

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TÜLOMSAŞ TLM6V185 MODEL
DİZEL MOTORUNUN MR PROSES YANMA MEKANİZMASI
KULLANIMI VE TURBO ŞARJ KULLANIMI İLE TERMODİNAMİK
HESAPLARININ YAPILMASI VE İNCELENMESİ

FEHMİ GÜL
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GEBZE
2019

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TÜLOMSAŞ TLM6V185 MODEL
DİZEL MOTORUNUN MR PROSES YANMA
MEKANİZMASI KULLANIMI VE TURBO
ŞARJ KULLANIMI İLE TERMODİNAMİK
HESAPLARININ YAPILMASI VE
İNCELENMESİ

FEHMİ GÜL
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMANI
DOÇ. DR. AHMET SİNAN ÖKTEM
II. DANIŞMAN
PROF. DR. RAFİG MEHDİYEV

GEBZE
2019

T.R.
GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

**THERMODYNAMIC CALCULATION AND
ANALYSIS FOR DIESEL ENGINE THE
MODEL OF TLOMSAŞ TLM6V185 USING
TURBO CHARGER AND MR PROCESS
COMBUSTION MECHANISM**

FEHMİ GÜL
**A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF
MASTER OF SCIENCE**
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

THESIS SUPERVISOR
DOÇ. DR. AHMET SİNAN ÖKTEM
THESIS II. SUPERVISOR
PROF. DR. RAFİG MEHDİYEV

GEBZE
2019

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 26/06/2019 tarih ve 2019/29 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 03/07/2019 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Fehmi GÜL'ün tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : Doç. Dr. Ahmet Sinan ÖKTEM



ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV



ÜYE

: Prof. Dr. Mehmet Ali ARSLAN



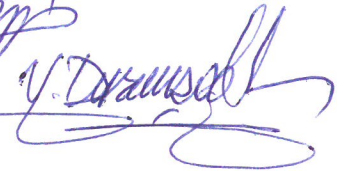
ÜYE

: Dr. Öğr. Üyesi Aykut SAFA



ÜYE

: Dr. Öğr. Üyesi Yalçın DURMUŞOĞLU



ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
...../...../..... tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

Prof. Dr. Arif Çağdaş AYDINOĞLU
Gebze Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

Bu çalışma ile mevcut olan Tülomsaş TLM6V185 model dizel motorunun çalışma şartlarının iyileştirilmesi, turbo şarj kapasitesi artırılarak mevcut güç değerlerinin artırılması, MR-Proses kullanımı ile de NO_x ve CO salınımının düşürülmesi amaçlanmıştır. Mevcut olan motor, NO_x ve CO salınımı bakımından çevreye oldukça zararlıdır. Turbo şarj kapasitesinin artırılması motor verimliliğini artırıp yakıt tüketimini azaltırken NO_x ve CO salınımını daha da fazla yükseltmektedir. Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV'in daha önceden deneysel olarak çalışmış olduğu MR-Proses'de, yanma odasına belirli bir biçimde aynı hızla ters yönde dönen türbülanslı iki adet hava döngüsüne, çift deliğe sahip enjektör yardımıyla düşük değerlerde basınçla yakıt püskürtülür. Yakıt tutuşma anı evvelinde yanma odasının duvarlarına sıvanır. Bu şekilde pistonun sıcak duvarlarına sıvanan yakıt hızla buharlaşır ve dönen havayla karışarak tutuşur. Yanma süresi içerisinde oluşan alev cephesinin ön kısmında bulunan yanma ürünleri, oluşan is partikülleri ile buharlaşmaya devam eden bir miktar yakıt, havanın da vasıtasıyla yanma odasının sol ve sağ duvarlarından, merkeze doğru aktarılarak sürüklenir. Bu sebeple yanma olayı, yanma odasının merkez kısmında oluşur ve alev cephesinin soğuk duvarlara yaklaşmasına manî olur. En nihayetinde çok delik miktarına sahip enjektör ile yüksek miktardaki püskürtme basınçları değerlerinin dışında, çift deliğe sahip enjektör ile düşük püskürtme basınçlarıyla (15-20 MPa) bile tam yanma sağlanır ve eksik yanma ürünleri C, CO ve HC miktarı oldukça azaltılır. Ayriyetten, püskürtülmüş yakıtın buharlaşması, alışılmış motorlarda olduğu gibi yanma odasının içlerinde değil de, onun duvarlarının yardımıyla oluşması sebebiyle piroliz (C'nin oluşumu) ile yanma esnasındaki basınç artış hızı bir derece frenlenir ve NO_x emisyonu artışı engellenmiş olur.

Mevcut motor konstrüksiyonu değiştirilmeden yanma odasında MR-Proses ve daha yüksek turbo şarj kapasitesi kullanımı ile yapılan teorik iyileştirme sonucunda motorun güç değerlerinin arttığı, NO_x ve CO salınımlarının oldukça azaltıldığı MATLAB programı hesaplarında gözlemlenmiştir. İyileştirilme işlemleri neticesinde daha güçlü ve daha çevreci teorik bir motor elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dizel Motor, MR-Proses, NO_x , Tülomsaş TLM6V185.

SUMMARY

With this study; improving operation conditions of the existing TÜLOMSAŞ TLM6V185 modeled diesel engine, increasing existing power ratings by increasing turbo charge capacity and also reducing NO_x and CO emission by MR-Process application are aimed. The existing engine is substantially detrimental to the environment. Increasing turbo charge capacity, increases engine efficiency and reduces fuel consumption while increasing NO_x and CO emissions even more. In the MR-Process which Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV experimentally studied before; fuel is injected into combustion chamber by two turbulent air loops rotating reversely backwards one another at an equal rate specifically by means of twin-bore injector at low pressure. Fuel covers the walls of combustion chamber before ignition. This way; the coated fuel at the hot walls of cylinder evaporates rapidly and ignites mixing with the rotating air. Airborne combustion products located ahead of the flame front, released fume and an amount of vaporizing fuel drag on from the right wall and from the left wall to the core during the combustion process. For this reason, combustion occurs at the core of combustion chamber and approach of the flame front upon cold walls is blocked. Thus, instead of multi hole nozzle and high injection pressure; completed combustion is provided even with two-bore nozzle and low injection pressure (15-20 MPa) and the amounts of incomplete combustion products C, CO and HC are notably reduced. Moreover, owing to the vaporization of injected fuel does not take place at the interior of combustion chamber like in ordinary engines, occurs by means of the combustion chamber walls; the pyrolysis process (the formation of C) and pressure increase rate is curbed to a certain extent, and rise of NO_x emission is deterred.

Without changing the current engine construction; as a result of the theoretic improvement by means of MR-Process and higher turbo-charge capacity usage in combustion chamber is achieved; it is observed in MATLAB Programme calculations that engine power output rates increase, NO_x and CO emissions notably decrease. As a result of the improvement processes, a stronger and more ecological engine is derived theoretically.

Key Words: Diesel Engine, MR-Process, NO_x, Tülomsaş TLM6V185.

TEŞEKKÜR

Öncelikle, lisansüstü öğrenimimde destekleri ile yardımlarını her zaman gösteren bilgileri ve sabırları ile bu çalışmanın ortaya çıkmasının yolunu açan saygıdeğer danışmanlarım Sn. Prof. Dr. MEHDİYEV ile Sn. Doç. Dr. Ahmet Sinan ÖKTEM'e, vermiş oldukları destekleri için de sevgili aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiv
TABLolar DİZİNİ	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği	2
2. İÇTEN YANMALI MOTOR HAKKINDA GENEL BİLGİLER	3
2.1. İçten Yanmalı Motor İçin Kronolojik İnceleme	3
2.2. Motorlarda Yanma Prosesiyle Birlikte Oluşan Kirletici Gazlar	5
2.2.1. Oluşan Partiküller	5
2.2.2. Karbonmonoksit Gazı Salınımı	6
2.2.3. Karbondioksit Gazı Salınımı	6
2.2.4. Azotoksit Gazı Salınımı	6
2.2.5. Hidrokarbon Gazı Salınımı	7
2.3. Egzoz Gazı Emisyon Standartları	8
2.4. NO _x Emisyonları ve Düşürme Usulleri	13
2.4.1. Püskürtme Zamanının Ayarlanması	13
2.4.2. NO _x Kapan Sistemi	15
2.4.3. Üç Yollu Katalitik Dönüştürücü Kullanımı (SCR)	15
2.4.4. Egzoz Gazının Yeniden Motora Geri Gönderilmesi (EGR)	15
2.5. Yakıtların Egzoz Emisyonları Üzerine Etkisi ve Motorlarda Kullanımı	16
2.5.1. Benzin Yakıtı	16
2.5.2. Dizel Yakıtı	17
2.5.3. Sıvılaştırılmış Petrol Gazı (LPG)	17
2.5.4. Biodizel Yakıtı	18

2.5.5. Hidrojen Yakıtı	19
2.5.6. Doğalgaz	19
3. DİZEL MOTORLAR	21
3.1. Dizel Motorlarda Yanma Çeşitleri	21
3.1.1. “Açık” Tip Standart Yanma Odası ile Common-Rail Kullanılmasıyla Hacimsel Karışımın Oluşturulması	21
3.1.2. COMMET Tipli Ön Yanma Odalı Dizel	22
3.1.3. MAN M-Proses Yanma Odalı Dizel	23
3.1.4. MR-1 Tipli Yanma Odası	24
3.1.4.1. MR-1/V2 yanma odasının özellikleri	27
3.1.5. MR-2 Tipli Yanma Odası ve MR-Proses Yanma Mekanizması	30
3.2. Dizel Motorlarda Aşırı Doldurma	32
3.2.1. Turbo Şarj Sisteminin Amacı	33
3.2.2. Turbo Şarjın Çalışma Prensibi	33
3.2.3. Turbo Şarjın Yapısı	34
4. TLM6V185 MODEL DİZEL MOTORUN TERMODİNAMİK İNCELENMESİ VE YENİ TAVSİYE MOTOR ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ	35
4.1. İncelenecek Dizel Motorun Genel Özellikleri	35
4.2. Yanmaya Girecek Yakıt ile İlgili Genel Parametreler	38
4.2.1. Dizel Motorun Isı Analizi ve Isı Dengesi Değerleri	38
4.2.2. Hava Fazlalık Katsayısı ve Yanma Ürünlerinin Bileşim Miktarı	39
4.2.3. Hava Çevre ve Artık Gaz Parametreleri	39
4.3. Motordaki Termodinamik Süreçlerin Hesaplamaları	40
4.3.1. Emme Süreci Hesaplamaları	40
4.3.2. Sıkıştırma Süreci Hesaplamaları	42
4.3.3. Yanma Süreci Hesaplamaları	42
4.3.4. Genişleme Süreci Hesaplamaları	44
4.4. Çevrimin İndike Parametrelerinin Hesaplanması	45
4.5. Çevrimin Etkif Parametrelerinin Hesaplanması	47
4.6. TLM6V185 Model Dizel Motorda Yapılacak Teorik Değişiklikler	47

4.6.1. Yanma Odasında MR-2, Çift Kademeli Yanma Odasının Kullanılması	48
4.6.2. Hava Fazlalık Katsayısının Artırılması	48
4.6.3. Sabit Hacimde Basınç Artış Oranının Düşürülmesi	49
4.6.4. Turbo Şarj Kapasitesinin Artırılması	49
4.6.4.1. Turbo Şarj Seçilmesi	50
4.7. Motor Performansı Üzerindeki Etkilerin İncelenmesi	51
4.7.1. Hava Fazlalık Katsayısı Değişiminin Etkisi	52
4.7.2. Sabit Hacimdeki Basınç Artış Oranı Değişiminin Etkisi	56
4.7.3. Turbo Basınç Değeri Değişiminin Etkisi	60
5. SONUÇLAR ve YORUMLAR	64
KAYNAKLAR	66
ÖZGEÇMİŞ	68
EKLER	69

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler ve Açıklamalar Kısaltmalar

C	: Karbon
H	: Hidrojen
O	: Oksijen
S	: Kükürt
W	: Su buharı
H_u	: Alt ısııl değer
L_0	: 1 kg yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı (kmol hava/kg yakıt)
l_0	: 1 kg yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı (kg hava/kg yakıt)
λ	: Hava fazlalık katsayısı
M_1	: Taze hava miktarı
M_{CO_2}	: Yanma sonu karbon monoksit miktarı
M_{H_2O}	: Yanma sonu su miktarı
M_{O_2}	: Yanma sonu oksijen miktarı
M_{N_2}	: Yanma sonu azot miktarı
M_2	: Yanma sonu toplam ürün miktarı
μ_0	: Moleküler değişim katsayısı
p_0	: Atmosferik basınç
p_k	: Turbo şarj basıncı
T_0	: Atmosferik sıcaklık
T_k	: Turbo şarj sıcaklığı
n_c	: Politropik indeks
ε	: Sıkıştırma oranı
T_r	: Artık gaz sıcaklığı
p_r	: Artık gaz basıncı
ρ_{k1}	: Giriş şarj yoğunluğu, atmosferik
ρ_{k2}	: Giriş şarj yoğunluğu, turbo şarj
Δp_{a1}	: Motor giriş basınç kaybı, atmosferik

Δp_{a2}	: Motor giriş basınç kaybı, turbo şarj
$\beta^2 + \xi_{in}$: Emme manifoldu kayıp katsayısı
p_a	: Emme süreci sonu basınç
Υ_r	: Artık gazların katsayısı
T_a	: Emme süreci sonu sıcaklığı
η_v	: Volümetrik verim miktarı
n_1	: Sıkıştırma adyabatik indeksi
k_1	: Sıkıştırma Politropik indeksi
p_c	: Sıkıştırma süreci sonu basınç
T_c	: Sıkıştırma süreci sonu sıcaklık
$mC_{v_{t_0}}^{t_c}$: Sıkıştırma süreci sonu özgül ısı miktarı, hava
$mC_{v_{t_0}}''^{t_c}$: Sıkıştırma süreci sonu özgül ısı miktarı, artık gaz
$mC_{v_{t_0}}'^{t_c}$: Sıkıştırma süreci sonu özgül ısı miktarı, çalışma ortamı
μ	: Çalışma karışımı moleküler değişim katsayısı
H_{wm}	: Çalışma karışımı yanma ısısı
$mC_{v_{t_0}}''^{t_z}$: Yanma ürünlerinin molar özgül ısısı
α	: Sabit hacimdeki basınç artış oranı
ξ_z	: Isı kullanım katsayısı
T_z	: Yanma süreci sonu sıcaklık
p_z	: Yanma süreci sonu basınç
ρ	: Ön genişleme katsayısı
δ	: Genişleme oranı
n_2	: Genişleme adyabatik indeksi
k_2	: Genişleme politropik indeksi
p_b	: Genişleme süreci sonu basınç
T_b	: Genişleme süreci sonu sıcaklık
ΔT_r	: Artık gaz sıcaklık farkı
p'_i	: Teorik indike basınç
φ_r	: Yuvarlama katsayısı
p_i	: İndike basınç
η_i	: İndike verim
g_i	: Özgül yakıt tüketimi

w_{pm}	: Piston ortalama hızı, m/s
p_m	: Mekanik basınç
p_e	: Efektif basınç
η_m	: Mekanik verim
η_e	: Efektif verim
g_e	: Efektif özgül yakıt tüketimi
i	: Silindir sayısı
τ	: Çevrim zaman sayısı
n	: Devir sayısı, 1/dak
B	: Silindir çapı
S	: Strok uzunluğu
V_h	: Silindir strok hacmi (dm ³)
V_l	: Silindirlerin toplam strok hacmi (dm ³)
F_p	: Silindir kesit alanı (cm ²)
N_e	: Efektif güç
M_e	: Efektif moment
NO_x	: Azotoksit
MR	: Man-Ricardo
$\dot{Y}M$: İçten yanmalı motor
HC	: Hidrokarbon
N	: Azot
CO	: Karbonmonooksit
CO_2	: Karbondioksit
H	: Hidrojen
H_2O	: Su
OH	: Hidroksit
$OECD$: Ekonomik iş birliği ve kalkınma örgütü
PM	: Partikül Miktarı (g/kWh)
PN	: Partikül Sayısı (1/kWh)

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil No:</u>	<u>Sayfa</u>
2.1: MARPOL Annex VI'ya göre gemilerde NO _x emisyon standartları	13
2.2: Püskürtme avansı değişiminin silindir içi basınç değeri üzerine etkisi.	14
3.1: Direkt püskürtmeli Dizel motorda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anındaki fotoğrafı.	21
3.2: COMMET tipli Ön Yanma Odalı Motorda Yakıt-hava Karışım Oluşumu Şeması ve Yanma Prosesinin Fotoğrafları.	23
3.3: M.A.N.- M Tipli Dizel Motorunda Yakıt-Hava Karışımı Yanmasının Anlık Fotoğrafları.	24
3.4: TÜMOSAN Dizel motorlarının optimum yanma kanununu gerçekleştirebilen MR-1 yanma odası modeli.	25
3.5: MR-1/V2 tip yanma odasına sahip pistonun kesiti.	28
3.6: MR-1/V2 yanma odasına püskürtülen yakıt demetinin üst ve alt duvarlara sınanmasının şematik gösterimi.	29
3.7: Isıtma bujisinin silindir kafasında konumu ve MR-1/V2 Yanma odalı pistonun fotoğrafı.	30
3.8: Buji ateşlemeli çift döngülü MR-2 yanma odasının şeması ve fiziksel modelde yanma sürecinin anlık fotoğrafları.	31
3.9: Kendinden tutuşmalı çift döngülü MR-2 yanma odasının şeması ve fiziksel modelde yanma sürecinin anlık fotoğrafları	32
4.1: TÛLOMSAŞ dizel motorunun fotoğrafı ve enine kesit resmi.	35
4.2: TÛLOMSAŞ dizel motorunun mevcut ön yanma odası.	37
4.3: Basınç değerlerinin ötelenme grafikleri.	46
4.4: α ve λ değişiminin NO _x salınımına etkileri.	49
4.5: ABB firmasının turbo şarj katalogu grafiği.	50
4.6: KBB firmasının turbo şarj katalog grafiği.	51
4.7: Hava fazlalık katsayısının sıcaklık değerlerine etkisinin grafiği.	53
4.8: Hava fazlalık katsayısının basınç değerlerine etkisinin grafiği.	53
4.9: Hava fazlalık katsayısının indike ve efektif güç değerlerine etkisinin grafiği.	54

4.10:	Hava fazlalık katsayısının tork değerine etkisinin grafiği.	54
4.11:	Hava fazlalık katsayısının verim değerlerine etkisinin grafiği.	55
4.12:	Hava fazlalık katsayısının yakıt tüketimlerine etkisinin grafiği.	55
4.13:	Sabit hacimdeki basınç artış oranının sıcaklık değerlerine etkisinin grafiği.	57
4.14:	Sabit hacimdeki basınç artış oranının basınç değerlerine etkisinin grafiği.	57
4.15:	Sabit hacimdeki basınç artış oranının efektif ve indike güç değerlerine etkisinin grafiği.	58
4.16:	Sabit hacimdeki basınç artış oranının tork değerine etkisinin grafiği.	58
4.17:	Sabit hacimdeki basınç artış oranının verim değerlerine etkisinin grafiği.	59
4.18:	Sabit hacimdeki basınç artış oranının yakıt tüketimlerine etkisinin grafiği.	59
4.19:	Turbo basıncın sıkıştırma ve yanma sonu sıcaklıklara etkisinin grafiği.	61
4.20:	Turbo basıncın basınç değerlerine etkisinin grafiği.	61
4.21:	Turbo basıncın indike ve efektif güç değerlerine etkisinin grafiği.	62
4.22:	Turbo basıncın tork değerine etkisinin grafiği.	62
4.23:	Turbo basıncın verimlilik değerlerine etkisinin grafiği.	63
4.24:	Turbo basıncın yakıt tüketimlerine etkisinin grafiği.	63

TABLolar DİZİNİ

<u>Tablo No:</u>	<u>Sayfa</u>
2.1: Dizel yakıtlı binek araçlar için Euro emisyon standartları.	8
2.2: Benzin yakıtlı binek araçlar için Euro emisyon standartları.	8
2.3: Yol dışı araçlar için Faz I ve Faz II emisyon standartları.	9
2.4: Yol dışı araçlar için Faz III A emisyon standartları.	9
2.5: Yol dışı araçlar için Faz III B emisyon standartları.	9
2.6: Yol dışı araçlar için Faz IV emisyon standartları.	10
2.7: Yol dışı araçlar için Faz V emisyon standartları.	10
2.8: 560 kW üzeri kapasiteli Jeneratörler (NRG) için Faz V emisyon standartları.	11
2.9: İç Sulardaki Gemiler için Faz III A emisyon standartları.	11
2.10: İç Sulardaki Gemiler için Faz V emisyon standartları.	11
2.11: Demiryolu araçları için Faz III A ve Faz III B emisyon standartları.	12
2.12: Demiryolu araçları için Faz V emisyon standartları.	12
4.1: TLM6V185 Model Dizel motorun genel teknik özellikleri.	36
4.2: ξ z değerinin Pk turbo şarj değerine göre değişimi.	51
4.3: Hava fazlalık katsayısı değişiminin motor parametreleri üzerindeki etkisi.	52
4.4: Sabit hacimde basınç artış oranı değişiminin motor parametreleri üzerindeki etkisi.	56
4.5: Turbo şarj kapasitesi değişiminin motor parametreleri üzerindeki etkisi.	60
5.1: Gerçek motor ile tavsiye motorun karşılaştırılması.	64

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorların (İYM) ilk kullanımından itibaren insanlar ulaşım konusunda oldukça kolaylık elde etmişlerdir. Hem binek hem de lojistik araçların yol katetme süreleri giderek kısalmıştır. Teknolojik gelişmelerin giderek artan ivmede çağ atlamalarının bir nedeni de hızlı erişimin verdiği katkıdır. Dünyanın öbür ucunda yapılan bir inşaatın ham maddelerinin deniz yoluyla taşınması bu konuya güzel bir örnek olabilir.

