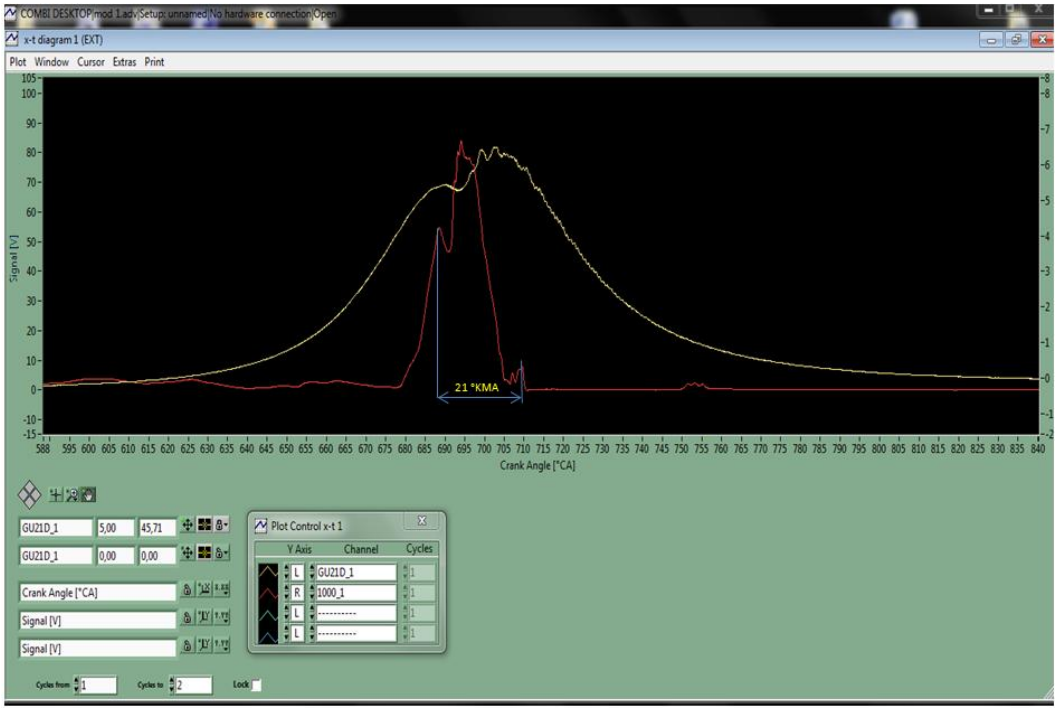
MR-1/V2 yanma odasında ve yakıtın yanma odası duvarlarına sıvanmasından ("tabakalı karışım") beklenen yanmayı yavaşlatmaktır (m≥1). MR-1/V2 yanma odası geometrisi ve tabakalı karışım *yavaş hızlı yanma kanunu* karakteri için uygundur. Fakat püskürtme pompasının karakteristiği yanma kanununu belirlediğinden incelenmesi gereken en önemli sistemdir.

Mevcut motorun deneysel indikatör diyagramları ve yakıt hattı basınç değerleri Şekil 7.2'de görülmektedir. Tam yük ve 2500 d/dak' da çıkarılmış olan bu diyagramlardan püskürtme kanunu incelenmelidir. İlk incelemeler sonucunda mod 1 ölçümünde, püskürtme süresi α_y=21 °KMA olarak bulunmuştur. Çevrim başına gönderilen yakıt (ΔV) miktarı değiştirilmeden, eğer püskürtme süresi uzatılmak isteniyor ise (~30 °KMA), yakıt daha uzun sürede püskürtülmelidir. Bu sayede yanma, genişleme sürecine doğru ilerleyecek ve yavaş hızlı yanma karakteri göstererek (m≥1) yanma süresi uzayacaktır. Mevcut Tümosan yakıt püskürtme pompaları, Şekil 7.1'de görülen (I) başlangıçta hızlı yakıt püskürtme karakteristiğine benzemektedir. İlk etapta hızlı yakıt püskürtüldüğü için yakıt TG süresinden sonra hızlı bir şekilde yanmaya başlar ve yüksek hızlı yanma kanunu (m≤0,5) göstererek azotoksit emisyonunu artırır. Eğer (II) 'deki gibi başlangıçta yavaş püskürtme yapan bir pompa seçilirse yanma yavaş bir şekilde gerçekleşerek, yavaş hızlı yanma kanunu karakterine sahip olacaktır (m≥1). Bu sayede ek bir sistem gerekmeden azotoksit emisyonlarının düşürüleceği öngörülmektedir.