Sadece ulaşım sınırlandırmadan, modern tarım makinalarının insanlara az güç-çok enerji mantalitesini de kazandırdığı aşikardır. İYM'ler olmasaydı belki de hâlâ, insan-hayvan gücü çok daha yoğun olarak kullanılacaktı. Ayrıca, stratejik olarak önemini koruyan bir savaş aracı olan tanklar da İYM'lerin değerini anlamak için önemli bir örnektir.

İlk üretilen İYM'ler; güç değerleri bakımından ihtiyaçlar paralelinde zamanla yetersiz kalmış, ilerleyen süreçlerde kademeli olarak geliştirilme yoluna gidilmiştir. Bununla paralel olarak mühendisliğin de temel mantıklarından biri olan ekonomiklik düşüncesi devreye girmiş hem güç hem verimlilik hem de düşük yakıt sarfiyatı motor geliştirme kıstaslarında etken rol oynamıştır.

Zamanla İYM'lerin iş katkısı kadar atmosfere salık bıraktığı gazlarla çevreye yararlı olmadığı, bilhassa dizel araçlardaki NO_x ve CO emisyonlarının canlılara olumsuz etkilerde bulunduğu gün yüzüne çıkmıştır. Bununla birlikte CO₂ gazlarının oluşturduğu sera gazı etkisinin de çeşitli olumsuzlukları tespit edilmiştir. Bu yüzden de İYM geliştirme süreçlerine egzoz emisyonlarının çevreye olan olumsuz etkilerinin minimize edilmesi parametresi de eklenmiştir. Özellikle bu konuda devamlı güncellenen Euro emisyon standartları denetleyici ve kısıtlayıcı bir rol almaya başlamıştır. İlerleyen süreç içerisinde farklı yakıt düşünceleri ortaya çıkmış, zaman içerisinde de uygulamaya konulmuştur. Ancak hâlâ daha insanların yüksek güç ihtiyacı olan yerlerde (özellikle gemilerde), alternatif yakıt teknolojileri ile tam manasıyla sağlanamamış, güç ve verimlilik değeri bakımından İYM'lere bağımlılığa tamamen engel olunamamıştır.

1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İÇeriği

Motordaki yüksek emisyon değerlerine çıkılmasına neden olan en önemli faktörler olarak yüksek sıcaklık değerleri, zengin yakıt karışımlarının kullanılması, yanma işlemleri esnasında yanma ürünlerinin tamamen yanmadan dışarıya egzoz vasıtasıyla atılması, sabit hacimdeki basınç artış oranının oldukça yüksek olması gibi parametreleri örnek olarak verebiliriz. Klasik motorlarda emisyon değerlerinin düşürülmesi amacıyla bu saydığımız parametreleri düşürdüğümüz takdirde motor güç ve verimlilik değerleri de oldukça düşmektedir. Bu durum da bize parametreler arasında optimizasyon çalışması yaptığımızı göstermektedir.

Klasik yanma odasına sahip 4 zamanlı motorlarda iş çıktısı-emisyon değerlerini etkileyen en önemli gündem maddesinden birisi de yanma odası mekanizmasıdır. Dizel motorların en önemli büyük sorunu yüksek verimin yanında yüksek değerli emisyonudur. Bu yüzden, Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV'in daha önceden deneysel olarak çalıştığı motor modeli olan MR-Proses, teorik olarak incelenen bu tezin de rehberi olmuş, yanma odası tercihi olarak yerini almıştır.

Tülomsaş'ın sahip olduğu S.E.M.T.- Pielstick lisanslı, TLM6V185 model Dizel lokomotif motoru, mevcut hali ile yüksek derecede emisyon değerlerine sahiptir. Bunun yanında güç ve verimlilik değerleri de çok yüksek değildir.

Bu tez kapsamında, öncelikle ikinci bölümde İYM'lerin tarihsel gelişimi hakkında bilgiler derlenmiştir. Üçüncü bölümde, Dizel motorlar hakkında bilgiler verilmiştir. Dördüncü bölümün ilk adımında, TLM6V185 model Dizel motorunun mevcut şartlardaki termodinamik hesapları yapılmış, ikinci adımda da mevcut motorun konstrüksiyon, devir sayısı, sıkıştırma oranı ve piston sayısı parametreleri sabit tutularak yanma odasında MR-Proses kullanımı, turbo şarj kapasitesi değişimi, hava fazlalık katsayısı değişimi, sabit hacimde basınç artış oranı değişimleriyle optimizasyon hedeflenerek daha çevreci, daha güçlü, daha yüksek verimli ve daha az yakıt sarfiyatlı motor elde etmek amacıyla termodinamik hesaplar yapılmış ve sonuçlar tablolar ve grafikler halinde gösterilmiştir.

2. İÇTEN YANMALI MOTOR HAKKINDA GENEL BİLGİLER

2.1. İçten Yanmalı Motor İçin Kronolojik İnceleme

İYM'ler, yakıtların yanması sonucu oluşan ısı enerjisi türünü mekanik enerji türüne dönüştüren makinelerdir [4].

Enerji, İYM'ler için dıştan yanmalı motorlara göre farkı; yakıtın motorun iç kısmında yanmış ya da oksitlenmiş olmasıyla elde edilir. Yanma süreci öncesindeki hava-yakıt karışımı ve yanma süreci sonrasında meydana gelen yanma ürünleri gerçek iş gazlarıdır. Enerji aktarımı, istenen meydana geliş şekline göre, direkt olarak bahsi geçen iş oluşturan gaz ile motordaki mekanik bölümler arası mesafede oluşur [1].

Isı makineleri takriben iki yüzyıl önce ortaya çıkmıştır. Öncelikle su kullanılarak yanma işlemi ile buhar meydana getirilip sonrasında piston silindir mekanizmasına ulaştırılarak iş çıktısı alınmıştır. Bahsi geçen mekanizma İYM'lerin ortaya çıkacağı 19. Yüzyıl ortalarına değin etkili olarak uygulanmıştır. İlk zamanlarda oluşturulan İYM'ler gaz ve kömürün oluşturduğu karışım türünün atmosfer koşullarındaki basınç değerinde yanması sonucu işliyordu. J.J.E Lenoir bu anlatılan sistem ile işleyen ve ticari kullanılabilir ilk içten yanmalı motoru 1860 tarihinde imal etti. Bahsedilen motorun çalışma prensibi, piston stroğun yarısına kadar hava yakıt karışımını silindir içerisine emip, kıvılcım vasıtasıyla dolguyu ateşleyerek yanmayı başlatmayı, yüksek basınçla stroğu ikinci yarıda pistonu alt tarafa doğru ittirerek iş eldesini sağlamayı ve egzoz süreci ile çevrimi tamamlamayı kapsıyordu. Bu prensiple iş gören takriben 5000 civarında motor 1860'lı yıllarda elde edildi. Lenoir'un oluşturduğu bu motorun gücü takriben 6 BG olmakla birlikte verim değeri %5 dolaylarındaydı. N. A. Otto ve E. Langen bundan başarılı bir motoru 1867 yıllarında birlikte ürettiler [1].

Langen ile Otto oluşturdukları motorun az olan ısı verimini yükseltmek ve ağırlığını düşürme amacıyla dört zamana sahip bir motor tasarladılar. Bu süreçler; Emme süreci, sıkıştırma süreci, genişleme süreci ve egzoz süreçlerini kapsamaktadır. Dört zamanlı ilk motor 1876 yılında iş elde etti. Bu motorun verimi ortalama %14'dü. Bu yapılan motor modelinden 15 senede Amerika ile Avrupa'da toplam 50000 civarında satış olmuştur. Ayrıca 1884 tarihinde farkına varılan, 1862 yılında oluşturulmuş bir patent gün yüzüne çıktı. Alphonse Beau De Rochas tarafından oluşturulmuş bu patent, dört zamanlı çevrim prensibinin ana ilkelerini kapsıyordu.

Beau De Rouchas'a için bir İYM'de en yüksek verimliliğe ulaşma kısıtları şunlardı;

- Genişleme süreci mümkün olduğunca uzun olması,
- Silindirlerinin yüzey alanının minimum, hacimlerinin maksimum değerlerde olması,
- Devir sayılarının yüksek değerlerde olması,
- Genişleme süreci başlangıcının en yüksek basınç değerinde olması gerekliliği.

Beau De Rochas patenti Otto'dan evvel almıştır lakin fikirlerini üretimle taçlandıran öncelikle Otto olmuştur. Bu sebeple Otto modern İYM'yi bulan insan tanımıyla hafızalarda yer bulmuştur. Otto'dan sonra 1890 yılları civarında Almanya ile İngiltere'de iki zamana sahip birçok motor üretildi. Lakin motor verimliliğine etkide bulunan sıkıştırma oranı 4 dolaylarında kalmıştır. O zamanlar tüketilen yakıt çeşidi ile yüksek düzeyde vuruntular oluşmuş, bu sebeple sıkıştırma oranının artırılması mümkün olamamıştır [1].

Rudolf Diesel 1892 tarihinde yeni özellikte motor patenti sundu. Bu motor, sıkıştırma süreci içerisinde ısınmış havaya yakıt enjeksiyonu ile yanmanın başlamasını kapsıyordu. Verim değeri mevcut motorların verimine göre takriben iki katından daha yüksek değerdeydi. Sıkıştırma oranı değerinin yüksek olması, genişleme süresinin uzun olması, vuruntunun önlenmesi gibi olumlu parametreler bu motora dikkatleri çekmişti. Dizel motorunun kullanımı 1905 yılından sonra yaygın oldu. Öncelikle ağır ticari taşıtlar ve deniz taşıtlarında dizel motor kullanımı arttı. İYM'ler bakımından son farklı icat dönel pistonu sahip motor ile oldu. Felix Wankel bahsedilen motor ile ilgili ana gerçekleştirilebilir dizaynını 1957 tarihinde sundu. Wankel motoru, kaçak ile sürtünme kayıp miktarının yüksekliği nedeniyle yaygınlaşamadı [1].

Yakıt türleri İYM geliştirilmesi için öncelik taşımaktadır. İlk İYM'ler gaz ile çalışmaktaydı. Seyreltmeye uğratılmış ham petrol ile benzin yakıtı kullanılması 20. Yüzyıl başlarına denk gelmekteydi. Benzer zaman dilimlerinde hava ile yakıtı karıştırıp buharlaşma elde eden karbüratör kullanılmaya başlandı. Motor devir sayısı artırılması bu şekilde sağlandı. I. Dünya savaşı itibarıyla yakıtın yanmaya karşı etkileri ile vuruntu sorununu tespit etmede önemli aşamalar aşıldı. Vuruntuya mâni olacak bir katkı maddesi General Motor tarafınca geliştirilerek benzin yakıtına

eklenilmeye başlandı. Vuruntu durumuna direnç sağlayan yakıt eldesi ile sıkıştırma oranı arttırılarak motor parametrelerinde artış sağlandı [1].

1970'li yıllarda ham petrolün fiyatının küresel olarak yükselmesiyle birlikte gelecek dönemlerde petrol tercih edilebilirliğinden şüphe edilmeye başlandı. İYM için yakıt sarfiyatlarının düşürülmesi amaçlanmaya başlandı. Bununla birlikte yeni yürürlüğe giren emisyon standartları motorların yakıt sarfiyatlarının düşürülmesine olumsuz etkiler oluşturdu. Benzin motorlarında kurşun oranının düşürülmesi, vuruntudan sebep benzin türü motorlar için sıkıştırma oranı düşürülmesini gerekli hale getirip verimliliği düşürücü etken oluşturdu. Bu nedenle dizel ve benzinin yanı sıra farklı yakıtlar hakkında araştırmalara başlandı. Sentetik esaslı benzin ve dizel yakıtı düşünülürken, hidrojen de gelecek dönemler için incelemeye başlandı [1].

İYM'ler için kademeli dolgulu motor da kullanılmaktadır. Bahsi geçen motor, dizel motor ile benzinli motorun kullanışlı özelliklerini toplamaktadır [1].

2.2. Motorlarda Yanma Prosesiyle Birlikte Oluşan Kirletici Gazlar

İYM'ler için yakıttan ısıya dönüşüm silindir hacminde havayla yakıtın birbirleriyle kimyasal tepkimesiyle oluşur. Egzoz gazı içerisinde CO₂, H₂O ve N₂ ile birlikte 20 tane ayrı bileşenin mevcut olduğu tespit edilmiştir. Belirtilen gazların bazıları havayı kirletme etkisinde bulunmaktadır [5].

Bu konu başlığında, başlıca salınımı olan gazlardan ve çevreye olan etkilerinden bahsedilmiştir.

2.2.1. Oluşan Partiküller

İYM'lerde yanma işlemi sonucu oluşan partiküllerin çoğunluğu katı tanecik haldeki islerdir. Motordan yanmaya uğramadan dışarıya atılan katı fazdaki karbon taneciğe is adı verilmektedir. Dizel motorların yanma işleminde, hidrojen atomu karbon atomundan daha aktif durumda olduğundan sebep öncelikle oksijenler hidrojenleri tutar, sürenin kısalığından dolayı kâfi miktarda oksijen ile karbon atomlarının bileşik meydana getirmesi olanaksız duruma gelir. Bu durumun sonucu olarak da is meydana gelmiş olur [5].

2.2.2. Karbonmonoksit Gazı Salınımı

CO oluşum miktarının yaklaşık %70'den fazlası ulaşım taşıtlarından meydana gelmektedir. Koku ve renk içermez ve çok zehirlidir. Bu gazın kandaki oksijen taşıyıcısı olan hemoglobine yapışma özelliği oksijene oranla yaklaşık 200 kere daha yüksektir. Bu sebeple CO bulunduğu anda, kan içerisindeki hemoglobinleri bozarak vücuttaki hücrelerin oksijenleri almasına mâni olarak zehirlenme ve boğulmaya neden olabilir [3].

İYM'lerde zengin HFK'nın azalması zengin karışım oluşturacağından CO oluşumu daha fazla görülür. Ek olarak disosiyasyon yüksek sıcaklıklarda CO miktarını daha da arttırmaktadır.

2.2.3. Karbondioksit Gazı Salınımı

CO₂ direkt olarak doğaya karşı zararlı olmamasına rağmen yanma ile üretilmiş CO₂'nin %50 kadarı atmosfere karışmaktadır. Günümüzde atmosferdeki CO₂ miktarı son 20 yıl içerisinde korkunç derecede yükseliş göstermiştir. Yakın yıllarda, atmosferde biriken insan temelli CO₂ gaz ederinin takriben %75 kadarı fosil yakıt yanma işleminden, %25 kadarı da kullanılan arazilerin değiştirilmesi ile orman miktarındaki düşüşten dolayı oluşmuştur. Yakın zaman diliminde, atmosfer içindeki CO₂ gazı senelik artma düzeyi %0,4 oranına gelmiş, 1990 yılı itibarıyla da senelik artma %0,2-0,8 civarına gelmiştir. Kar katmanı oranının kuzeydeki yarım küredeki oranı ile kutuplardaki denizin içerdiği yüzme gerçekleştiren buzların oranı giderek düşmüştür. Dünya genelinde denizdeki su seviyesi geçen 100 yıl itibarıyla 100-200 mm civarında artış gösterip dünya genelinde yağış miktar oranı %1 yükselmiştir [3].

2.2.4. Azotoksit Gazı Salınımı

Azotoksit grubundan yedi tür bileşik mevcut olmakla birlikte (NO, NO₂, N₂O₂ vb.) NO ve NO₂ hava kirliliği açısından en önemlileridir. Bahsedilen bileşik genel manada NO_x ile adlandırılır. CO'de olduğu gibi kanda mevcut olan hemoglobinle birleşmez, fakat NO_x zehirlemeye neden olması, nitrik asidin ciğerdeki nem ile birlikte temasıyla meydana gelir. Oluşan asit konsantrasyonu düşük olsa da zamanla birikim

özelliğinden, bilhassa solunum hastalıkları bulunanlar için tehlike arz etmektedir. Akciğer kanserine yakalanma ihtimalinin azotoksitlerin etkisinden de meydana geldiği tahmin edilmektedir. Bu duruma ek olarak NO_x, hidrokarbonların doymamış versiyonlarıyla bütünleşerek kimyevi duman meydana getirir [5].

NO_x'ler atmosfer içinde mevcut olan suyla birleşerek de nitrik asit meydana gelmesine neden olurlar. Bu sebeple atmosfer içinde asit yağmurunu oluşturup bitki örtüsüne zarar verirler. Azotoksitler içinde NO renk içermez, koku da içermez. NO₂ ise kahverengi ile kırmızı renklere sahip, nahış koku barındıran, tahriş etme özelliklerine muktedirdir. Yanmış ürünlerin içerisinde çoğunlukla NO bulunur fakat havaya karışmasından sonra bir miktarı NO₂'ye dönüşür. NO gazının bunlarla birlikte canlıları felçli duruma düşürme özelliğinden bahsetmek de gereklidir [2].

İYM'lerde NO_x salınımları bilhassa dizel yakıtı kullanan motorlar için yüksek düzeydedir. Azotoksit oluşumunu gerçekleştiren üç temel parametre sayılabilir. Bunlar: Sıcaklık, oksijen ve zamandır. İYM'ler için sıcaklık değerleri ortalama olarak 1700-3000K civarında seyretmektedir. Benzin motorlarında sıcaklıkların daha yüksek olmasına rağmen yanma süreci sonu sıcaklığın sıkıştırma süreci sonu sıcaklığa oranı yani başka bir deyişle sabit hacimdeki basınç artış oranının 1 civarında olması sebebiyle yanma hacminde başıboş oksijen miktarının düşük olması neticesiyle NO_x salınımları büyük oranda engel oluşturmazlar. Dizel yakıtlı İYM'lerde sıcaklık değerlerince benzinli motorlar gibi fazlalık bulunmamasına karşın, sabit hacimdeki basınç artış oranının yüksek olmasından ötürü ortamda her zaman oldukça fazla miktarda oksijen meydana gelir ve bu sebeple NO_x dizel motorlar için büyük problem teşkil eder.

2.2.5. Hidrokarbon Gazı Salınımı

Hidrokarbon gazı salınımları araçlarda birkaç şekilde oluşur. Yanma prosesi ürünleri HC içerir. Bununla birlikte karbüratör ile yakıt tankı işbirliğiyle buharlaşma nihayetiyle HC salınımı meydana gelir. Yanmış olan ürünler kısmında HC içerilmesi sebebi, yanmanın nihayete erememesidir. Motora Zengin karışım girdiği durumlarda yakıtın yeterince O₂ içermemesinden sebep HC meydana gelir. Yakıt miktarınca fakir olan karışımlar da yanma hacmi sıcaklık miktarının az seviyelerde olması sebebiyle

duvar mahalline yakın bölgelerde peyda olan alev sönükleri HC meydana gelmesine sebep olur [6].

Hava sathında HC, NO_x'in de katılmasıyla güneş ışığı tesirinde bütünleşerek fotokimyasal olarak duman meydana getirir. Yaz aylarında bu etki daha da çoğalır. Bu duman İYM'ler tarafınca oluşturulan yeni nesil kirletme türüdür. Zehirli gaz olmayan HC, bazı çeşitleriyle canlılara solunum yolu tahrişiyle zarar verebilir [5].

2.3. Egzoz Gazı Emisyon Standartları

Güncel dönemde çeşitli ülkelerde egzoz salınımları bakımından düzenlenen standartlar sürekli olarak güncellenmektedir. Avrupa 1992 tarihinde yeni bir düzenleme yaparak Euro standartlarını hayatımıza koruyucu faktör olarak eklemiştir. 2014 tarihi sonrası Euro 6 standardı uygulamaya konulmuştur. Binek araçlara göre Euro emisyon standart değerleri Tablo 2.1 ve Tablo 2.2' te verilmiştir [24]. Parantez içerisindeki değerler kabul edilebilir üst değerlerdir.

Tablo 2.1: Dizel yakıtlı binek araçlar için Euro emisyon standartları.