(I) (II)

Şekil 7. 1 : Pompa karakteristikleri. (I) başlangıçta hızlı püskürtme (II) başlangıçta yavaş püskürtme.



Şekil 7. 2 : Püskürtme süresi ve zamanlaması.

Düşük hızlı yanma karakteri sayesinde yerel sıcaklıklar düşecek ve azotoksit oluşum miktarı azalacaktır. Düşük hızlı yanmaya bağlı olarak silindir içi basınç düşecek ve motordan alınan efektif güç (N_e) azalacaktır. Bu nedenle teorik optimizasyon çalışmaları yaparak yanmayı yavaşlatıp emsiyonu azaltmak ve gücü artırmak üzerine çalışmalar yapılmıştır.

2 subaplı MR-1/V2 YO'lı Tümosan dizel motoru-düşük hızlı yanma kanunu için optimizasyon çalışması:

Vibe parametreleri m=1.2 ve α_z=60 °KMA, motor hızı n=2500 d/dak, volumetrik verim η_v=0,85 (2 subaplı motor), doldurucu basınç artış oranı p_k/p_o=1,7 , arasoğutucu çıkış sıcaklığı $T_{intç}$=22 °C, ortam hava basıncı P_o=1002 mbar, emme havası sıcaklığı T_o=24 °C, yanma başlangıcı SOC= 0 °KMA kabul edilerek ve HFK değerinin farklı değerlerinde çizelge 7.1 deki çıktılar elde edilir.

Çizelge 7. 1 : Farklı HFK değerlerinde motorun çıktıları (2 subaplı motor).

Hava fazlalık katsayısı / HFK	Güç	Moment	Özgül yakıt tüketimi	Azot oksit	Maksimum basınç	Çevrim başına püskürtülen yakıt	Gürültü
λ	**N_e [BG]**	**M_e [Nm]**	**b_e [g/BGh]**	**NO_x [ppm]**	**P_{max}[MPa]**	**g_x [mm^3/çevrim]**	**dB**
1,8	98,5	276,7	166,0	324,0	6,97	64,74	89,14
1,9	92,4	259,6	167,6	271,0	6,88	61,33	89,13
2,0	87,0	244,2	169,3	223,0	6,81	58,26	81,12
2,1	82,0	230,2	171,0	179,0	6,78	55,49	81,12
2,2	77,4	217,5	172,9	144,0	6,75	52,97	81,11

Vibe parametreleri m=1.2 ve α_z=60 °KMA, motor hızı n=2500 d/dak, volumetrik verim η_v=0,85 (2 subaplı motor), hava fazlalık katsayısı λ=2 , arasoğutucu çıkış sıcaklığı $T_{intç}$=22 °C, ortam hava basıncı P_o=1002 mbar, emme havası sıcaklığı T_o=24 °C, yanma başlangıcı SOC= 0 °KMA kabul edilerek ve doldurucu basınç oranının(p_k/p_o) değerinin farklı değerlerinde çizelge 7.2 deki çıktılar elde edilir.

Çizelge 7. 2 : Farklı doldurucu basınç artış oranı değerleri ile motorun çıktıları (2 supaplı motor).

Doldurucu basınç artış oranı	Güç	Moment	Özgül yakıt tüketimi	Azot oksit	Maksimum basınç	Çevrim başına püskürtülen yakıt	Gürültü
p_k/p_o	**N_e [BG]**	**M_e [Nm]**	**b_e [g/BGh]**	**NO_x [ppm]**	**P_{max}[MPa]**	**g_x [mm^3/çevrim]**	**dB**
1,7	86,9	244,2	169,3	224,0	6,81	58,20	89,13
1,9	94,0	264,0	166,7	257,0	7,54	62,00	89,35
2,1	101,0	283,0	164,6	294,0	8,27	65,63	89,58
2,3	107,0	301,0	162,8	335,0	8,99	69,00	89,80
2,5	113,4	318,6	161,3	383,0	9,71	72,43	90,00

Azot oksit emisyonlarını düşürebilmek için Tümosan dizel motorunda düşük hızlı yanma kanunu uygulanarak, optimizasyon çalışmalarının sonucunda çizelge 7.3 'deki parametreler çıkarılmıştır. Düşük hızlı yanma kanunu ile (m=1,3) azot oksit oluşumu önlenmiş, artan turbo basıncı ve çevrim başına gönderilen yakıt miktarı (g_x) artırılarak mevcut güç % 16 olarak artmıştır. Azot oksit miktarındaki düşüş ise % 47 olmuş, özgül yakıt tüketimi % 5,4 azalmıştır.

Çizelge 7. 3 : Mevcut yanma kanunu ile yavaş hızlı yanma kanununun karşılaştırılması.

	Düşük hızlı yeni yanma kanunu	Mevcut yanma kanunu	
λ	1,9	2,05	
p_k/p_o	2,4	1,7	
m	1,3	0,4	
α_z [°KMA]	61 °KMA	58 °KMA	
SOC [°KMA]	-2 °KMA	-2 °KMA	**%**
g_x [mm^3/çevrim]	75	62	17
N_e [BG]	113	95	16
NO_x [ppm]	188	357	-47
b_e [g/BGh]	166	175	-5,4

4 subaplı MR-1/V2 YO'lı Tümosan dizel motoru-düşük hızlı yanma kanunu için optimizasyon çalışması:

Vibe parametreleri m=1.2 ve α_z=60 °KMA, motor hızı n=2500 d/dak, volumetrik verim η_v=0,95 (4 subaplı motor), doldurucu basınç artış oranı p_k/p_o=1,7 , arasoğutucu çıkış sıcaklığı $T_{intç}$=22 °C, ortam hava basıncı P_o=1002 mbar, emme havası sıcaklığı T_o=24 °C, yanma başlangıcı SOC= 0 °KMA kabul edilerek ve HFK değerinin farklı değerlerinde çizelge 7.4 deki çıktılar elde edilir.

Çizelge 7. 4 : Farklı HFK değerlerinde motorun çıktıları (4 subaplı motor).

Hava fazlalık katsayısı	Güç	Moment	Özgül yakıt tüketimi	Azot oksit	Maksimum basınç	Çevrim başına püskürtülen yakıt	Gürültü
λ	**N_e [BG]**	**M_e [Nm]**	**b_e [g/BGh]**	**NO_x [ppm]**	**P_{max}[MPa]**	**g_x [mm^3/çevrim]**	**Gürültü**
1,8	115,0	322,0	159,4	336,0	7,79	72,36	89,39
1,9	108,0	303,0	160,6	282,0	7,69	68,55	89,38
2,0	102,0	286,0	162,0	233,0	7,61	65,12	89,38
2,1	96,0	270,0	163,0	187,0	7,58	62,00	89,37
2,2	91,0	256,0	164,4	151,0	7,56	59,20	89,36

Vibe parametreleri m=1.2 ve α_z=60 °KMA, motor hızı n=2500 d/dak, volumetrik verim η_v=0,95 (4 subaplı motor), hava fazlalık katsayısı λ=2 , arasoğutucu çıkış sıcaklığı $T_{intç}$=22 °C, ortam hava basıncı P_o=1002 mbar, emme havası sıcaklığı T_o=24 °C, yanma başlangıcı SOC= 0 °KMA kabul edilerek ve doldurucu basınç oranının(p_k/p_o) değerinin farklı değerlerinde çizelge 7.5 deki çıktılar elde edilir.