Yakıt Cinsi: Dizel Motorlu Taşıtlar (g/km)						
Standart	Çıkış Tarihi	CO	HC	NO _x	HC+NO _x	PM
Euro 1	1992	2,72 (3,16)	-	-	0,97 (1,13)	0,14 (0,18)
Euro 2	1996	1	-	-	0,7	0,08
Euro 3	2000	0,64	-	0,5	0,56	0,05
Euro 4	2005	0,5	-	0,25	0,3	0,25
Euro 5	2009	0,5	-	0,18	0,23	0,005
Euro 6	2014	0,5	-	0,08	0,17	0,005

Tablo 2.2: Benzin yakıtlı binek araçlar için Euro emisyon standartları.

Yakıt Cinsi: Benzin Motorlu Taşıtlar (g/km)						
Standart	Çıkış Tarihi	CO	HC	NO _x	HC+NO _x	PM
Euro 1	1992	2,72 (3,16)	-	-	0,97 (1,13)	-
Euro 2	1996	2,2	-	-	0,5	-
Euro 3	2000	2,3	0,2	0,15	-	-
Euro 4	2005	1	0,1	0,08	-	-
Euro 5	2009	1	0,1	0,06	-	0,005
Euro 6	2014	1	0,1	0,06	-	0,005

Euro standartları, her yeni çıkan faz ile birlikte İYM'lere karşı ciddi bir tutum almıştır. Bu durumu en iyi dizel motorlar için izin verilen NO_x salınım oranının ciddi bir şekilde azaltıldığını örnek verebiliriz.

İş makinaları, jeneratörler, traktörler vb. yol dışı araçlar için kullanılan Euro standartları Tablo 2.3, Tablo 2.4, Tablo 2.5 ve Tablo 2.6'da verilmiştir [23]. Bu standartların emisyon değerleri motordan ölçüm yapılarak alındığından, değerlerin birimleri g/kWh olarak ifade edilmektedir.

Tablo 2.3: Yol dışı araçlar için Faz I ve Faz II emisyon standartları.

Yol Dışı Araçlar: Faz I ve Faz II						
Faz/Kategori	Net Güç (kW)	Çıkış Tarihi	CO	HC	NO _x	PM
Faz I						
A	130≤P≤560	01.1999	5	1,3	9,2	0,54
B	75≤P<130	01.1999	5	1,3	9,2	0,7
C	37≤P<75	04.1999	6,5	1,3	9,2	0,85
Faz II (Sabit Hızlı Motorlara Uyarlanır:01.2007)						
E	130≤P≤560	01.2002	3,5	1	6	0,2
F	75≤P<130	01.2003	5	1	6	0,3
G	37≤P<75	01.2004	5	1,3	7	0,4
D	18≤P<37	01.2001	5,5	1,5	8	0,8

Tablo 2.4: Yol dışı araçlar için Faz III A emisyon standartları.

Yol Dışı Araçlar: Faz III A							
Kategori	Net Güç (kW)	Çıkış Tarihi	CO	HC	NO _x	HC+NO _x	PM
H	130≤P≤560	01.2006	3,5	-	-	4	0,2
I	75≤P<130	01.2007	5	-	-	4	0,3
J	37≤P<75	01.2008	5	-	-	4,7	0,4
K	19≤P<37	01.2007	5,5	-	-	7,5	0,6

Tablo 2.5: Yol dışı araçlar için Faz III B emisyon standartları.

Yol Dışı Araçlar: Faz III B							
Kategori	Net Güç (kW)	Çıkış Tarihi	CO	HC	NO _x	HC+NO _x	PM
L	130≤P≤560	01.2011	3,5	0,19	2	-	0,025
M	75≤P<130	01.2012	5	0,19	3,3	-	0,025
N	56≤P<75	01.2012	5	0,19	3,3	-	0,025
P	37≤P<56	01.2013	5	-	-	4,7	0,025

Yol dışı araçlarda çoğunlukla dizel yakıt kullanılır ve bu yüzden NO_x ve PM emisyonlarına daha fazla dikkat edilir. Tablolar CO₂ emisyonlarına ait bir değer olmamasının nedeni, insan sağlığı üzerine doğrudan bir etki yapmamasıdır. Ancak CO₂ gazları atmosferde birikip, dünya yüzeyinden atmosfere geri yansıtılan her bir güneş ışını tutar ve dünyadaki ısı miktarı artışına neden olur. Bu olaya sera etkisi denilmektedir. Atmosfere bırakılan CO₂ gazı miktarı Kyoto protokolü rehberliğinde sınırlandırılmaktadır.

Tablo 2.6: Yol dışı araçlar için Faz IV emisyon standartları.

Yol Dışı Araçlar: FAZ IV						
Kategori	Net Güç (kW)	Çıkış Tarihi	CO	HC	NO _x	PM
Q	130≤P≤560	01.2014	3,5	0,19	0,4	0,025
R	56≤P<130	10.2014	5	0,19	0,4	0,025

2019 yılı itibarıyla birlikte yürürlüğe giren yol dışı araçlar için faz V değerleri Tablo 2.7’de gösterilmiştir [23].

Tablo 2.7: Yol dışı araçlar için Faz V emisyon standartları.

Yol Dışı Araçlar: Faz V									
Kategori	Motor	Net Güç (kW)	Çıkış Tarihi	CO	HC	NO _x	HC+NO _x	PM	PN
NRE-v/c-1	Dizel	P<8	2019	8	-	-	7,5	0,4	-
NRE-v/c-2	Dizel	8≤P<19	2019	6,6	-	-	7,5	0,4	-
NRE-v/c-3	Dizel	19≤P<37	2019	5	-	-	4,7	0,015	1x10 ¹²
NRE-v/c-4	Dizel	37≤P<56	2019	5	-	-	4,7	0,015	1x10 ¹²
NRE-v/c-5	Hepsi	56≤P<130	2020	5	0,19	0,4	-	0,015	1x10 ¹²
NRE-v/c-6	Hepsi	130≤P≤560	2019	3,5	0,19	0,4	-	0,015	1x10 ¹²
NRE-v/c-7	Hepsi	P>560	2019	3,5	0,19	3,5	-	0,045	-

Faz V ile birlikte yeni bir parametre olan PN değeri de emisyon standartlarına eklenmiştir. Burada NRE ifadesi yol dışı araçlar anlamına gelmektedir. Ayrıca PN partikül sayısını ifade etmekle birlikte, birimi 1/kWh olarak ifade edilmektedir.

Yol dışı araçlar için Faz III B’de N kategorisindeki motor, Faz V’de NRE-v/c-5 kategorisine denk gelmektedir. İki kategori karşılaştırdığımızda, CO için 5 g/kWh ve HC için 0,19 g/kWh emisyon değerleri aynı kalmakta, NO_x emisyon değerleri de 3,3 g/kWh mertebesinden 0,4 g/kWh miktarına inmektedir.

2019 ve sonrasında kapsayan 560 kW üzeri kapasiteli jeneratörler için Faz V (NRG) emisyon standartları değerleri Tablo 2.8’de gösterilmiştir [23]. NRG ifadesi jeneratör makinalarını ifade etmektedir.

Tablo 2.8: 560 kW üzeri kapasiteli Jeneratörler (NRG) için Faz V emisyon standartları.

560 kW üzeri kapasiteli Jeneratörler: Faz V(NRG)								
Kategori	Motor	Net Güç (kW)	Çıkış Tarihi	CO	HC	NOx	PM	PN
NRG-v/c-1	Hepsi	P>560	2019	3,5	0,19	0,67	0,035	-

Ülke iç sularında çalışan gemiler için Faz III A emisyon standartları değerleri Tablo 2.9’da gösterilmiştir [23].

Tablo 2.9: İç Sulardaki Gemiler için Faz III A emisyon standartları.

İç Sulardaki Gemiler: Faz III A					
Kategori	Deplasman, D (dm3 silindir başına)	Çıkış Tarihi	CO	HC+NOx	PM
V1:1	$D \leq 0,9$, $P > 37$ kW	2007	5	7,5	0,4
V1:2	$0,9 < D \leq 1,2$	2007	5	7,2	0,3
V1:3	$1,2 < D \leq 2,5$	2007	5	7,2	0,2
V1:4	$2,5 < D \leq 5$	2009	5	7,2	0,2
V2:1	$5 < D \leq 15$	2009	5	7,8	0,27
V2:2	$15 < D \leq 20$, $P \leq 3300$ kW	2009	5	8,7	0,5
V2:3	$15 < D \leq 20$, $P > 3300$ kW	2009	5	9,8	0,5
V2:4	$20 < D \leq 25$	2009	5	9,8	0,5
V2:5	$25 < D \leq 30$	2009	5	11	0,5

2019 ve sonrasında kapsayan ülke iç sularında çalışan gemiler için Faz V emisyon standartları değerleri Tablo 2.10’da gösterilmiştir [23].

Tablo 2.10: İç Sulardaki Gemiler için Faz V emisyon standartları.

İç Sulardaki Gemiler: Faz V								
Kategori	Net Güç (kW)	Çıkış Tarihi	CO	HC	NOx	HC+NOx	PM	PN
IWP/IWA-v/c-1	$19 \leq P < 75$	2019	5	-	-	4,7	0,3	-
IWP/IWA-v/c-2	$75 \leq P < 130$	2019	5	-	-	5,4	0,14	-
IWP/IWA-v/c-3	$130 \leq P < 300$	2019	3,5	1	2,1	-	0,1	-
IWP/IWA-v/c-4	$75 \leq P < 130$	2020	3,5	0,19	1,8	-	0,015	1×10^{12}

İç sulardaki gemiler Faz V için IWP tahrik, IWA ise yardımcı makineleri içerip, ateşleme türü olarak da bütün motorları kapsamaktadır.

Tez kapsamı içerisinde teorik olarak geliştireceğimiz motor türünü kapsayan faz değerleri demiryolu araçları için olmakla birlikte, Faz III A ve B emisyon standart değerleri Tablo 2.11’de gösterilmiştir [23].

Tablo 2.11: Demiryolu araçları için Faz III A ve Faz III B emisyon standartları.

Demiryolu Araçları: Faz III A ve Faz III B							
Faz/Kategori	Net Güç (kW)	Çıkış Tarihi	CO	HC	NO _x	HC+NO _x	PM
Faz III A							
RC A	P>130	2006	3,5	-	-	4	0,2
RLA	130≤P≤560	2007	3,5	-	-	4	0,2
RH A	P>560	2006	3,5	0,5	6	-	0,2
Faz III B							
RC B	P>130	2012	5	0,19	2	-	0,025
R B	P>130	2012	5,5	-	-	4	0,025

Faz III A ve B emisyon standartları değerleri, 130 kW güç değerinden yukarıdaki demiryolu araçlarını içermektedir.

2021 ve sonrasını içeren ve bütün güç değerleri aralığındaki demiryolu araçlarını kapsayan Faz V emisyon standartları değerleri Tablo 2.12’de gösterilmiştir [23].

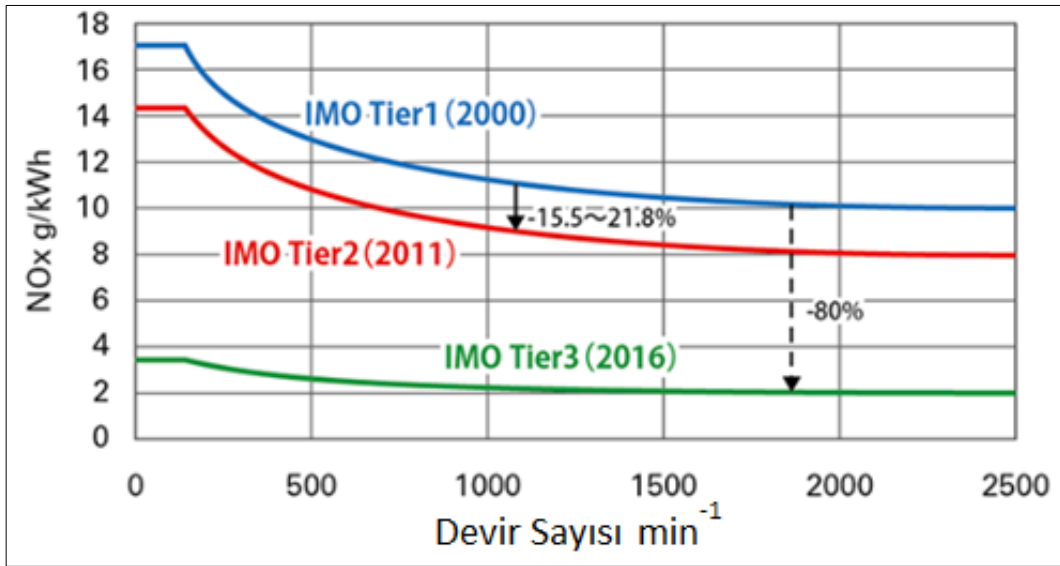
Tablo 2.12: Demiryolu araçları için Faz V emisyon standartları.

Demiryolu Araçları: Faz V								
Kategori	Net Güç (kW)	Çıkış Tarihi	CO	HC	NO _x	HC+NO _x	PM	PN
RLL-v/c-1 (Lokomotifler)	P>0	2021	3,5	-	-	4	0,025	-
RLR-v/c-1 (Raylı Araçlar)	P>0	2021	3,5	0,19	2	-	0,015	1x10 ¹²

Faz V ile birlikte PN parametresi eklenmiş, CO emisyon değeri 3,5 g/kWh ile sınırlandırılmış, NO_x, HC ve PM değerleri yer yer azaltılmıştır.

Ayrıca Şekil 2.1’de MARPOL VI’ya göre uluslararası sularda gemilerin çalışabilmesi için yerine getirmeleri zorunlu tutulan NO_x emisyon standartları değerleri gösterilmiştir [25]. Grafikten de görüldüğü üzere, ilk çıkan IMO Tier 1’den,

güncel olan IMO Tier 3'e değin NO_x emisyon değerleri yaklaşık %80 mertebesinde oldukça düşürülmüştür.



Şekil 2.1: MARPOL Annex VI'ya göre gemilerde NO_x emisyon standartları.

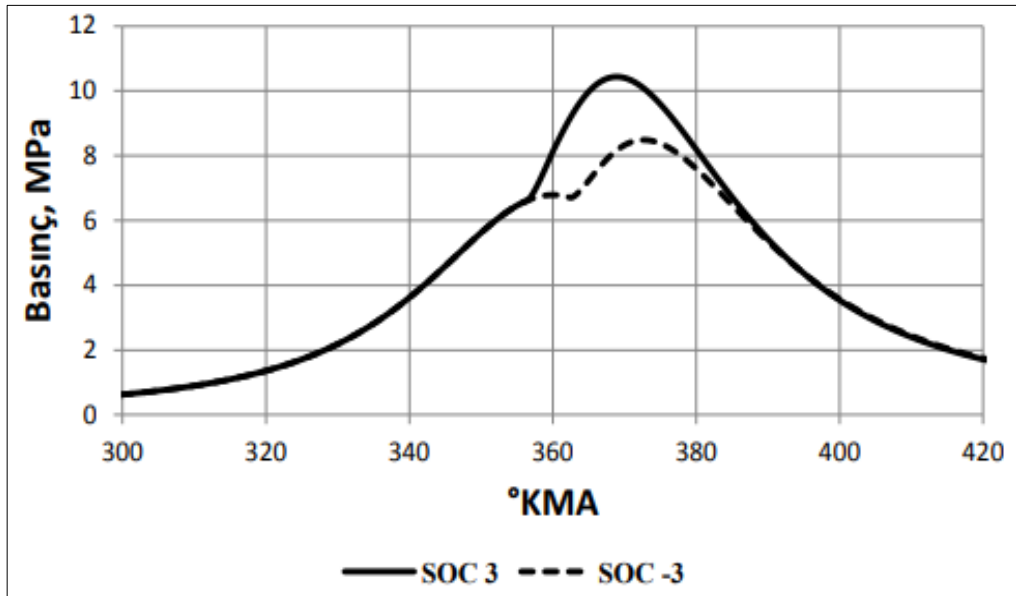
2.4. NO_x Emisyonları ve Düşürme Usulleri

Dizel yakıt kullanan motorlar NO_x salınımı açısından oldukça kötüdür. Bunun ana sebebi NO_x oluşumu etkeni olan sıcaklık, oksijen ve zaman bakımından dezavantajlı durumda olmasıdır. Dizel motorlar her daim ortamda fazla oksijen barındırır. Sıcaklık miktarı da gayet yüksek olmasından sebep NO_x oluşumu benzinli motorlara karşı oldukça fazladır. Bu konu başlığında bazı emisyon azaltma yöntemlerinden söz edilmiştir.

2.4.1. Püskürtme Zamanının Ayarlanması

Dizel türü motorlarda yakıt püskürtmesinin geciktirilmesi yöntemi vasıtasıyla yanma süreci başlangıcını genişleme sürecine taşıyarak, silindir hacmi içerisindeki sıcaklık değeri düşürülerek NO_x oluşumu azaltılır [8]. Bu metot klasik gibi gözükse de uygun parametre belirlenmesi sayesinde motorda hiçbir yapı değişikliği gerçekleştirilmeden NO_x emisyon değerlerini azaltmada yardımcı olabilir. Bununla birlikte karışım oluşması için belirlenen süre, püskürtme avansının azalmasından mütevellit azalma gösterecek, dolayısıyla is partiküllerinin artmasına neden olacaktır.

Bu duruma mâni olmak için daha hızlı karışım oluşmasını sağlayacak ek revizyonlar gerekmektedir. Temel amaçlardan birisi yakıtın daha hızlı buharlaşmasını sağlamaktır. Yüksek basınçta yakıt püskürtmek ya da yakıtın, ısı değeri bakımından fazla olan piston üzerine sıvamak mevcut metotlardan bazılarıdır. Bunun yanında, yanma sürecinin genişleme sürecine kaydırılması verim kaybını yanında getirebilir. Lakin maksimum basınç değerinin ÜÖN seviyesinden 15⁰ ile 20⁰ arası değer ilerisinde oluşursa, mekanik verim değeri artarak, efektif verimde oluşan kayıp değeri bir ölçüde azaltılabilir. Bu ifadeyi destekleyen grafik teorik olarak Şekil 2.1'de ifade edilmiştir [7]. Grafikte anlatılan yanma işlemi başlangıcı ÜÖN seviyesinden 3 °KMA öncesinde başlarsa, silindir hacmindeki basınç değeri fazla miktara çıkar ve daha fazla motor gücü eldesi gerçekleşir. Bu duruma olumsuz etki olarak yüksek sıcaklık değerinden ve NO oluşumuna yeter zaman bıraktığından sebep NO_x emisyon miktarı fazla seviyelere ulaşır (537 ppm). Yanma süreci başlangıç noktası ÜÖN'dan 3 °KMA sonrasında oluşmaya başlarsa (3 °KMA geriden) silindir hacmindeki basınç değeri az değer seviyelerine indirgenerek motor gücü düşüşü meydana getirir. Lakin yanma süreci başlangıcı genişleme süreci başlamasına doğru geçtiğinden sebep silindir iç hacim sıcaklık değerleri düşerek daha az değerlerde NO emisyonu oluşmaktadır. (375 ppm) [8]. Bu duruma ek olarak genişleme süreci içerisinde sıcaklık değerlerinin yüksek değerlerde seyir etmesi aşırı doldurma mekanizmasına aktarılan egzoz gazlarının enerjisi miktarlarının fazla olmasına sebebiyet vermektedir.



Şekil 2.2: Püskürtme avansı değişiminin silindir içi basınç değeri üzerine etkisi.

2.4.2. NO_x Kapan Sistemi

Sistem, egzoz süreci sonucunda motordan çıkan NO_x gazlarının birinci adımda hapsedilmesini, ardından emisyon düşürme amacıyla NO_x gazlarından N₂ gazı elde edilmesini içermektedir. Egzoz çıkışından giren NO gazları platinyum içeren düzenden geçerek O₂ vasıtasıyla NO₂'ye çevrilir. Sonrasında NO₂ alkali metal içeren bir kapanla O₂ ile reaksiyon oluşturarak metal nitrat meydana getirir. İkinci adım yenilenme işlemini içermesi ile birlikte eser miktarda yakıt sistemin iç kısmına püskürtülerek ilk adımda oluşmuş olan metal nitrat ile tutulan NO gazıyla reaksiyon oluşturur ve N₂'nin açığa çıkmasına neden olur. Bu sistem sayesinde NO_x emisyonları %70 değerine kadar düşebilmektedir [8].

2.4.3. Üç Yollu Katalitik Dönüştürücü Kullanımı (SCR)

Karışım konsantrasyonu fakir olan İYM'lerde, dışarı atılan gazlar yüksek oranda oksijen içermektedirler. Bahsedilen özellikteki İYM'lerde NO_x emisyonu azaltmak amacıyla SCR yöntemi kullanılmaktadır. Egzoz süreci ile birlikte dışarıya bırakılan NO_x, egzoz manifoldundan geçtikten sonraki süreçte ek bir kimyasal bileşik vasıtasıyla (NH₃ veya CO(NH₂)₂) canlılara zararsız N₂ ve H₂O olarak dönüştürülür ve NO sebebiyle oluşan çevre kirliliği önlenir. Bu işleme üre-amonyak püskürtme denilmektedir.