Çizelge 7. 5 : Farklı doldurucu basınç artış oranı değerleri ile motorun çıktıları (4 supaplı motor).

Doldurucu basınç artış oranı	Güç	Moment	Özgül yakıt tüketimi	Azot oksit	Maksimum basınç	Çevrim başına püskürtülen yakıt	Gürültü
p_k/p_o	**N_e [BG]**	**M_e [Nm]**	**b_e [g/BGh]**	**NO_x [ppm]**	**P_{max}[MPa]**	**g_x [mm^3/çevrim]**	**dB**
1,7	102,0	286,0	162,0	233,0	7,61	65,12	89,38
1,9	110,0	308,0	159,5	268,0	8,44	69,33	89,64
2,1	117,0	330,0	157,7	307,0	9,25	73,35	89,89
2,3	125,0	351,0	156,0	351,0	10,10	77,22	90,14
2,5	132,0	371,0	154,8	400,0	10,87	81,00	90,39

4 subaplı motorda volumetrik verimin daha yüksek olduğu aşikardır (0,95). Volumetrik verim motorun efektif çıktılarından emisyonlara büyük ölçüde etki eder. Mevcut motorun 4 subaplı versiyonu üzerinde yapılan teorik optimizasyon çalışmaları ve düşük hızlı yanma kanunu uygulanması çizelge 7.6'da görülmektedir. Buna göre düşük hızlı yanma kanunu uygulanarak (m=1,3) azot oksit oluşumu önlenmiş, turbo basıncının artırılması, volümetrik verimin yükseltilmesi ve çevrim başına gönderilen yakıt miktarının artırılması ile teorik olarak motor gücünde %39'luk bir artış görülmektedir. Ayrıca mevcut yanma kanunu ile karşılaştırıldığında azot oksit miktarında % 45'lik, yakıt tüketiminde ize % 9 'luk bir azalma görülmektedir.

Çizelge 7. 6 : Mevcut yanma kanunu ile yavaş hızlı yanma kanununun karşılaştırılması.

	Düşük hızlı yeni yanma kanunu	Mevcut yanma kanunu	
λ	1,9	2,05	
p_k/p_o	2,4	1,7	
m	1,3	0,4	
α_z [°KMA]	61	58	
SOC [°KMA]	-2	-2	**%**
g_x [mm^3/çevrim]	83	62	34
N_e [BG]	132	95	39
NO_x [ppm]	196	357	-45
b_e [g/BGh]	160	175	-9