Bu proses yardımı ile NO_x emisyon değerleri %90 civarına düşürülmesiyle birlikte, sistemin ihtiyacı olan amonyak hem maliyet hem de temin edilebilme hususunda engeller çıkarmaktadır [7].

2.4.4. Egzoz Gazının Yeniden Motora Geri Gönderilmesi (EGR)

EGR, yakın dönemde NO_x salınımı bakımından İYM'lerde çok etkili proseslerden birisi haline gelmiştir. Sistem NO_x emisyon miktarının düşürülmesini amaçlamaktadır. Egzoz gazlarının belirli bir kısmı emiş havası içine aktarılır. Bu yöntemle emme sürecinde silindir içerisine aktarılan oksijen miktarı düşürülür. Sonuç olarak da ortamdaki yüksek miktarda bulunan oksijen miktarının düşürülmesine bağlı, NO_x emisyonunda azalma gerçekleşir. Buna ek olarak silindir içerisine yeniden

aktarılan yanmış ürünler, yanma süreci anında daha yüksek değerde ısıyı tutarlar. Böylelikle sıcaklık değerleri artışına engel olarak NO_x miktarı düşürülür. Ayrıca yanmış gazlar alevin ilerleme hızını azaltarak sıcaklığın azalmasına imkan sağlamış olurlar [7].

EGR, NO_x emisyonlarını belirli bir seviyeye kadar indirir. Ancak motor parametreleri üzerindeki etkisi de dikkatle incelenmelidir. Örnek olarak, sıcak haldeki dışarı atılan gazlar direkt emiş kısmına aktarıldığında volümetrik verim değerinde düşüş meydana getirecektir. Bu sorunu EGR'den çıkan gazı emme manifolduna gelmeden soğutma işlemi ile aşabiliriz. Ayrıca dizel kullanan İYM'lerde karışım oluşma süreci çok kısa olduğundan yakıtın oksijeni tamamen yakalaması amacıyla yanma odasındaki oksijen yoğunluğunu yükseltiriz. Lakin EGR varlığında oksijen yoğunluğu düşmesinden sebep yanma kalitesi de kötüleşir. Bu sebeple EGR sistemlerinde verim ve güç değerlerinde düşüşler olağan bir sonuçtur.

2.5. Yakıtların Egzoz Emisyonları Üzerine Etkisi ve Motorlarda Kullanımı

2.5.1. Benzin Yakıtı

Benzin ısı değeri yüksek olması, buji ateşlemeli motorlarda tercih edilmesini sağlayan özelliklerinden birisidir. Ancak oktan sayısının düşük olmasından sebep benzin, kullanıldığı motorlarda sıkıştırma oranı artışına engel olmaktadır. Benzinli motorların sıkıştırma oranlarının düşük olması neticesiyle dizel motorların verimine ulaşamazlar. Bunun yanı sıra benzinli motorlarda NO_x ve is emisyonları düşük seviyededir. Fakat CO emisyonları özellikle zengin karışimli çalışma ortamlarında standart değerlerin üzerine çıkmaktadır. Bu emisyonlara ek olarak yanma süreci sonu ürünleri HC bakımından oldukça fazladır. Benzinli İYM'ler dizel motorlarla karşılaştırıldığında atmosfere birim güç başına daha çok CO₂ gazı salmaktadırlar. Yakıtın bulunduğu sistemden buharlaşma vasıtasıyla ayrıca HC atmosfere salınmaktadır. Dizel ve benzin yakıtları güvenli yakıtlar olarak görülebilir. Ancak bu yakıtların transport işlemleri dikkatli bir şekilde gerçekleştirilmelidir. Bu yakıtların toprak veya su üzerine kazayla yayılmaları durumunda temizlenme işlemleri oldukça zor olmaktadır [9].

2.5.2. Dizel Yakıtı

Çoğunlukla ağır hizmet araçlarında tercih edilmesinin yanı sıra son zamanlarda düşük kapasiteli ticari ile binek taşıtlarda kullanılmaktadır. Dizel ile çalışan İYM'lerin benzin ile çalışanlara kıyasla fazla ağırlığa sahipliğinin meydana getirdiği hantallık, elde edilen güç miktarı ile minimize edilmektedir. Dizel İYM'ler yakıt sarfiyatı parametresi olarak çoğu yakıt türünden yüksek seviyelerdedir. Bu durumun sebebini dizel motorların sahip olduğu yüksek sıkıştırma oranı ile açıklayabiliriz. Bununla birlikte LPG ve CNG kıstas dışı bırakılırsa dizel yakıtının birim fiyatı diğer yakıtlarla karşılaştırıldığında çok daha ekonomiktir. Dizel motorların emisyon değerlerini incelediğimizde HC ve CO düşük seviyelerde kalmaktadır. Ancak NO_x bakımından emisyon değerleri oldukça yüksektir. Çünkü dizel motorları fakir karışımlar ile çalışmaktadır. Bu durum da NO_x oluşmasına sebebiyet veren oksijenin ortamda oldukça fazla bulunmasına neden olur. Sıcaklık değerleri olarak da ortam sıcaklığının 1700 °C üzerine çıkması durumunda NO_x oluşumu için koşullar sağlanmış olunur [9].

2.5.3. Sıvılaştırılmış Petrol Gazı (LPG)

LPG benzin ve dizele göre çok fazla dikkat çeken ve tercih edilen yakıt olmasına zıt olarak OECD ülkeleri içerisindeki taşıtlarda tercih edilme seviyesi %0,9 dolaylarında seyretmektedir. Buna ek olarak bazı ülkelerde popüler seviyelere gelmiştir. Mesela Hollanda'da binek araçlarda LPG takriben %12 civarında kullanılmaktadır. LPG rezerv ve üretim maliyeti bakımından benzin ve dizel araçlara göre daha ekonomiktir. Ayrıca LPG oktan sayısı bakımından yüksek olduğundan binek araçlarda cazip hale gelmiştir. Benzin ile kıyaslandığında sıkıştırma oranının 14 civarına çıkabilmesi bakımından daha üstündür. Bu sayede yakıt ekonomisi olarak önemli bir kıstası sağlamaktadır. Ancak mevcut düzendeki benzin motorlarının konstrüksiyonu aynı kalarak sadece yakıt donanımına ek ilavelerle yapılan değişiklikler neticesinde LPG kullanıldığı için, sıkıştırma oranının yüksek olmasının verdiği avantajdan faydalanılamamaktadır. LPG'li hafif taşıtlarda yakıt ekonomisi iyi olmasıyla birlikte, dizel motorlar kadar rağbet görmezler. LPG kullanımını cazip hale getiren diğer bir parametre de emisyon değerlerinin benzin ve dizele göre daha iyi mertebelerde olmasıdır. Düşük yakıt sarfiyatına sahip olup, içeriğinde diğer yakıtlara

göre düşük karbon içermesi sebebiyle CO₂ salınımı bakımından sorun göstermezler. Fakir karışım ortamında çalışmaya elverişli oldukları için NO_x emisyonları benzinli motorlara göre daha fazla olmasıyla birlikte dizele oranla çok daha düşüktür [9].

LPG emme süreci içerisinde gaz halde bulunmasıyla birlikte yakıt tankına orta basınç değerlerinde sıvı fazda aktarılırlar. Taşıt bünyesindeki LPG tankı, benzinlere göre aynı enerji değerini sağlaması amacıyla tank, kapasitesi hacim değeri bakımından 2, kütleli bakımından 1,5 katından daha geniş olmalıdır. LPG güvenli bir yakıt düşüncesinde görülebilir ancak yoğunluk değeri havadan daha fazladır ve kaçak oluşmasında yere yakın birikme gösterir. Ateşleme kaynağıyla temas ederse tehlike arz edebilir [10].

2.5.4. Biodizel Yakıtı

Biodizel, soya fasulyesi, kanola, palmye ve ayçiçeğinden oluşturulan, esterleştirmeye maruz kalmış birtakım yağın tanımıdır. Esterleştirmenin aracılığıyla bitkisel yağlar ile fosil olan dizel yakıtı molekül içeriğine örnek bitkisel içerikli biodizel yakıt pahalı olmayan bir yöntemle elde edilir. Buna karşılık maliyetin toplamı fosil içerikli dizel yakıttan pahalı hale gelmektedir. Biodizel yakıtı yapı olarak dizel yakıtlara benzediğinden sebep dizel motorlarda bir işleme gerek duymadan kullanılabilir. Fakat uygulamada çoğunlukla fosil esaslı dizel yakıtı ile belli miktarlarda karıştırılır. Bu sebeple enerji içeriğinde %8 civarında düşüş oluşmaktadır. Ancak az olmayan setan sayısı içerdiğinden ötürü kendiliğinden tutuşma yeteneği oldukça üstündür. Yakıt sarfiyatı bakımından dizel motorlardan fazla, benzin motorlarından ise daha az seviyededir. Dizel motorlarla benzer emisyon değerlerine sahip olup yüksek NO_x, düşük HC ve OC emisyonları oluşturmaktadır. Bunun yanı sıra CO₂ emisyonları bakımından oldukça düşük etkiye sahiptir. Çünkü biodizel fosil kaynaklı değildir ve yapısında karbon miktarı çok düşüktür. Depolama açısından kolaylık sağlar. Dizel motorlardan insan ve çevreye olan olumsuz etkiler bakımından daha avantajlı konumdadır. Bu duruma ek olarak biyolojik manada geri dönüşüme olanak tanır. Yakıt tankı içinde çökme gerçekleştiğinden yakıt purifiyer bakımı ile deponun temizlenmesinin sıklıkla halledilmesi önem teşkil etmektedir. Biodizelin aynı motor baz alındığında, dizel yakıtıyla aynı oranda enerji aktarması amacıyla yakıt deposu olarak hacmen %9, ağırlık oranı olarak da %15 geniş olmalıdır [9].

2.5.5. Hidrojen Yakıtı

Yakıtlar içerisinde alt ısı değeri miktarı en yüksek olan yakıt hidrojen olmakla birlikte oktan sayısı da yüksektir. Bu nedenle benzin ve diğer benzer yakıtlara göre termal verimi çok yüksektir. Hidrojen buji ateşlemeli motorlarda kullanılabilirdiği gibi elektrikli motorlarda da tercih edilebilir. Ancak klasik motorlara göre maliyetleri oldukça yüksektir. Bunun yanı sıra depolama konusu H₂ için kısıtlayıcı bir faktördür. Hidrojen saf şekilde saklanamaz. Çoğunlukla hidrata dönüştürülür ve bu şekilde depo edilir. Hidrat halindeyken hidrojen, kimyasal içeriğe sahip bağ ile metal içeriğe sahip malzemeye tutunur. Yakıt tankı hacmen uygun bir seviyede benzin depolarından yirmi kattan ağır seviyededir. Ek olarak hidrattan H₂'yi çekmek için ekstra enerjiye ihtiyaç duyulur. Sıvı H₂ depolama sistemleri kullanmaya engel yoktur. Bu tercihte de hidrojen yakıtı tankı benzin yakıtı tankından dört kattan daha çok kapasiteye ihtiyaç duymasıyla birlikte 1,5 kat daha ağır olmaktadır. Aynı şekilde hidrojenin de sıvı halde bulunması için -253 °C ortam sıcaklığı değerine ihtiyacı vardır. Depo tankları bu düşük sıcaklık koşullarında mükemmel yalıtıma sahip olup aynı zamanda 3 günlük yakıtı muhafaza edebilir özellikte olmalı ve tanktaki yakıt miktarı 3 gün sonunda bitirilmelidir. Aksi halde her gün için %1 buharlaşma eksikliği meydana gelecektir. Hidrojen, içeriğinde H muhafaza eden bütün maddelerden üretilebilir. H₂ oluşturmada birkaç metot tercih edilir. Sudan elektroliz ile H₂ üretimi ilk dikkat çeken edilen yöntemdir. İkinci yöntem ise gazifikasyon ile bileşiminde H₂ bulunduran maddelerden ayrıştırma yöntemidir. Ek olarak doğalgaz bir kimyasal süreç yardımıyla su ile birleştirilir ve sonucunda H₂ elde edilebilir. Hidrojenin denk geldiği diğer bir problem, emme manifoldu için tutuşma sorunu çıkarmasıdır. Bahsedilen sorunu hidrojeni enjektör vasıtasıyla silindir içine aktararak çözülebiliriz. Ancak bu işlem için yakıtı sıvı fazda bulundurma zorunluluğu mevcuttur [9], [10].

2.5.6. Doğalgaz

Taşıtlarda kullanılmak amacıyla ek işleme ihtiyaç duymayan tek yakıt doğalgazdır. Rafine etmeye gerek yoktur. Zira bu yakıt yer kabuğu içinde kendi doğasında tüketilebilir duruma geçmiştir. Birçok ülkede önemli miktarda doğalgaz ile çalışan araçlar mevcuttur. Bu duruma karşılık OECD içerisindeki ülkelerin yakıt

kullanım oranı %0,05 civarındadır. Doğalgaz, illerde ticari ve ısıtma ihtiyacı amacıyla kullanılıyor olduğundan yapılmış olan doğalgaz boru hatları, araçlar için kullanımın artması açısından avantaj sağlayacaktır. Doğalgaz, LPG misali yüksek oktana haizdir. Bu durum termal verimin benzinli motorlara göre %10 civarında fazla olmasını sağlamaktadır. Volümetrik verim bakımından az orana sahipliğinden sebep efektif verim değeri dizel motordan %15 düşük seviyededir. Yakıt sarfiyatı, yüksek ısıl değere sahip olduğundan LPG'den daha düşüktür. Emisyon bakımından HC dışında iyi seviyededir. HC salınım değerlerinin iyi olmamasının nedenini yakıt mekanizmasında meydana gelen kaçak oranının yüksek olması ile açıklayabiliriz. Doğalgaz emme ortamında gaz fazda olmakla birlikte daha düşük enerji içerir. Fakat sıvı fazda aktarılması kistasında LPG miktarından daha çok enerji sunmaktadır. Depo basınç koşulu olarak çoğunlukla CNG olarak 200-240 bar değerlerinde gerçekleşir. Bu sebeple mevcut tanklar benzinli yakıt tanklarına göre ağırlık oranınca beş; hacim oranınca dört kattan fazla büyük değerler içerir. Yakıt tankı emniyeti doğalgaz için fazla önemli bir konumdadır. Bazı durumlarda doğalgaz yüksek olmayan sıcaklık değerlerinde sıvı halde (LNG) muhafaza edilmektedir. Bu sebeple basınç miktarı olarak 2-6 bar civarında seyredip, basınç bakımından sorun teşkil etmemekte fakat sıvı fazda kalabilmesi amaçlı yeter koşul olan -161°C sıcaklık değerini karşılama ihtiyacından sebep yüksek yalıtıma sahip basınçlı kap gereği bulunmaktadır. Buna ek olarak mevcut tanklar en azından 1 haftalık süreyi kapsayan yakıt buharlaşması durumunu engelleyecek biçimde üretilmelidir. LNG tankları eşit oranda enerji sağlayabilmesi amacıyla dizel yakıt deposunun hacmen 2; ağırlık olarak da 1,5 katından büyük olması gerekmektedir [9], [10].

3. DİZEL MOTORLAR

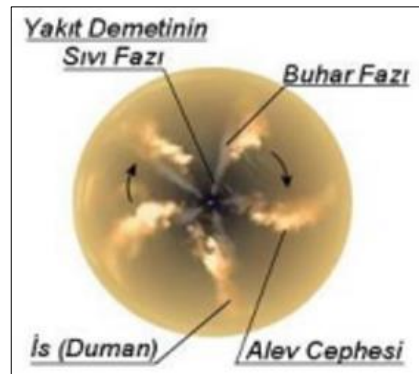
3.1. Dizel Motorlarda Yanma Çeşitleri

Dizel motorlarda yanma prosesinin verimli biçimde oluşması için, yanma odası geometrisi ve yanma şeklinin optimum koşullarda seçilmesi zaruridir. Bu amaçla birlikte emisyon standartlarına ulaşmak ve çevreye bırakılan zararlı gazların minimize edilmesi sağlanmalıdır. Bu bölümde dizel motorlar için çeşitli türde yanma odası ve geometrisi ile yanma türleri içeriklerinde bilgiler derlenmiştir.

3.1.1. “Açık” Tip Standart Yanma Odası ile Common-Rail Kullanılmasıyla Hacimsel Karışımın Oluşturulması

Common Rail sistemli direkt püskürtmeye sahip dizel İYM’ler, yirminci yüzyıl ortalarına doğru Hesselman aracılığıyla düşünülmüş olup “açık” tipe sahip yanma odası geometrisini yansıtmaktadır. Bu düşüncede yakıt, çok delikli enjektörler vasıtasıyla yanma odasına gönderilerek silindir cidarlarıyla buluşmadan havayla homojen olarak karışır (Hacimsel karışma usulü) [11].

Tokyo Teknik Üniversitesi bünyesinde daha önceden oluşturulmuş türlü deney sonuçlarına göre yakıt, fazla sayıdaki deliğe sahip enjektör ile püskürtülme işleminden sonra buharlaşarak sonrasında buhar demeti halinde pirolize (parçalanma) maruz kalır ve serbest kalmış olan karbon (C) tutuşmasıyla birlikte de yanma gerçekleşmiş olur. Şekil 3.1’de direkt püskürtmeye sahip bir dizel İYM’de yakıtın tutuşurken yakalanan fotoğrafı gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Direkt püskürtmeli dizel motorda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anındaki fotoğrafı.

Bu fotoğrafta yakıt, beş delikli enjektör vasıtasıyla püskürtülmüştür. Yakıt, enjektörden sıvı fazda püskürtülmesinin ardından fazla miktardaki silindir iç sıcaklığıyla beraber buharlaşır ve karbon pirolize uğrayarak yanmayı oluşturur. Yakıt demeti ucunda serbest olan C atomları is (duman) partiküllerini meydana getirir. Bu duruma ek olarak emme ile elde edilen hava önceden oluşturulmuş hava döngüsü sebebiyle yakıt ve havanın daha homojen bir şekilde karışması oluşturulmuş, yakıtın yanma oda çeperlerine çarpmasına mâni olunmuştur [11].

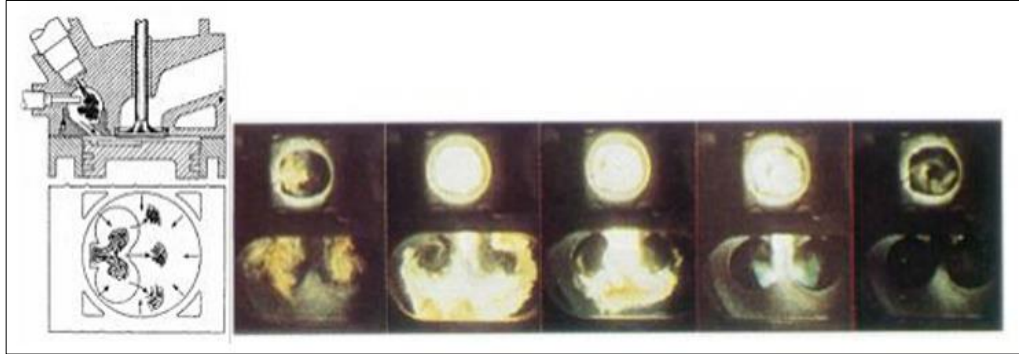
Püskürtme basınç değeri yükseldikçe, tutuşma gecikmesi süresinde çok fazla değişme gerçekleşmemesine rağmen, piroliz, yanma süreleri ve buharlaşma miktarı oldukça düşmektedir. Bu duruma karşı basınç gradyanı artar ve motor gürültüsü de fazlalaşır. Yakıtın direkt şekilde püskürtüldüğü dizel motorlar 5 ile 8 deliğe sahip ve delik çap değeri 0,1 ile 0,2 mm arasındaki enjektörler işleme konularak yakıt takriben 700-2200 bar değerlerinde yüksek basınçlı bir şekilde yanma oda mahalline iletilerek homojen halde hava ile yakıtın oluşturduğu karışım sağlanır. Bu kıstasları oluşturmak amacıyla yanma odasının geometrisi yüksek hacme sahip bir açıklıkla oluşturulması elzemdir. Buna ek olarak “açık” yanma odalı ve püskürtme sistemine sahip sistemde tutuşma gecikmesi süresinin kısa olmasının yanı sıra, yanma hız değerinin yüksek mertebelere çıkmasına engel olmak için yakıtın setan sayısı yüksek olmalıdır (>46). Bundan mütevellit mevzu bahis olan yanma oda geometrisi için setan miktarı az olan diğer petrol ile bitkisel özlü yakıtların motorda kullanılabilme ihtimali ancak motor üzerinde çok büyük modifikasyonlar ile mümkündür. Common Rail sistemi fazla değere sahip basınç değerinin ön, ana ve art mevkilerde püskürtmesi sayesinde esnek şekilde püskürtme sistemine imkân tanır [11].

Sistem gereksinimi olan fazla değerdeki basınç miktarı, harcırahı fazla olmakla birlikte yüksek teknolojik imal metotları bulunduran birçok prosesi kapsamaktadır. Bu sistem ayrıyeten yüksek değere sahip basınçlı püskürtme içerdiğinden sebep silindir cidarının iç sıcaklıkla basınç miktarlarını arttırmakta, NO_x emisyonuna sebebiyet vermekle birlikte motor ömrüne olumsuz etki etmektedir [7].

3.1.2. COMMET Tipli Ön Yanma Odalı Dizel

COMMET tip ön yanma odasına sahip dizel motorlar, II. Dünya Savaş'ı bittikten sonraki yıllarda Ricardo'nun geliştirilip, son zamanlara değin piyasada mevcut olmuş, ön yanma odasına haiz olmakla birlikte yanma odası pistonunda

mevcut olan sekiz benzeri geometriye sahip bir motor türüdür. Bu İYM'nin şematik olarak gösterimi ile yanma sürecindeki fotoğrafları Şekil 3.2'de yansıtılmıştır [11].



Şekil 3.2: COMMET tipli ön yanma odalı motorda yakıt-hava karışım oluşumu şeması ve yanma prosesinin fotoğrafları.

Önden yanmalı odaya sahip olan dizel İYM'lerin gücünü arttırabilme, dumanla gürültü emisyon miktarlarını da düşürebilme gibi olumlu özelliklerinin mevcudluğu açıkça belirtilir. COMMET tip ön yanma odasına sahip İYM'nin ilk basamağında yakıt püskürtüldüğü ön yanma odasından kızdırma bujisiyle yanmaya başlayarak yüksek hız miktarlarında silindir tarafına doğru yol alır. Piston içerisinde kendilerine zıt yörengede dönmesiyle döngü hareketi oluşturarak yanma işleminin ikinci adımı tamamlanmış olur [7].

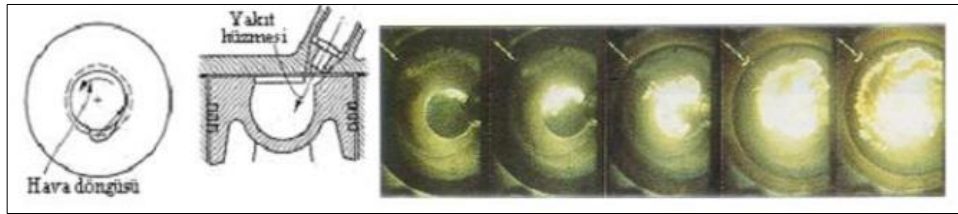
COMMET yanma odası türü dizel motorlar, yakıt ekonomisi açısından ön yanma odalı motorlar, direkt püskürtme ve açık tipli yanma odasına sahip dizel motorlarla kıyaslandığında ara değerlerde kalmaktadır. Efektif güç değeri açısından bakıldığında, yüksek miktarda duman oluşturmadan takriben % 10 ile % 13 aralığında haylice bir avantaja sahip olur. Ricardo bu avantajı, piston üzerindeki sekiz benzeri türde yanma odası içinde türbülansa sahip çift döngülerin oluştuğu ve silindir içindeki havanın yanma esnasında tamamen kullanılabilirdiği şeklinde ifade etmiştir [7].

3.1.3. MAN M-Proses Yanma Odalı Dizel

Man M-Proses, yakıtın düşük basınçta (<400 bar) püskürtülmesi, piston üzerindeki yarım küreyi anımsatan şekildeki yanma odası cidarlarına sıvanmasını ile bu kısımda ince şekilde yakıt tabakası oluşturmasını kapsamaktadır. Şekil 3.3 vasıtasıyla M-Proses şematik gösterimi ile yanma esnasındaki fotoğrafı gösterilmiştir.

Kullanılan yakıtın buharlaşma ısısı, direkt püskürtmeye sahip motorlardaki şekilde havanın yerine piston sıcaklığı vasıtasıyla elde edilir. Bu yöntemde, içerisindeki yakıtın %95'i hava ile karışmasından önce silindir duvarına sıvanarak, %5'lik kısım ise daha küçük miktarda tutuşma gecikmesi ile yanar ve yanma işleminin patlama şeklinde oluşmasına engel olunur [11].

Yanma odası hacminde meydana getirilen dairesel şekildeki hava döngüsü vasıtasıyla buharlaşmış olan yakıt ile hava homojen bir şekilde birbiri içerisinde karıştırılmaktadır. Bu sistem, common-rail sistemi ile çalışan yüksek yakıt hattı basıncın yeterli miktarını minimize ederek daha basit ve daha ekonomik bir püskürtme sistemi oluşturarak avantaj sağlamaktadır. Yakıtın buharlaşma ısını silindir içinde bulunan havadan temin etmesi ile yakıt demetinin yanma odası çeperlerine temasta bulunmaması gibi direkt püskürtmeli sistemin temel gerekliliklerini hiçe sayarak, motorun emisyon ve performans değerlerinin optimum hale getirilmesine olanak sağlamaktadır. M-Proses püskürtülmüş olan yakıtın yalnızca %5'lik tarafını kendince kolaylıkla tutuşturabildiği için düşük setan miktarındaki yakıtların kullanılmasına olanak sağladığından benzer yakıtların kullanılabilirliği özelliğini kazanmıştır [7].



Şekil 3.3: M.A.N.- M tipli dizel motorunda yakıt-hava karışımı yanmasının anlık fotoğrafları.

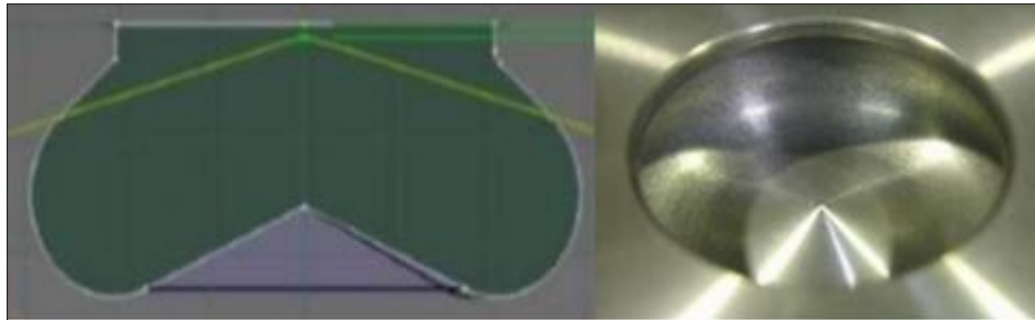
Yarım küre yapıdaki yanma odası geometrisi ve M-Proses direkt püskürtmeli “açık” yanma odalı dizel motorlarla kıyaslandığında, yakıt sarfiyatı açısından daha kötü durumdadır. Bunun nedenini de yakıtın tutuşmadan önce %95'lik kısmının buharlaşma işlemine tabii tutulması ve yanma hızı düşümü ile birlikte iş çevriminin termodinamik kayıplarının artması şeklinde açıklayabiliriz [7].

3.1.4. MR-1 Tipli Yanma Odası

Ricardo'nun ön türbülansa sahip olan yanma odalı dizel motorlarında ve MAN M-Proses dizel motorlarında düşük basınç değerinde yakıt püskürtme işlemiyle is ve

NO_x emisyonlarını minimize etmek gayet mümkündür. Fakat M-Proses, yakıt tüketimi açısından direkt püskürtmeli dizellerle kıyaslandığında kötü sonuçlar elde ettiğinden sebep yaygınlaşmamıştır. Bu duruma ek olarak, direkt püskürtmeli ve aynı zamanda devir sayısı $n < 3000$ dev/dak olan dizel motorlar için emisyon standartlarına ulaşabilmek amacıyla yakıt sarfiyatına göz yumulmuştur. Bu sebeple hem direkt püskürtmeli hem de MAN-M Prosesi ile çalışan dizel motorların ortak iyi yönleri birleştirilerek farklı bir yakıt-hava karışımı oluşumu ve yanma yönteminin geliştirilebileceği ön görülmüştür [12].

Azerbaycan Teknik Üniversitesi'nde, eski Sovyetler Birliğinin çeşitli bilimsel araştırmalar ve sanayi merkezleri ile işbirliği kapsamında, 40 yıldan fazla sürmüş olan çalışmaları ve son yıllarda Türkiye'de yapmış olduğu çalışmaların birikimiyle birlikte Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV'in liderliğinde içten yanmalı motorların performans ve yakıt ekonomisini iyileştirmek, egzoz gazı emisyonlarını minimize etmek ve çok yakıt özellikli 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 birleştirilmesi neticesiyle MR-1 yanma odası oluşturulmuştur. 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 3.4'te gösterilmiştir. TÛMOSAN dizel motorları pistonlarının yapısına ve enjektörün silindir kafasındaki konumuna bağlı olarak tasarlanmış yeni yanma odasının (MR-1 olarak tanımlanmıştır) 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 [13].



Şekil 3.4: TÛMOSAN dizel motorlarının optimum yanma kanununu gerçekleştirebilen MR-1 yanma odası modeli.

Emme süreci içerisinde, standart İYM'lerdeki gibi helis yapısındaki emme kanalı vasıtasıyla silindire aktarılmış taze hava, sıkıştırma sürecinde de hız değerini belli bir düzeyde muhafaza ederek türbülanslı bir döngü hareketi meydana getirir. Sıkıştırma sürecinin sonlarına yakın noktalarda belirli bir avans açısı ile 3-5 delik aralığında delik sayısına sahip enjektör vasıtası ile 800 bar üzerindeki yüksek sayılabilecek basınç miktarı yerine, azami 5 delik sayısına sahip enjektör ve 500 bar civarından daha düşük püskürtme basıncıyla yakıt yanma odası duvarlarına püskürtülür. Şekil 3.4'te, püskürtülen yanma odası duvarları belirgin olarak gösterilmiştir. Yakıtın püskürtülmesi ile birlikte düzgün bir şekilde silindir duvarlarında sıvanabilmesi maksadıyla duvarların yüzey alanı artırılır ve aynı şekilde yakıtın çabuk buharlaşabilmesi amacıyla da yanma odası oyuğunun koni açısı ve yakıt demetinin yanma odasına gönderilme açısı belli değerlerde tutulur. Ayrıyeten, göreceli olarak düşük basınç değerine sahip püskürtülen yakıtın emniyetli bir şekilde duvarın yüzey alanına sıvanarak hızlı buharlaşmasını sağlamak amacıyla da pistonun sıkıştırma esnasında oyuğun içine sıkıştırılan havanın düşey yönündeki arzu edilen basma hızı, oyuğun sahip olduğu en küçük çap değerinin silindir çapına oranını optimum sınırlar muhafaza ederek oluşturulur. Püskürtülen yakıtın duvardaki sıvanma alanı miktarını mümkün olduğunca yükseltmek için yanma odası oyuğunun simetri eksenine üzerine konulmuş enjektör deliklerinin yönlendirilme açısı, piston ÜÖN'da olduğu an püskürtülen yakıt demetinin üst dış kenarı ile pistonun yüzey alanı yaklaşık olarak aynı hat üzerinde olması kıstasına göre tayin edilmiştir [13].

Bu durumda düşük sıcaklık (300-350 °C) ortamında hızla buharlaştırılan yakıt piroliz işlemine maruz kalmadan, is (C) partikülleri meydana gelmesine yüksek mertebede engellenmiş olur. Buhar halindeki yakıtı yanma odası hacmindeki en sıcak bölgesine-merkezine doğru yönlendirmek ve buradaki hava ile homojen bir şekilde karışıp çabuk tutuşarak yakılmasını sağlamak amacıyla oyuğun dibinde tepe noktası kesik koninin eksenine üzerinde yer alan, koni açısı belli aralıkta tutulan bir koni çıkıntısı yerleştirilir. Oyuuk duvarı ile dibi birbirleri arasında motor sıkıştırma oranına ve hesaplanan uygun yanma odası hacmine göre tayin edilen bir yarıçapla birleştirilir. Bu sebeple yanma prosesinin büyük bir bölümü yanma odası oyuğu merkezinde oluşarak alev cephesinin, standart yanma odalarından farklı olarak, soğuk cidarların yakınında sönme durumuna mâni olunur. Böylece, direkt püskürtmeli dizelerde 7-8 adet çok delikli enjektör ile 800 bar değerinden yüksek püskürtme basınçları yerine, en çok 5 delikli enjektör ve 500 bar değerinden düşük püskürtme basıncı kullanılarak tam

yanma işlemi oluşur, eksik yanma ürünleri olan C is partikül maddesi, CO ve HC miktarı da yüksek miktarda düşürülür. Ayrıca, çevrim başına püskürtülen takriben %90 oranındaki yakıtın büyük bir kısmı yanma odası duvarının aracılığıyla buharlaşır hava ile karıştırıldıktan sonra yakılması sebebiyle, yanma sırasındaki basınç artış hızı (aniden patlama ile yanma) bir ölçüde frenlenir. Böylece hem motorun NO_x emisyonları ile gürültü şiddeti bakımından sınır değerlerini aşması engellenir hem de motora çok yakıtlılık yeteneği kazandırılması sağlanır. Böylelikle, ortaya atılan bu yanma odası modeliyle dizel motorun farklı yakıtlar kullanıldığında performans ve ekonomi değerlerinin yükseltilmesi, motor maliyetinin ve servis ihtiyacının azaltılması, emisyon değerlerinin çevre lehine iyileştirilmesi sağlanmış olur [13].

Daha önceden Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV'in liderliğinde TŪMOSAN motorlarının güç değerlerinin %30-%35 civarında iyileştirilmesi amacıyla turbo basınç oranını ve çevrim başına püskürtülen yakıt miktarını artırma yoluna gidilmiştir. Fakat MR-1 yanma odasındaki konik duvarları yakıt püskürtme için gereken yeterli sıvama alanına sahip olmadığından, MR-1/V2 adı farklı bir yanma odası geliştirilmiştir.

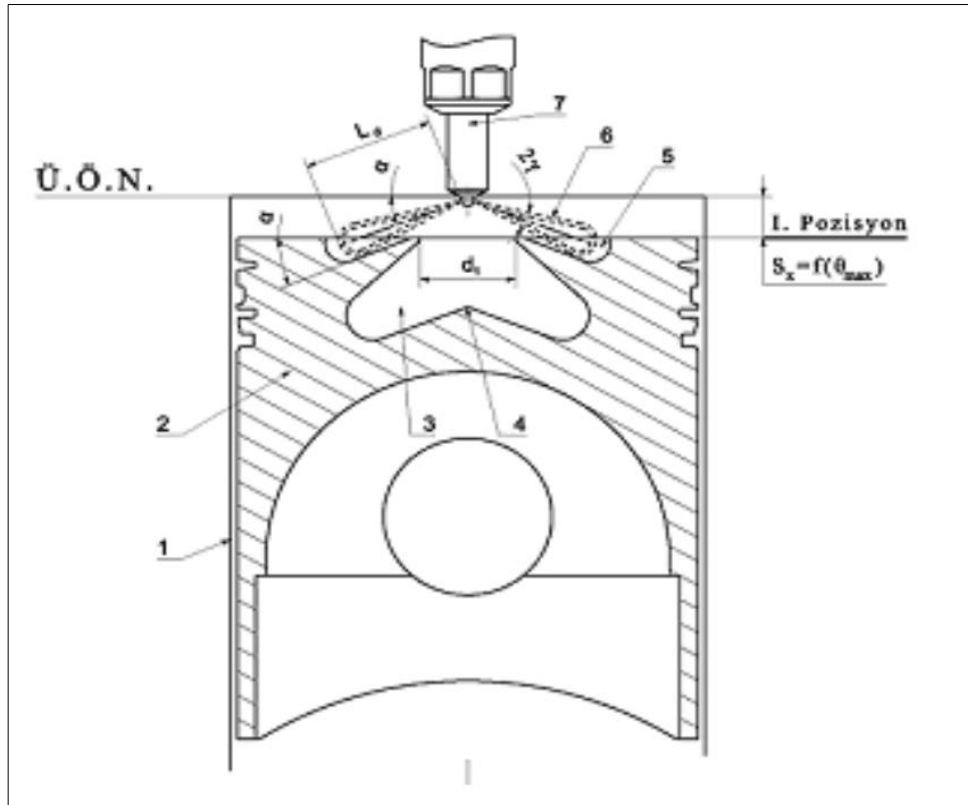
MR-1/V2 yanma odasına sahip motor Türkiye ve AB'den patentler (No: TPE.2009/07442 Y, 17.01.2011, No: PCT/TR2010/000117) temin edilerek korumaya alınmıştır. Bu yeni yanma odası versiyonunun kullanımı vasıtasıyla motorların performans değeri artacağı, emisyon ve gürültü değerlerinin minimize edileceği ile birlikte mevcut blok, krank-biyel mekanizması, soğutma ve yağlama sistemlerinde yapısal herhangi bir değişiklik yapılmadan motorun gerekli özellikleri karşılayabileceği de öngörülmüştür.

3.1.4.1. MR-1/V2 yanma odasının özellikleri

Deneysel yapılmış olan çalışmalarda MR-1 yanma odası soğuk kış mevsimlerinde, bilhassa hava sıcaklığı -5 °C altına düştüğünde motor marş süresi uzamış ilk çalıştırılma işleminin oldukça zor olduğu tespit edilmiştir. Çalışmaya başlamasından sonra ise bir müddet (motor sıcaklığı değenin normal değerlere ulaşınca kadar) motor egzozdan “beyaz duman” şeklinde atılarak (yanmamış yakıtla veya hidrokarbon bileşimleri HC ile zengin hem çevreyi kirlettiği hem de yakıt tüketimini artırdığı belirlenmiştir. Beyaz dumanın nedeni olarak egzoz dumanının yanmamış yakıt veya HC bakımından zengin bir karışım olduğu şeklinde

açıklayabiliriz. Beyaz duman çıkmasının sebebi, soğuk halde sıvanmış olan yanma odası duvarlarının yakıtın buharlaşabilmesi için sıcaklık ve zamanın yeterli olmamasıdır. Mevcut koşullardaki olumsuzluğu düzeltmek ve püskürtülen yakıtın yanma odası duvarlarına sıvanma alanı miktarını artırmak amacıyla MR-1/V2 adlandırılan yanma odası geliştirilmiştir [7].

Şekil 3.5’de piston üzerinde tasarlanan MR-1/V2 yanma odasının şematik resmi gösterilmiştir [7].



Şekil 3.5: MR-1/V2 tip yanma odasına sahip pistonun kesiti.

1-Silindir bloğu, 2-Piston, 3-Ana yanma hacmi, 4-Konik uç bölümü, 5-Ön yanma hacmi, 6-Püskürtülen yakıt demeti, 7-Enjektör olarak poz numaraları verilmiştir.

Piston üzerine konulmuş yanma odası, simetri eksenini aynı olan ana ve ön olmak kaydıyla, iki tane dönel simetrik hacimlerden meydana gelir. Ön yanma odası dip kısmının yatay eksene göre açılma lokasyonu enjektör deliklerinin yönlendirilme açısı (α) ile aynı civarda olmakla birlikte, dış sınır çapı (d_2) ise tam yük değerindeyken çevrim başına püskürtülen yakıtın yaklaşık %25’ni oluşturan yakıt demetinin boyuna (L_d) bağlı olarak $d_2 \geq 2L_d$ şartıyla boyutlandırılır. Motorun marş, boşa ve düşük yük

koşullarında yakıtın yanma odasına püskürtülme avansı, standart dizel motorlarda olduğu gibi, maksimum değerlere ($\alpha_{\max} \approx 20-250$ KMA) göre ayarlanır. Bu ayarda, Şekil 3.5'deki gibi, pistonun ÜÖN'ye göre aldığı I. Pozisyonunda – $S_x = f(\alpha_{\max})$ belli bir yönlendirme açısı (α) altında püskürtülen yakıt demeti tamamen ön yanma odası hacminde yer bularak hacimsel karıştırma yöntemiyle yakıt-hava karışımı oluşturulur ve sıcaklığı $650-800^{\circ}\text{C}$ civarında değişen hava ortamında, soğuk kış mevsimlerinde bile, çabuk tutuşarak egzozdan beyaz duman çıkarmadan yanar. Bu çalışma koşullarında püskürtülen yakıt demetinin ana yanma odasına geçmesine mâni olmak için, giriş ağzının çapı piston çapının (D) %20-%25'i değerlerinde olmalıdır [$d_1 \sim (0,20-0,25)D$]. Ön yanma odası motorun %0-%20 yük çalışmasında görevde olduğundan, hacmi tüm yanma odası hacminin %15-%20 bölümünü oluşturmalıdır. Ayrıca, $d_2 \geq 2L_d$ boyutlandırması şartı, hacimsel yöntemle karışım oluşumunu gerçekleştirme amacıyla da paraleldir [7].