8. SONUÇ

Dizel motorlarının en önemli sorunu olan azot oksidi (NO_x) hesaplamak için birçok yöntem ve bu yöntemlerin türevleri bulunmaktadır. Bu tezde, Zeldoviç'in azot oksit oluşum mekanizmasına dayanarak, yeni bir azot oksit yönteminin hesabı için gerekli bilimsel araştırmalar, hesaplamalar yapılmış ve motor indikasyonu sayesinde (silindir içi basınç ve yakıt hattı basıncı ölçümü) bu hesaplarla karşılaştırma fırsatı bulunmuştur. Hesaplama yöntemin temeli N.Semyonov Enstitüsünün azot oksitlerin hidrokarbon reaksiyonlarından ne kadar sonra oluştuğu üzerinde yaptığı çalışmalardır. Düşük hızlı dizel motorlarda (n=2000-3000 dev/dak) bu çalışmalara bağlı olarak, yakıtın yanma kesri ile yanmayı 3 ayrı bölgeye ayrılarak Termodinamiğin I. Kanununa göre bu bölgelerdeki yerel sıcaklıklar hesaplanmış ve bu bölgelerde oluşan azot oksit miktarları tek tek hesaplanarak toplam azot oksit miktarı bulunmuştur. Deneysel ve teorik verilerin, farklı yük ve devir sayıları için oldukça örtüştüğü, yeni yöntemin doğruluğunu kanıtlamaktadır. Hesaplama için yapılmış Matlab GUI ara yüzü ile motorun istenilen çalışma şartlarında ne gibi sonuçlar vereceği (güç, azot oksit, özgül yakıt tüketimi, maksimum silindir basıncı vs.) bundan sonra yapılacak olan motor geliştirme çalışmalarında çok büyük avantaj sağlayacaktır. Özellikle optimizasyon, tasarım ve analiz çalışmalarının temelini oluşturan ve motorun karakterini gösteren "yanma kanununu" ve bunun emisyon ve efektif parametrelere olan etkisini deney yapmadan görebilmek araştırma geliştirme çalışmalarına büyük katkı sağlayacaktır.

Yeni hesap yöntemi sayesinde, ek bir sistem gerekmeden (EGR, SCR vb.) azot oksit emisyonlarının nasıl düşürülebileceği ve motorun gücünün nasıl artırılabileceği konusunda yanma kanununu değiştirerek teorik incelemeler yapmak mümkündür. Bu amaçla, mevcut Tümosan 2 supaplı turbo dizel traktör motorunun yanma kanunu yeni hesap yöntemiyle belirlenmiş, kullanılan MR-1/V2 motoru için gerekli püskürtme kanunu ve sonuçları hakkında bildirimler yapılmıştır. Avrupa Birliği emisyon standartlarının öngördüğü emisyon değerlerine ulaşmak ve mevcut motor

gücünü artırabilmek için teorik optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Bunun sonucunda motorun konstrüksiyonunda hiç bir değişiklik yapmadan ve mevcut motor ömrü ve dayanımını etkilemeden, azot oksit miktarını %50 civarında düşürmek ve gücü 2 supaplı motor için %16, 4 supaplı motor için %39 civarında artırmak, özgül yakıt tüketimin %6-9 iyileştirmek teorik olarak mümkündür.

KAYNAKLAR

Abd-Alla, G. (2001). Using exhaust gas recirculation in internal combustion engine. *Energy conversion and Management*, 1027-1042.

Bağirov H.B, M. R. (1999). İçten Yanmalı Motorlarda Azot Oksitin Oluşma ve Disosyasyon Kinetiğinin Hesabı (Rusça). A. T. Yayınları. içinde Bakü: Azerbaycan Teknik üniversitesi.

C.D.Rakopoulos, D. G. (2003). Validation and sensitivity analysis of a two zone Diesel engine model for combustion and emission prediction. *Energy and Conversion Management*, 1471-1495.

E.Bölük. (2006). Dizel motorlarında emme havasının nemlendirilmesi ile NOx emsiyonunun azaltılması ve nemlendirme için tüketilen enerji ile egzoz enerjisinin karşılaştırılması. *Yıldız Teknik Üniversitesi*.

Fabio Scappin, S. H. (2011). Validation of a zero dimensional model for prediction of NOx and engine performance for electronically controlled marine two-stroke diesel engine. *Applied Thermal Engineering* , 344-352.

K.Verbiezen, A. R.-D. (2007). Diesel combustion: In-cylinder NO concentrations in relation to in relation to injection timing. *Science Direct*, 333-346.

Kolçin, A. D. (1980). *Otomobil ve traktör motorlarının hesabı* . Moskova.

Kuratle R.H., M. B. (1992). Influencing parameters and error sources during indication on internal combustion engines. *SAE Paper 920233*.

Lovoje, G. A. (1970). Experimental and theoritical study of nitric oxide formation in ICE. *Combustion Science and Technology*, 313-326.