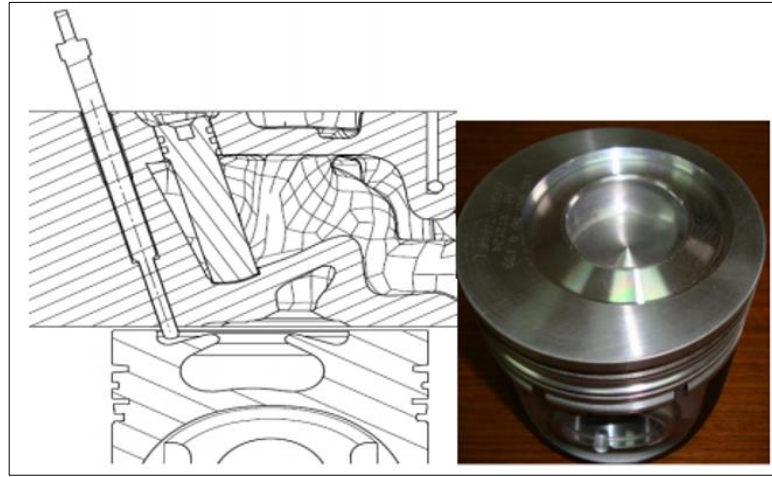


Şekil 3.6: MR-1/V2 yanma odasına püskürtülen yakıt demetinin üst ve alt duvarlara sıvanmasının şematik gösterimi.

Motor yüksek değerlerde yük rejimlerinde çalıştığında yakıt püskürtme avansı düşer ve piston ÜÖN'ye yaklaşır. Bu durumda, Şekil 3.6'daki gibi, yakıt demetinin bir kısmı ön yanma odası tabanına, diğer kısmı da ana yanma odası duvarına sıvanır ve tabakalı yöntem ile yakıt-hava karışımı meydana gelmiş olur. Böylece MR-1/V2 yanma odası, MR-1 yanma odasından farklı olarak, motorda %20'den fazla olan yüklü çalışma değerlerinde püskürtülen yakıtın yanma odasının üst ve alt duvarlarına sıvanması vasıtasıyla sıvanan alanın miktarı 2 kat artmış olur. Neticede duvara sıvanan yakıt demeti daha ince kalınlıkla film oluşturur ve püskürtülmekte olan yakıtın çok daha çabuk buharlaşmasına imkân verdiği için sebep motor, normal çalışma sıcaklığı koşullarına geldiğinden beyaz duman oluşturmaz. Ayrıca motor, verimlilik ve güç değerleri bakımından artış sağlayarak, egzoz gazı emisyonları ve gürültü değeri açısından düşüş göstererek daha avantajlı iş rejimi sergileyebilir [7].

Geçmişte yapılan MR-1/V2 yanma odası kullanımı sayesinde, 4 Silindirli 95 BG motorun egzoz gaz emisyonları Stage IIIA standart seviyesine, gürültü emisyonu ise klasik yanma odalı motorla kıyaslandığında 3-5 dB(A) seviyesine düşürmek mümkün

olmuştur. Ancak motorun marş kolaylığını temin etmek amacıyla sıkıştırma oranını 18'e kadar artırmak, motorun bir sonraki performans artışında yanma basıncı değerini yüksek değerlere ulaştıracağı için motorun dayanıklılık değerinin kötüleşeceği öngörülmüştür. Bu sebeple sıkıştırma oranı değeri $\epsilon=16$ ve 16,5 olan yeni MR-1/V2 yanma odası geometrileri tasarlanmış olup KONEKX firmasında üretilmiştir. Sıkıştırma oranı değeri azaltılmış olan, MR-1/V2 tip yanma odası ile çalışan motorların marş kolaylığını sağlamak amacıyla ısıtma bujisi kullanımını zorunlu olarak görülmüştür. Şekil 3.7'de silindir başına 2 supap miktarına sahip, piston çapı 104 mm olan dizel motorları için tasarlanan MR-1/V2 yanma odalı pistonun fotoğrafı ve marşı kolaylaştırmak için silindir kafasına bağlanan ısıtma bujisinin konum resmi gösterilmiştir [7].



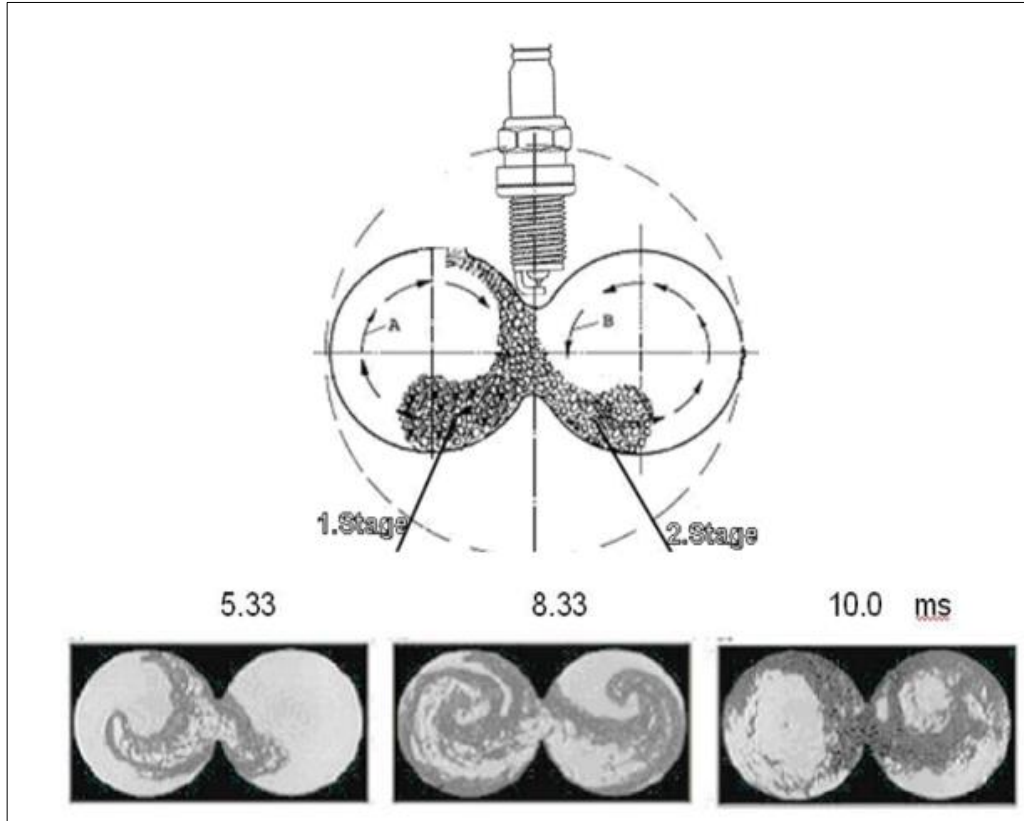
Şekil 3.7: Isıtma bujisinin silindir kafasında konumu ve MR-1/V2 Yanma odalı pistonun fotoğrafı.

3.1.5. MR-2 Tipli Yanma Odası ve MR-Proses Yanma Mekanizması

MR-2 tipli yanma odası kademeli türde yanmayı içermektedir. Geçmiş yıllarda İTÜ ve TŪMOSAN iş birliği kapsamında TŪBİTAK destekli projeler yürütölmüş ve "MR-Proses" iki aşamada yanma mekanizması kullanılarak traktör dizel motorlarının LPG ve CNG yakıtlarına dönüştürölme amacıyla kademeli dolgu prensibi alanında önemli başarılarla imza atılmıştır [15].

Dizelden LPG için geliştirilen bu sistemde, piston (MR-2) üzerinde Şekil 3.8'de göröldüğü gibi iki farklı oyuk mevcuttur. Bu oyukların birinde fakir diğesinde ise

zengin bir karışım bulunarak birbirine ters yönde dönmektedir. Buji, zengin karışımın bulunduğu tarafta tutularak ateşlemesi ile yanma prosesi başlatılmaktadır [15].



Şekil 3.8: Buji ateşlemeli çift döngülü MR-2 yanma odasının şeması ve fiziksel modelde yanma sürecinin anlık fotoğrafları.

MR-2 yanma odasının avantajlarından birisi de sıkıştırma oranını vuruntu oluşturmadan optimum değerlere kadar ($\epsilon = 13-15$) imkân vermesidir. Odanın zengin karışım bölgesinde ($\lambda = 0,6-0,9$) yakıtın yakılması sebebiyle oluşan eksik yanma ürünleri (CO ve H_2) odanın ikinci bölgesindeki hızla dönen türbülanslı ortamda yanabilmesi sebebiyle vuruntu olayı önlenmektedir. Yanma odasının diğer bir avantajı olarak, alışılmış yanma odalarındaki soğuk cidarlardan kaynaklı oluşan alev cephesinin sönmesini önleyebilmesini de söyleyebiliriz. Yanma prosesinin birbirinin tersine dönen türbülanslı ortamda gerçekleşmesinden sebep alev cephesi yanma odasının sağ ve sol cidarlarından yanmamış karışımı sıyırıp odanın en sıcak bölgesi olan merkezine sürükler ve oksitleşme reaksiyonları alev sönmesi olmadan devam edebilir. Böylece, bu yanma odası bir yandan motorun tüm yük rejimlerinde fakir karışımla en yüksek derecede kademeleştirilmiş yakıt-hava karışımının kullanılabilmesi, yüksek sıkıştırma oranının seçilebilmesi ve alev cephesinin sönme

durumuna mâni olunması gibi temel şartların sağlanması, yüksek verimli ve düşük emisyonu sahip buji ateşlemeli motor elde etmenin mümkün olduğunu bize ispat etmektedir. MR-Proses yanma mekanizmasını gerçekleştiren MR-2 yanma odası sıkıştırma oranı $\epsilon=11,4$ olan tek silindirli özel bir deney motorunda testlere sokularak, oktan sayısı düşük olan benzinler (<80) kullanıldığında bile vuruntu olayı gözlenmemiş, hava fazlalık katsayısının ise fakir olduğu $\lambda=1,2-2,0$ değerlerinde verimli yanma sürecinin oluştuğu tespit edilmiştir [16].

Ayrıca, yine Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV'in liderliğinde çalışılmış olan, dizel çevrimli, kendinden tutuşmalı yakıtları kapsayan MR-Proses yanma mekanizması ile ilgili yanma odası ve modellemesi Şekil 3.9'da gösterilmiştir [17]. Bu yanma mekanizması dizel yakıtların yanı sıra doğalgaz yakıtları için de oldukça elverişli durumdadır.



Şekil 3.9: Kendinden tutuşmalı çift döngülü MR-2 yanma odasının şeması ve fiziksel modelde yanma sürecinin anlık fotoğrafları.

3.2. Dizel Motorlarda Aşırı Doldurma

İYM'lerdeki mevcut olan motor gücünün ifadesi, takriben olarak silindir hacimlerinde yaktıkları yakıt ve bu yakıtın yanmasına olanak sağlayan hava ile doğru orantılıdır. Aynı hacme sahip bir motorun daha yüksek değerlerde güç elde etmesi için silindir hacmi içerisine daha fazla hava miktarı temin etmesi gerekir. Bu durum da harici bir hava sağlayıcı ile gerçekleşir. Normal emişli bir motor baz alındığında, silindir hacmine bir çevrim içerisinde kompresör yardımıyla hava alarak mevcut hava miktarını artırdığı motora aşırı doldurmalı motor, yapılan bu işleme de aşırı doldurma denilmektedir [14].

Belirli bir strok sınırları içerisinde aynı motor gücü çıktısını elde etmek ya da mevcut olan motorun hacmini ve ağırlığında değişiklik yapabilme imkânı, aşırı doldurmanın temel avantajı ve mantığını oluşturur.

Çalışma şartları parametresi baz alındığında, belirli yük miktarı ve özellikle maksimum güç kapasitesinin yarısı kadar olan değerlerde, aşırı doldurmaya sahip bir dizel motorun özgül yakıt tüketimi değeri çok daha düşük değerlere tekabül edecektir.

Aşırı doldurma, sıkıştırma süreci başlangıcı basınç değerini yükselttiği durumlarda, sıkıştırma süreci sonu basınç ve sıcaklık değerlerini de yüksek değerlere taşır. Bu durumda aşırı doldurma kullanılan bir dizel motorun tutuşma gecikmesi süresi kısalır. Böylelikle kullanılan motor daha iyi koşullarda çalışır. Çünkü tutuşma gecikmesinin düşmesi, daha kaliteli bir yanma eldesine sebebiyet verirken motorda daha düşük kaliteli (setanlı) yakıtlar kullanılmasına olanak sağlayarak daha az titreşim değerlerinde çalışır.

3.2.1. Turbo Şarj Sisteminin Amacı

Mekanik kompresörün tersine motordan güç almadan doldurma yapılmasını kapsayan bu sistemin bir diğer adı da egzoz türbinli doldurucudur. Çalışma prensibi kompleks yapıda değildir. Egzozdan dışarıya atık olarak bırakılan egzoz gazını alır ve enerjisiyle direkt olarak türbin çarkı tahrik edilir. Türbin kısmında mevcut aynı mile bağlı olan, lakin ayırık haldeki gövde içerisinde bulunan bir kompresör aynı hız değerinde döndürülür. Bu pompa taze havayı emer ve sıkıştırarak 1 atmosfer veya üzerindeki basınç değerinde silindirlere gönderilir [14].

Silindirlere egzoz manifoldu vasıtasıyla atılan egzoz gazlarının genişleme süreci sonundaki enerjileri bir gaz türbini aracılığıyla mekanik işe dönüştürülür. Gaz türbininin mekanik enerjisi, mile bağlı bir kompresörü tahrik ederek, aşırı doldurma havasının sıkıştırılması sağlanır. Böylece optimal bir dolgu elde edilir. Türbin ve kompresör birimleriyle sağlanan aşırı doldurma, turbo şarj olarak tamamlanır [14].

3.2.2. Turbo Şarjın Çalışma Prensibi

Turbo şarjın çalışması, egzoz manifoldundan çıkan yanmış egzoz gazlarının enerjilerine bağımlı olarak değişir. Egzoz gazları silindirden çıkararak, egzoz manifoldu tarafındaki türbin kısmına girerler. Sıcak gazlar, çevresel ve aynı zamanda merkeze doğru daralma gösteren bir kanaldan geçerek genişlemeye çalışır ve ayrıca kesit daralması etkisinden dolayı bu kanalda hız kazanırlar. Ardından gaz, türbin çarkının dış ucu tarafından türbin odası merkezine geçerek kanatçıklara çarpmak suretiyle

türbini yüksek bir hızla döndürerek türbin ortasından egzoz borusuna doğru yol alırlar. Türbin ve kompresör çarkı aynı mil ile bağlantılı olduklarından sebep aynı hız değerlerinde dönüş sağlarlar [14].

Kompresörde hava filtresi tarafından emmiş olduğu temiz havayı merkezden alarak çark kanatlarıyla yüksek hız miktarlarında çevreye savurur. Kompresör çarkı 100,000 d/d'ya erişebilen bir hızla dönerek, havaya santrifüj kuvvetler vasıtasıyla ağırlık kazandırır ve merkezden çevresel kanat tarafına doğru ittirir. Dış basınç değerine göre takriben iki katından fazla basınç değerine erişir ve buradan da besleme borusu ile emme manifolduna yol alır ve ardından emme sübabının açılmasıyla silindire dolar [14].

Santrifüj kompresör çarkının temel tipi olarak, eksen yönünde kıvrılmış kanatları bulunan levha biçimli bir mil örnek verilebilir. Kanatlar döndükçe merkezden hava toplayarak merkezkaç hareketi ile birlikte havayı dış kenarındaki sarmal kıvrımlardan oluşan bir difüzöre doğru ilerletirler. Bu difüzör havayı yavaşlatarak kinetik enerjiyi basınca dönüştürür [14].

3.2.3. Turbo Şarjın Yapısı

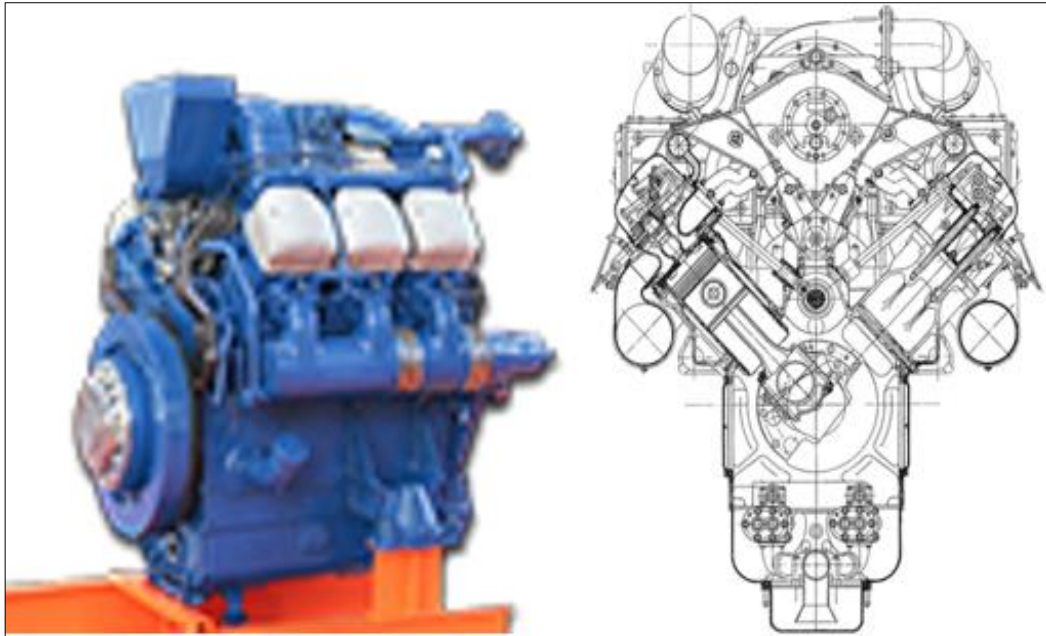
Türbin, radyal veya eksenel tipte olabilir. Radyal tipin yanında eksenel tip türbin oldukça sık kullanılmaktadır. Eksenel tip için, çap küçüldükçe kanatlarla gövde arasındaki boşluk toplam kanat alanına göre göreceli olarak büyür ve kaçaklar arttığı için verim değerini de düşürür. Bu bakımdan 150 mm'den daha küçük çaplarda eksenel tip kullanılmaz. Büyük çap değerlerinde ise, radyal türbin seçilmek zorunda kaldığında imalat ve mukavemet problemleri ortaya çıkmaktadır. Bu sonuç ışığında radyal tip, 300 mm'den daha büyük çaplarda tercih edilmektedir. Radyal türbinler karışık kanat formlarına sahip olduklarından sebep daha çok döküm yoluyla imal edilmektedirler. Bu yüzden çap değeri büyüdükçe iyi bir döküm ile radyal türbin elde etmek zorlaşmaktadır. Ayrıca tüm gövde ısıya maruz kaldığından, çap büyümesi etkisi ısıl gerilmeleri de arttırmaktadır [14].

4. TLM6V185 MODEL DİZEL MOTORUN TERMODİNAMİK İNCELENMESİ VE YENİ TAVSİYE MOTOR ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ

TÜLOMSAŞ TLM6V185 model dizel motoru, oluşturduğu is partikülleri ve yüksek yakıt sarfiyatı bakımından mevcut hali ile çalıştırılmada elverişsiz durumdadır. Bu bölümde, motorun mevcut genel teknik özelliklerinden yola çıkarak teorik olarak termodinamik hesapları yapılacak, olumsuz değerler gösterilecek ve ardından motorda yapısal değişiklik yapılmadan sadece yanma odası değişimi ve yeni turbo şarj seçimi ile birlikte yeni tavsiye motorun emisyon, yakıt sarfiyatı, verimlilik ve güç değişimleri teorik olarak ifade edilecektir.

4.1. İncelenecek Dizel Motorun Genel Özellikleri

TÜLOMSAŞ TLM6V185 model dizel motorunun fotoğrafı ve enine kesiti Şekil 4.1’de verilmiştir. Ek olarak Tablo 4.1’de, motorun genel özellikleri kataloglarda yazan değerlerden alınarak belirtilmiştir. Ayrıca tabloda yazılı olan güç değeri, bu tez çalışması kapsamında teorik olarak termodinamik hesaplamalar çıktısında belirtilecektir.



Şekil 4.1: TÜLOMSAŞ dizel motorunun fotoğrafı ve enine kesit resmi.

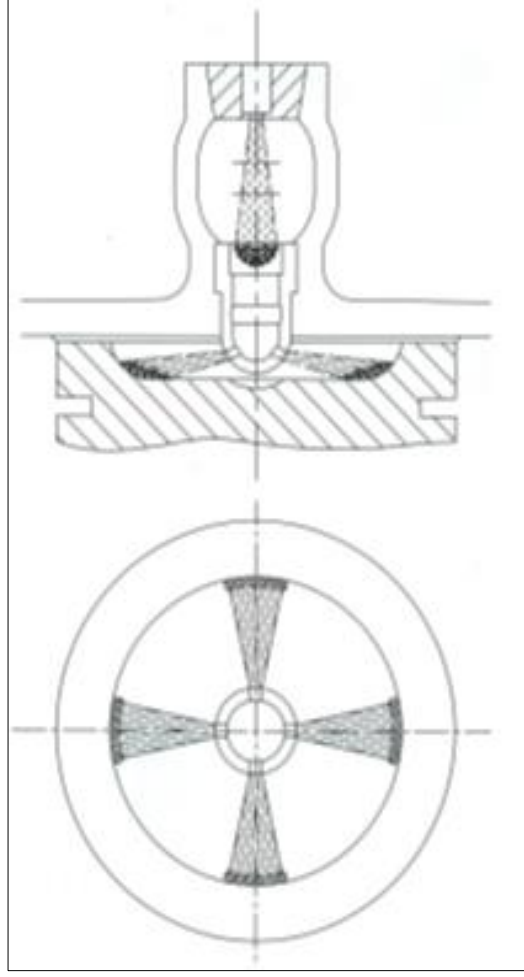
Mevcut motor V silindir yapısında, 4 zamanlı, Mekanik/Elektronik Governor/Actuator uygulama seçenekleri ile 6 silindirli model olarak TÜLOMSAŞ tesislerinde üretilmektedir. 1500 rpm de 660 kW (900 HP) güç üreten 6 silindirli endüstriyel Dizel motorlar; demiryolu araçlarında, denizcilik uygulamalarında; enerji üretim tesislerinde kullanım için gerekli olan güç ve performans ihtiyaçlarını sorunsuz olarak sağlarlar.

Motorun performans, verim ve egzoz gaz ile gürültü emisyonlarını belirleyen yanma mekanizması 20. Yüzyılın 40-50'li yıllarında geliştirilmiş olan Ön Yanma Oda metoduyla gerçekleştirilmektedir. Bu motorda yakıt enjektörü pozisyon olarak silindir başlığının merkezinde ve silindir başlığına dik konumda yer almaktadır. Enjektör kapalı, tek delikli Pintle tipinde olup, yakıtı %100 olarak ön yanma odasına püskürtmektedir. Sıkıştırma sürecinde emme zamanı silindire doldurulan hava 200 – 300 m/san hızla Ön Yanma Odasına girerek buradaki atomize edilen yakıt demetinin bir kısmı ile karışarak tutuşturur. Bu süreçte ön yanma odasında basınç miktarı artarak alev huzmesi ile birlikte yanmış ürünler ve yanmamış yakıt pistonun üzerindeki açık tipli ana yanma odasına püskürtülmekte ve yanma süreci ikinci aşama olarak burada devam etmektedir.

Tablo 4.1: TLM6V185 model dizel motorunun genel teknik özellikleri.

Parametreler	PA4-185/2400PS
Silindir Sayısı [Adet]	6
Efektif Güç, [BG]	900
Devir Sayısı, [d/dak]	1500
Sıkıştırma Oranı	13,5:1
Emisyon Standardı \approx	Faz 1 (Stage I.)
Tek Silindir Hacmi, [Lt]	5,65
Piston Stroku, [mm]	185
Piston Çapı, [mm]	210
Silindirlerin şekli	V 90°
Yanma Mekanizması	Ön Yanma Oda yöntemi

TÜLOMSAŞ TLM6V185 model dizel motorunun mevcut yanma odası Şekil 4.2'de gösterilmiştir.



Şekil 4.2: TULOMSAŞ dizel motorunun mevcut ön yanma odası.

Ön yanma odasında sıkıştırılan havanın 200 – 300 m/san maksimum giriş hızı değeri pistonun yaklaşık Ü.Ö.N.'ye 15-20° KMA açısında oluşmaktadır. Piston Ü.Ö.N.'ye gelir gelmez hava hızı sıfıra kadar inmektedir. Görüldüğü gibi, yakıt en çok 15-20° avans açısıyla püskürtmekte, püskürtme süresi ise tam yükte en az 20-30° KMA civarında olmaktadır. Bu durumda püskürtülen yakıt demetinin 20° 'den sonra püskürtülen büyük bir kısmı, hızı düşmekte olan hava direnci ile karşılaşmadığı için atomize olmadan Ön YO'nun alt kısmında – çıkış ağzında birikmektedir. 120-150 bar basınç değerinde püskürtülen yakıt demetinin büyük bir kısmı buharlaşamaz ve oda cidarlarında birikme gerçekleştirir. Sıkıştırma sürecinin sonunda hava sıcaklığı $T_c \geq 800 - 900$ K civarındaki değerlere yükselmekte, yanma odasında biriken sıvı yakıt piroliz (parçalanma: $C_xH_y - C_x + H_y$) prosesine maruz kalmakta ve fazla miktarda is oluşumuna sebebiyet vermektedir. Yalnız başına bu derece yüksek sıcaklık ortamında atomize olan yakıt bile, tutuşma gerçekleşmeden önce bir kısmı piroliz prosesi sebebiyle yerini is partiküllerine bırakmaktadır [12], [13].

4.2. Yanmaya Girecek Yakıt ile İlgili Genel Parametreler

4.2.1. Dizel Motorun Isı Analizi ve Isı Dengesi Değerleri

Dizel yakıtının içerdiği elementel bileşim oranı aşağıda gösterilmiştir [18].

$$C = 0,870, H = 0,126, O = 0,004$$

Bu bileşime göre, dizel yakıtın alt ısıl değeri denklem 4.1 ile hesaplanır [18].

$$H_u = 39,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) \quad (4.1)$$

$$H_u = 39,91 \times 0,87 + 125,60 \times 0,126 - 10,89 \times 0,004 - 2,51 \times 9 \times 0,126$$

$$H_u = 42440 \text{ kJ/kg}$$

Dizel yakıt için bu değer sabit olmakla birlikte, yakıtın 1 kg'daki toplam enerji ederini göstermektedir.

Teorik olarak 1 kg yakıtın yanması için gerekli olan hava miktarı denklem 4.2 ve 4.3'deki denklemler vasıtasıyla bulunur [18].

$$L_o = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) \quad (4.2)$$
$$= 0,500 \text{ kmol hava/kg yakıt}$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \quad (4.3)$$
$$= \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \times 0,87 + 8 \times 0,126 - 0,004 \right)$$
$$= 14,452 \text{ kg hava/kg yakıt}$$

Buradaki " L_o " ifadesi ile 1 kg yakıtın yanması için gerekli olan hava miktarı kmol olarak tanımlanırken " l_o " ifadesi ile kg cinsinden belirtilir. Hesaplamalarda iki değer de yer yer kullanılacaktır.

4.2.2. Hava Fazlalık Katsayısı ve Yanma Ürünlerinin Bileşim Miktarı

Tablo 4.1’de gösterildiği üzere, hesaplamalar için hava fazlalık katsayısı değeri $\lambda = 1,4$ olarak alınmıştır.

Motora girecek olan taze havanın miktarı denklem 4.4 yardımıyla bulunur [18].

$$M_1 = \lambda L_o = 1,4 \times 0,5 = 0,7 \text{ kmol taze hava/kgyakıt} \quad (4.4)$$

Yanma sonu ürünlerin miktarı aşağıdaki gibi hesaplanır [18].

$$M_{CO_2} = C/12 = 0,87/12 = 0,0725 \text{ kmol } CO_2 \text{ /kgyakıt} \quad (4.5)$$

$$M_{H_2O} = H/2 = 0,126/2 = 0,063 \text{ kmol } H_2O \text{ /kgyakıt} \quad (4.6)$$

$$M_{O_2} = 0,208(\lambda - 1)L_o = 0,208 \times (1,4 - 1) \times 0,5 \quad (4.7)$$

$$M_{O_2} = 0,0416 \text{ kmol } O_2 \text{ /kgyakıt}$$

$$M_{N_2} = 0,792\lambda L_o = 0,792 \times 1,4 \times 0,5 \quad (4.8)$$

$$M_{N_2} = 0,5544 \text{ kmol } N_2 \text{ /kgyakıt}$$

Yanma süreci sonucu ürünlerin toplam miktarı [18];

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \quad (4.9)$$

$$M_2 = 0,0725 + 0,063 + 0,0416 + 0,5544 = 0,7315 \text{ kmol yan. ür./kgyakıt}$$

Ve moleküler değişim katsayısı da [18];

$$\mu_0 = M_2/M_1 = 0,7315/0,7 = 1,045 \quad (4.10)$$

Şeklinde hesaplanarak bulunmuş olur.

4.2.3. Hava Çevre ve Artık Gaz Parametreleri

Hesaplamalarda kullanılacak olan atmosferik sıcaklık ve basınç miktarı şu şekildedir;

$$p_0 = 0,1 \text{ MPa}; T_0 = 293 \text{ K}$$

P_k değeri 0,15 MPa olarak Prof. Dr. Rafiğ MEHDİYEV'in mevcut motoru incelemesi neticesinde alınmıştır. Turbo şarj sıcaklığı şu şekilde hesaplanır [18];

$$p_k = 0,15 \text{ MPa}$$

$$T_k = T_0 (p_k/p_0)^{(n_c-1)/n_c} = 293 \times (0,15/0,1)^{(1,65-1)/1,65} \quad (4.11)$$

$$= 343,7 \text{ K}$$

Burada alınan n_c ; politropik indeks değeridir ve 1,65 olarak seçilmiştir [18].

Sıkıştırma oranı Tablo 4.1'den $\varepsilon=13,5$ olarak alınmış, Artık gaz sıcaklığı, daha sonraki hesap adımlarında sağlaması yapılmak üzere $T_r = 824 \text{ K}$ olarak seçilmiştir. Buradan, artık gaz basıncı değeri denklem 4.12 yardımıyla bulunur [18].

$$p_r = 0,95 \times p_k = 0,95 \times 0,15 = 0,14 \text{ MPa} \quad (4.12)$$

4.3. Motordaki Termodinamik Süreçlerin Hesaplamaları

4.3.1. Emme Süreci Hesaplamaları

Turbo şarj havası ile motor arasındaki sıcaklık farkı $\Delta T = 10^\circ$ olarak alınmıştır.

Giriş şarj yoğunluğu hesaplanmasında, ρ_{k1} değeri ilk çalıştırma esnasındaki atmosferik koşullardaki yoğunluğu, ρ_{k2} ise, turbo şarj basıncı devreye girmesinden sonra oluşan yoğunluğu ifade etmekte olup, aşağıdaki denklemler ile bulunurlar [19];

$$\rho_{k1} = p_0 \times 10^6 / (R_a T_a) \quad (4.13)$$

$$\rho_{k2} = p_k \times 10^6 / (R_a T_k) \quad (4.14)$$

$$\rho_{k1} = \frac{0,10 \times 10^6}{(287 \times 293)} = 1,19 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{k2} = \frac{0,15 \times 10^6}{(287 \times 343,7)} = 1,52 \text{ kg/m}^3$$

Motor giriş basınç kaybı değerini aynı şekilde atmosferik ve turbo şarj etkisi olarak farklı şekilde hesaplarsak [19];

$$\Delta p_{a1} = (\beta^2 + \xi_{in})\omega_{in}^2\rho_{k1}10^{-6}/2 \quad (4.15)$$

$$\Delta p_{a2} = (\beta^2 + \xi_{in})\omega_{in}^2\rho_{k2}10^{-6}/2 \quad (4.16)$$

$$\Delta p_{a1} = 3x55^2x1,19x10^{-6}/2 = 0,005 \text{ MPa}$$

$$\Delta p_{a2} = 3x55^2x1,52x10^{-6}/2 = 0,007 \text{ MPa}$$

Değerleri bulunur.

Buradaki hesapta; $\beta^2 + \xi_{in} = 3$ ve $\omega_{in} = 55 \text{ m/s}$ olarak alınmıştır [18].

Emme süreci sonundaki basınç değeri [18];

$$p_a = p_k - \Delta p_{a2} = 0,15 - 0,007 = 0,143 \text{ MPa} \quad (4.17)$$

Artık gazların katsayısı [18];

$$Y_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\epsilon p_a - p_r} \quad (4.18)$$

$$Y_r = \frac{343,7 + 10}{824} \frac{0,14}{13,5x0,14 - 0,14} = 0,034$$

Emme süreci sonu sıcaklık değeri [18];

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + Y_r T_r}{1 + Y_r} \quad (4.19)$$

$$T_a = \frac{343,7 + 10 + 0,034x824}{1 + 0,034} = 369,29 \text{ K}$$

Volumetrik verim değeri [18];

$$\eta_v = \frac{T_k(\epsilon p_a - p_r)}{[(T_k + \Delta T)(\epsilon - 1)p_k]} \quad (4.20)$$

$$\eta_v = \frac{343,7x(13,5x0,143 - 0,14)}{[(343,7 + 10)x(13,5 - 1)x0,15]} = 0,927$$

Olarak bulunurlar.

4.3.2. Sıkıştırma Süreci Hesaplamaları

$\varepsilon = 13,5$ ve $T_a = 369,29 K$ için sıkıştırma sürecindeki adyabatik üs değeri k_1 , Ekler bölümü, Şekil B1.1'den 1,362 olarak seçilmiş ve politropik indeks değeri $n_1 = 1,342$ olarak belirlenmiştir [18].

Sıkıştırma sonu sıcaklık ve basınç değeri denklem 4.21 ve 4.22 ile bulunur [18].

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,14 \times 13,5^{1,342} = 4,70 \text{ MPa} \quad (4.21)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 369,29 \times 13,5^{1,342-1} = 899,39 \text{ K} \quad (4.22)$$

Sıkıştırma sonu özgül ısı değerleri [18];

Hava için [18];

$$mc_{v_{t_0}}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \times 10^{-3} t_c \quad (4.23)$$

$$t_c = T_c - 273 = 899,39 - 273 = 626,39 \text{ °C} \quad (4.24)$$

$$mc_{v_{t_0}}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \times 10^{-3} \times 626,39 = 22,25 \text{ kJ/kmole deg} \quad (4.25)$$

Artık gazlar için [18];

Ekler bölümü, Şekil B1.2'den'den $\lambda = 1,4$ ve $t_c = 626,39 \text{ °C}$ değerleri için [18];

$$mc_{v_{t_0}}^{t_c} = 24,04 \text{ kJ/(kmole deg)}$$

Değeri seçilmiştir.

Çalışma ortamı için [18];

$$mc_{v_{t_0}}^{t_c} = \left[\frac{1}{(1 + \gamma_r)} \right] \left[mc_{v_{t_0}}^{t_c} + \gamma_r mc_{v_{t_0}}^{t_c} \right] \quad (4.26)$$

$$mc_{v_{t_0}}^{t_c} = \left[\frac{1}{(1 + 0,034)} \right] [22,25 + 0,034 \times 24,04] = 22,312 \text{ kJ/(kmole deg)}$$

4.3.3. Yanma Süreci Hesaplamaları

Çalışma karışımı için moleküler değişim katsayısı değeri [18];

$$\mu = (\mu_0 + Y_r)/(1 + Y_r) \quad (4.27)$$

$$\mu = (1,045 + 0,034)/(1 + 0,034) = 1,044$$

Çalışma karışımı yanma ısısı değeri [18];

$$H_{wm} = H_u/[M_1(1 + Y_r)] \quad (4.28)$$

$$H_{wm} = 42440/[0,7(1 + 0,034)] = 58624 \text{ kj/kmole work. mix}$$

Yanma ürünlerinin molar özgül ısısı değeri [18];

$$mc_v^{t_z}_{t_0} = (1/M_2) \left[M_{CO_2} (mc^{t_z}_{vCO_2})_{t_0} + M_{H_2O} (mc^{t_z}_{vH_2O})_{t_0} \right. \quad (4.29)$$

$$\left. + M_{O_2} (mc^{t_z}_{vO_2})_{t_0} \right] + M_{N_2} (mc^{t_z}_{vN_2})_{t_0}$$

$$mc_p^{t_z}_{t_0} = mc_v^{t_z}_{t_0} + 8,315 \quad (4.30)$$

Değerler yerine yazılırsa [18];

$$mc_v^{t_z}_{t_0} = (1/0,7315)x[0,0725x(39,123 + 0,003349t_z) \\ + 0,063x(26,67 + 0,004438t_z) + 0,0416x(23,723 + 0,00155t_z) \\ + 0,5544x(21,951 + 0,001457t_z)]$$

$$mc_v^{t_z}_{t_0} = 24,16 + 0,00191t_z$$

$$mc_p^{t_z}_{t_0} = 24,16 + 0,00191t_z + 8,315 = 32,475 + 0,00191t_z$$

Olarak t_z 'li bir ifade elde edilir.

Isı kullanım katsayısı, mevcut moturun oldukça kötü bir yanma performansına sahip olmasından, egzoz gazlarında oldukça yüksek miktarda gözle görülür is partikülleri bulundurmasından sebep, yanma kalitesine ve yakıtın motor içerisinde yüzde olarak yanma miktarı ifadesine de karşılık gelebilecek olan ξ_z değeri, Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV'in tavsiyesi ile birlikte, 0,82 değerinde alınmıştır.

Ayrıca, sabit hacimdeki basınç artış oranı (P_z/P_c), yani α ifadesi, 2 değerinde alınmıştır.

Bu durumda, yanma sonu sıcaklık için denklemler yazılırsa [18];

$$\xi_z H_{wm} + [mc_v \frac{t_c}{t_0} + 8,315\alpha]t_c + 2270(\alpha - \mu) = \mu mc_p \frac{t_z}{t_0} t_z \quad (4.31)$$

$$\begin{aligned} 0,82x58624 + [22,312 + 8,315x2]626,38 + 2270(2 - 1,0435) \\ = 1,0435x(32,475 + 0,00191t_z)t_z \end{aligned}$$

Elde edilir. Bu sonuçla polinom denklemi ifade edilir. Basit bir Polinom çözümü yardımıyla, yanma süreci sonu sıcaklık değeri;

$$t_z = \frac{-32,8877 + \sqrt{33,8877^2 + 4x0,001993x74635,425}}{2x0,001993} = 1973,7^\circ\text{C}$$

$$T_z = 1973,7 + 273 = 2246,7 \text{ K}$$

Olarak bulunur.

Yanma süreci sonu basınç [18];

$$p_z = \alpha p_c = 2x4,7 = 9,40 \text{ MPa} \quad (4.32)$$

Ön genişleme katsayısı [18];

$$\rho = \mu T_z / \alpha T_c = 1,044x2246,7 / (2x899,39) = 1,303 \quad (4.33)$$

değerleri hesaplanmış olur.

4.3.4. Genişleme Süreci Hesaplamaları

Genişleme sonrası oran [18];

$$\delta = \varepsilon / \rho = 13,5 / 1,303 = 10,358 \quad (4.34)$$

Ortalama adyabatik ve politropik indeks;

$\delta = 10,358$, $T_z = 2246,7 K$ ve $\alpha = 2$ için genişleme sürecindeki adyabatik üs değeri k_2 , Şekil 4.4'den 1,257 olarak seçilmiş ve politropik indeks değeri $n_2 = 1,247$ olarak belirlenmiştir [18];

Genişleme sonu basınç ve sıcaklık [18];

$$p_b = p_z / \delta^{n_2} = 9,40 / 10,358^{1,247} = 0,51 MPa \quad (4.35)$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1} = 2246,7 / 10,358^{1,25-1} = 1261,2 K \quad (4.36)$$

Hesap başlangıcında seçtiğimiz artık gazların sıcaklığının kontrolü [18];

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{p_b/p_r} = 1261,2 / \sqrt[3]{0,51/0,14} = 824,513 K \quad (4.37)$$

$$\Delta T_r = 100x(824,513 - 824) / 824,513 = 0,062 \%$$

%0,062 < 5 olduğundan kabul edilebilir. Yeni T_r seçmeye gerek yoktur.

4.4. Çevrimin İndike Parametrelerinin Hesaplanması

Teorik indike basıncı [18];

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\alpha(\rho - 1) + \frac{\alpha\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad (4.38)$$

$$p'_i = \frac{4,7}{13,5 - 1} \left[2(1,303 - 1) + \frac{2x1,303}{1,247 - 1} \left(1 - \frac{1}{10,358^{1,247-1}} \right) - \frac{1}{1,342 - 1} \left(1 - \frac{1}{13,5^{1,342-1}} \right) \right]$$

$$p'_i = 1,322 MPa$$

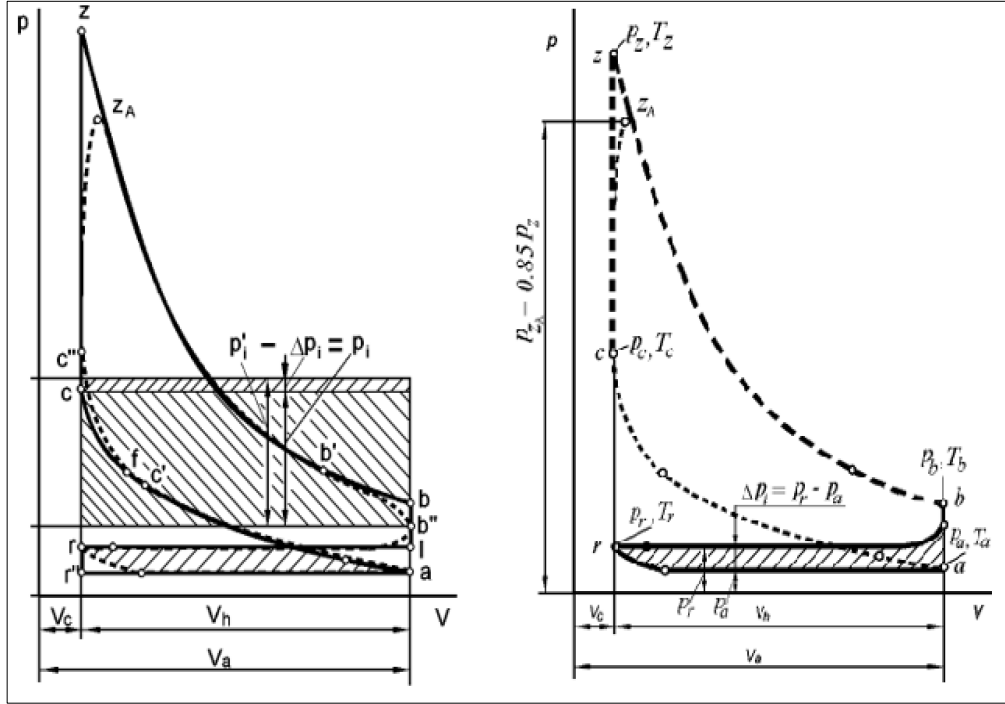
İndike basınç [19];

Şekil 4.3'de, $\varphi_r = v$ - teorik çevrimin r, c, z ve b geçiş noktalarında yuvarlatarak gerçek çevrime yaklaştırmak için kullanılan yuvarlatma katsayısını ifade eder [19].