Maiboom, A., Tauzia, X., & Hetet, J.-F. (2007). Experimental study of various effect of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine. *Energy*, 22-34.

Mehdiyev R. (2008). Tümosan traktör motorlarının stage III emisyon standartı seviyesine geliştirilmesi. *4. Otomotiv Teknolojileri Kongresi.* Bursa.

Mehdiyev R., A. H. (2003). *İçten yanmalı motorların hesabı ve geliştirilmesi Hisse-I ders notları.* İstanbul: İTÜ.

Mehdiyev R., K. O. (2003). *İçten yanmalı motorların hesabı ve geliştirilmesi Hisse-II.* İstanbul.

Mehdiyev R., P. V. (1981). İçten yanmalı motorlarda yanmış ürünlerin denge konsantrasyonları hesabı (Rusça). 13-15.

Mehdiyev R., S. C. (2006). Dizel motorlarının geliştirilmesinin alternatif yolu. *3. Otomotiv Teknolojileri Kongresi.* Bursa.

Mehdiyev, R. İ. (2002). Dizel motorlarında NO emisyonunu hesaplama ve azaltma yöntemleri. *OTEKON'02* (s. 205-120). Bursa : Otomotiv Teknolojileri Kongresi Kitabı.

Mingming Zhu, Y. M. (2012). Effect of a homogeneous combustion catalyst on the combustion characteristics and fuel efficiency in a diesel engine. *Applied Energy*.

Mladek M., B. S. (1999). *New possibilities in low pressure indication for charge cycle optimization in direct injection multivalve engines.* USA: Kistler Publications.

Pattas K., K. G. (1973). Stickoxidbilding bei der Ottomotorischen Verbennung. *MTZ*, 397-404.

Pischinger R. (2002). *Engine Indicating User Handbook.* Avustria: AVL List Handbook.

R.Gökbel. (2008). Antor 3 LD 510 dizel motorunun tek döngülü MR-1 tipli yeni yanma odası ve emme portu geometrisi uygulanarak medernizasyonu. *İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü*.

S.M.Aithal. (2010). Modellig of NOx formation in diesel engines using finite-rate chemical kinetics. *Applied Energy*, 2255-2265.

Shehata, M. (2010). Cylinder pressure, performance parameters, heat release, specific heats ratio and duration of combustion for spark ignition engine. *Energy*.

Zeldoviç, Y. (1984). Kimya fizik ve hidrodinamik. Moskova.

Zhao H., L. N. (2001). *Engine combustion instrumentation and diagnostics.* USA: SAE.

Zheng, M., Reader, G. T., & Hawley, J. (2003). Diesel engine exhaust gas recirculation- a review on advanced and novel concepts. *Energy Conversion and Management*, 883-900.



ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyadı: Erkan Yaldız

Doğum Yeri ve Tarihi: 02.07.1986 Fatsa

Lisans Üniversite: Yıldız Teknik Üniversitesi – Makine Müh.

İş Deneyimi: Robert Bosch TEF12 Departmanı

(Temmuz 2010 – Eylül 2011)

E-mail : erkanyaldiz@itu.edu.tr

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

- Arslan H., Özcan H., **Yaldız E**., Keleş E., Mehdiyev, R. (2012). "Dizel motorlarında Azot Oksit oluşumunun matemetiksel metodu" (s. 254-256). Sochi Fifth International Symposium on Non-equilibrium Processes, Plasma, Combustion, and Atmospheric Phenomena **(NEPCAP'12)**
- Mehdiyev R., Güney A., Arslan H., Özcan H., Teker H., **Yaldız E.** (2012) "TÜMOSAN Traktör Motorlarının Gürültü Seviyesinin Düşürülmesine Yönelik Ar-Ge ve Tasarım Çalışmaları 3.Aşama Raporu" İTÜ-TÜMOSAN-OTAM TEYDEP Projesi.