Dizel motorlarında $\varphi_r = 0,92 - 0,95$ alınır [19].

$$p_i = \varphi_r p'_{i+} \Delta p_{a2} - \Delta p_{a1} = (0,95x1,322) + 0,007 - 0,005 \quad (4.39)$$

$$p_i = 1.258 \text{ MPa}$$



Şekil 4.3: Basınç değerlerinin ötelenme grafikleri.

İndike verim [19];

$$\eta_i = \frac{p_i l_o \alpha}{H_u \rho_{k2} \eta_v} = \frac{1,258 \times 14452 \times 2}{42440 \times 1,52 \times 0,927} = 0,425 \quad (4.40)$$

Özgül yakıt tüketimi [18];

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i) = 3600 / (42440 \times 0,425) = 199,49 \text{ g/(kWh)} \quad (4.41)$$

Mekanik basınç kayıpları [18];

$$w_{pm} = \frac{nxS}{30} = \frac{1500 \times 0,210}{30} = 10,5 \text{ m/s} \quad (4.42)$$

$$p_m = 0,089 + 0,0118 w_{pm} = 0,0890 + 0,0118 \times 10,5 = 0,213 \text{ MPa} \quad (4.43)$$

Olarak hesaplanmıştır.

4.5. Çevrimin Efektif Parametrelerinin Hesaplanması

Efektif basınç, mekanik verim ve efektif verim değerleri [18];

$$p_e = p_i - p_m = 1,258 - 0,213 = 1,045 \text{ MPa} \quad (4.44)$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,425 \times 0,83 = 0,35 \quad (4.46)$$

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,045}{1,258} = 0,83 \quad (4.45)$$

Efektif özgül yakıt tüketimi [18];

$$\begin{aligned} g_e &= 3600 / (H_u \eta_e) = \frac{3600}{42440 \times 0,35} = 240 \frac{g}{kWh} = \frac{240}{1,36} \\ &= 176 \frac{gr}{BG} \cdot h \end{aligned} \quad (4.47)$$

Silindir hacimleri değerleri [18];

$$V_h = \pi B^2 S / (4 \times 10^6) = 3,14 \times 185^2 \times 210 / (4 \times 10^6) = 5,645 \text{ l } dm^3 \quad (4.48)$$

$$V_l = V_h x i = 5,645 \times 6 = 33,87 dm^3 \quad (4.49)$$

$$F_p = \pi B^2 / 4 = 3,14 \times 185^2 / 4 = 268,8 \text{ cm}^2 \quad (4.50)$$

Efektif güç değeri [18];

$$N_e = p_e V_l n / (30 \tau) = 1,045 \times 33,87 \times 1500 / (30 \times 4) = 442 \text{ kW} \quad (4.51)$$

Tork, moment değeri [18];

$$M_e = 3 \times 10^4 N_e / (\pi n) = 3 \times 442 / (3,14 \times 1500) = 2815 \text{ N.m} \quad (4.52)$$

4.6. TLM6V185 Model Dizel Motorda Yapılacak Teorik Değişiklikler

MATLAB programı vasıtasıyla yapılan bu hesaplamalar yukarıdaki hesaplarla karşılaştırılmış ve her iki hesap türünün de aynı sonuçları verdiği gözlemlenmiştir.

Yapılan hesaplamalar göstermiştir ki, mevcut motor hem emisyon bakımından hem de verimlilik, güç ve yakıt sarfiyatları bakımından iyileştirmeye açık durumdadır.

Mevcut motor üzerinde konstrüksiyon değiştirilmeden teorik çeşitli iyileştirmeler yapılarak yeni tavsiye motor oluşturulmuş ve yeni motorun hesap çıktıları MATLAB programı üzerinden incelenmiştir.

Bu başlık altında, incelenecek motorun mevcut olan konstrüksiyonunda değişiklik yoluna gidilmeden bazı öngörülen teorik iyileştirme yöntemlerinden bahsedilecektir.

4.6.1. Yanma Odasında MR-2, Çift Kademeli Yanma Odasının Kullanılması

Daha önceki başlıklarda bahsedildiği gibi, MR-2 çift kademeli yanma odası hem fakir karışımlarla çalışmayı sağlayıp kaliteli yanma koşullarını sağlayacak, hem de CO bakımından zengin egzoz kalıntıları olan is partiküllerinin düşürülmesini sağlayacaktır. Bu başlıkta daha çok ısı kullanım katsayısı olan, ξ_z değişimi etkisinden bahsedilecektir.

Mevcut motorda, ξ_z değeri, yanma kalitesi düşüklüğünden kaynaklı olarak hesaplamalarda 0,82 alınmıştı. Yanma mekanizmasında bu değer arttıkça, dışarıya atılan yanmamış yakıt oranı azalmaktadır. Bu değerle birlikte yanmanın kalitesi artmakta, yakıt daha verimli bir şekilde kullanılmaktadır. Ayrıca ξ_z değeri MR-2 Proses yanma mekanizması kullanılan motorlarda, Pk turbo şarj kapasitesi artışıyla beraber olarak da artmaktadır.

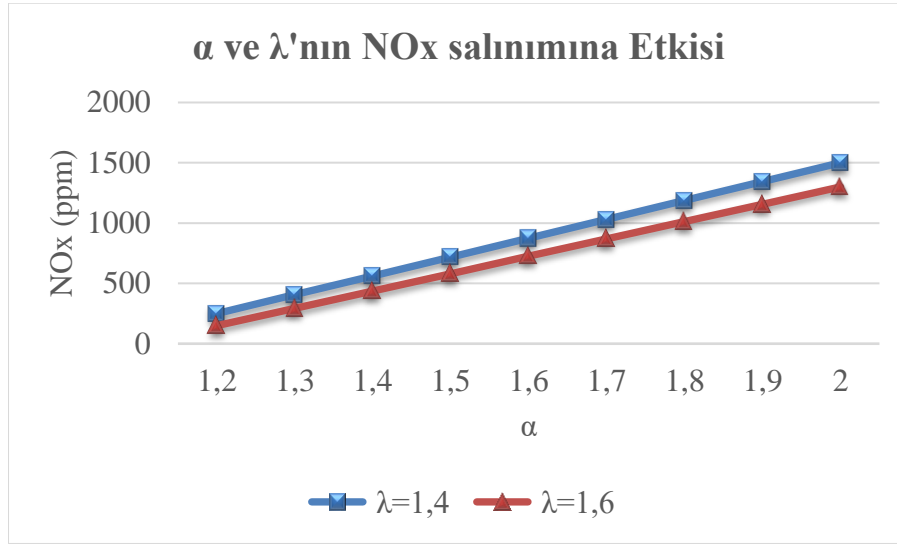
4.6.2. Hava Fazlalık Katsayısının Artırılması

MR-2 Proses yanma mekanizmasının avantajlarından birisi de fakir karışımlarla çalışabilme özelliğidir. Mevcut motor $\lambda = 1,4$ değerindedir. Bu değer, karışım itibarıyla zengin karışım değerine yakın olup emisyon değerleri olarak kritik değerlerdedir. Termodinamik hesaplar yakıt sarfiyatının yüksek olduğunu göstermiştir.

Yapılacak teorik iyileştirme neticesinde hava fazlalık katsayısı değeri olan λ değeri $\lambda = 1,8$ olarak revize edilip, emisyon ve yakıt sarfiyatı iyileştirilmesi yoluna gidilecektir.

4.6.3. Sabit Hacimde Basınç Artış Oranının Düşürülmesi

Bu değer artışı α motora güç değerleri anlamında artış gösterecek olsa da NO_x emisyonlarının yükselmesine neden olmaktadır. Bu yüzden mevcut olan α değeri düşürülüp, motorun emisyon değerlerinin azaltılması amaçlanmaktadır. Şekil 4.4'da Prof. Dr. Rafig MEHDİYEV'in tek silindirli motor düzeneğinde edindiği verilere göre α ve λ değişiminin NO_x salınımına etkileri ifade edilmiştir [20].



Şekil 4.4: α ve λ değişiminin NO_x salınımına etkileri.

Bu duruma göre mevcut olan motorda $\alpha = 2$ değerinden, $\alpha = 1,2$ değerine inmek, motor iyileştirilmesi yönünde tercih edilmiştir.

4.6.4. Turbo Şarj Kapasitesinin Artırılması

Turbo şarj kapasitesi arttıkça, motorun verimlilik ve güç değerlerinde artış gerçekleşir. Olumsuz olarak ise NO_x miktarlarında da artışlar gözlemlenebilir. Ancak hem MR-Proses kullanımı hem de Şekil 4.4'de ifade edildiği üzere α ile λ miktarının büyük oranda düşürülmesi işlemleri, motorda emisyon açısından rahatlamayı ve turbo şarj kapasitesi artışından doğacak emisyon artışlarını tolare edebilecek ve buna karşılık motoru mevcut halinden çok daha çevreci bir hale getirecektir.

Bu mantıkla, mevcut motor 0,15 MPa turbo şarj kapasitesi değerinden 0,285 MPa değerine yükseltilmiştir.

4.6.4.1. Turbo Şarj Seçilmesi

Kapasite seçiminin yanında, belirlenen kapasitedeki bir ekipmanın üretilebilir olması da çok önemlidir. Bu yüzden çeşitli firmaların katalogları incelenmiş, bu mantıkla teorik turbo şarj kapasitesi-marka model seçilmesi gerçekleştirilmiştir.

Öncelikle, turbo şarj kapasiteleri belirlerken kompresör basınç oranı π_c ve hacimsel debi miktarı olan Q_a hesaplanmalıdır. Kompresör debi ve basınç değerleri aşağıdaki denklemlerden hesaplanır [18];

$$Ga = \frac{\lambda_o Nege}{36 \times 100000} \quad (4.53)$$

$$Ga = \frac{1,8 \times 14,452 \times 593,14 \times 209,11}{36 \times 100000} = 0,896 \text{ kg/s}$$

$$\rho_0 = 1,19 \text{ kg/m}^3$$

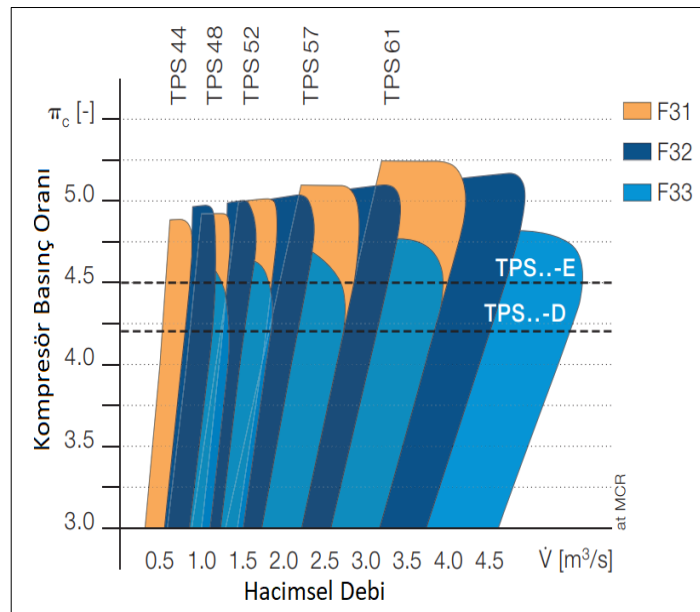
$$Q_a = \frac{Ga}{\rho_0} = \frac{0,896}{1,19} = 0,753 \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.54)$$

$$\Delta P_{in} = 0,002 \text{ dan } 0,006 \text{ ya kadar} \quad (4.55)$$

$$P_{ain} = P_0 - \Delta P_{in} = 0,1 - 0,004 = 0,096 \text{ MPa} \quad (4.56)$$

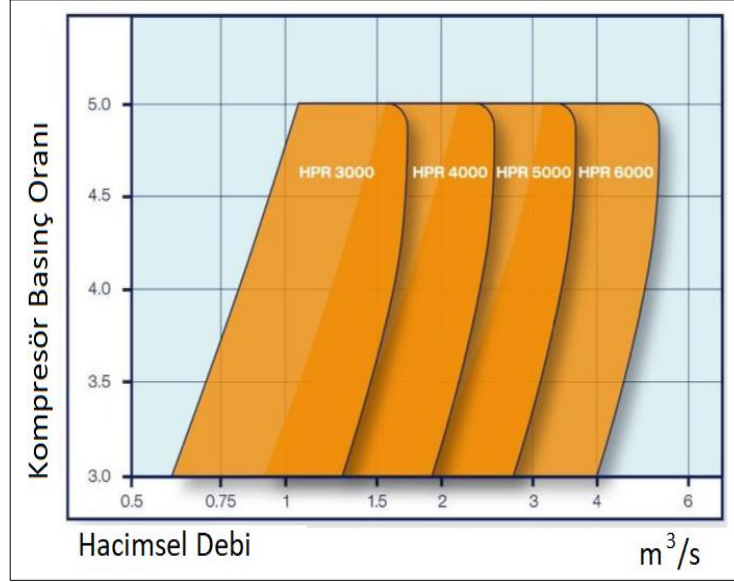
$$\pi_c = \frac{P_c}{P_{ain}} = \frac{0,285}{0,096} = 2,97 \quad (4.57)$$

Yukarıdaki denklemdeki güç ve yakıt sarfiyatı değeri, iyileştirme sonucunda elde edilen değerlere göre yazılmıştır.



Şekil 4.5: ABB firmasının turbo şarj katalog grafiği.

Hesaplanan değerlere göre, $\pi_c=2,97$ ve $Q_a=0,753$ m³/s değerlerine göre kataloglardan turbo şarj seçilecektir. Şekil 4.5’da ABB firmasının katalogundan turbo şarj grafikleri alınmıştır. Bu grafiklere göre ABB firmasının TPS 48-F32 modeli, seçtiğimiz değer aralığında uygun bir turbo şarj ürünüdür [21].



Şekil 4.6: KBB firmasının turbo şarj katalog grafiği.

Şekil 4.6’de KBB isimli başka bir firmanın turbo şarj katalog grafikleri verilmiştir [22]. Grafiklere göre, KBB firmasının HPR 3000 modeli, seçtiğimiz değerler aralığında uygun bir üründür

4.7. Motor Performansı Üzerindeki Etkilerin İncelenmesi

TLM6V185 model dizel motor üzerinde yapılan iyileştirmelerden daha önceki başlıklarda bahsedilmişti. Bu konu başlığında, yapılan iyileştirmelerden hava fazlalık katsayısı, turbo şarj kapasitesi değişimi ve sabit hacimdeki basınç artış oranı değişimlerinin motor parametrelerine etkileri üzerine teorik incelemeler yapılmıştır.

MR-2 çift kademeli yanma mekanizması kullanımı ile ξ_z değeri nin Pk turbo şarj değerine göre değişimi Tablo 4.2’de verilmiştir [20].

Tablo 4.2: ξ_z değerinin Pk turbo şarj değerine göre değişimi.

Pk	0,15	0,175	0,2	0,225	0,25	0,275	0,285	0,3
ξ_z	0,86	0,87	0,88	0,90	0,92	0,93	0,934	0,94

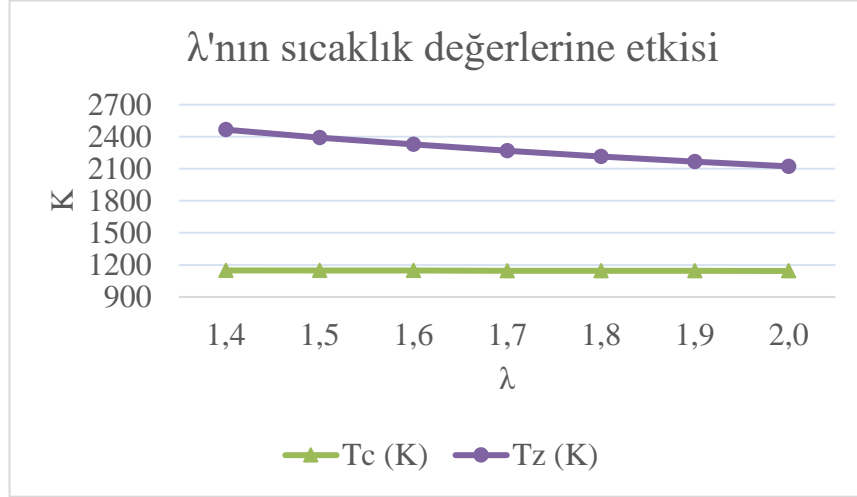
4.7.1. Hava Fazlalık Katsayısı Değişiminin Etkisi

Bu konu başlığında, sadece hava fazlalık katsayısı değeri değiştirilerek, motor performans parametreleri üzerindeki etkileri incelenmiş ve Tablo 4.3'de değerler gösterilmiştir.

Tablo 4.3: Hava fazlalık katsayısı değişiminin motor parametreleri üzerindeki etkisi.

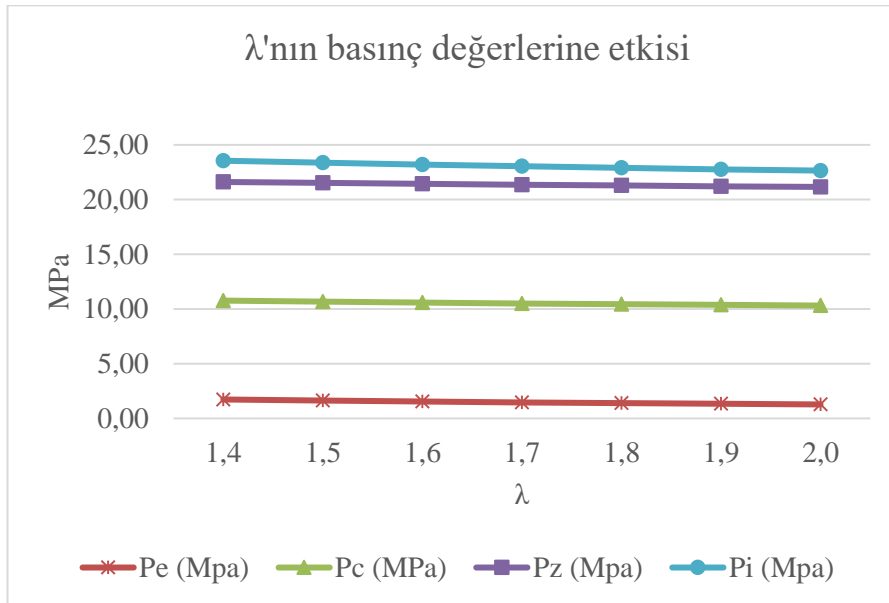
Hava fazlalık katsayısı değişimine göre motor performans sonuçları							
λ	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
Pk (Mpa)	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285
Tr1 (K)	1006	981	959	939	921	904	889
Pa (MPa)	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275
Ta (K)	471,57	471,16	470,78	470,42	470,08	469,75	469,45
η_v	0,944	0,944	0,944	0,944	0,944	0,944	0,944
Pc (MPa)	9,04	9,04	9,04	9,04	9,04	9,04	9,04
Tc (K)	1148,5	1147,5	1146,5	1145,7	1144,9	1144,1	1143,3
ξ_z	0,934	0,934	0,934	0,934	0,934	0,934	0,934
α	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Tz (K)	2465,8	2392,7	2327,4	2268,5	2215,3	2166,8	2122,6
Pz (Mpa)	10,84	10,84	10,84	10,84	10,84	10,84	10,84
Pb (Mpa)	0,920	0,884	0,852	0,824	0,799	0,776	0,755
Tb (K)	1512,6	1456,2	1406,2	1361,5	1321,4	1285,2	1252,3
Tr2 (K)	1006,2	981,67	959,59	939,6	921,4	904,8	889,58
%DeltaTr	0,019	0,068	0,062	0,064	0,05	0,089	0,065
Pi (Mpa)	1,943	1,848	1,763	1,685	1,615	1,550	1,491
η_i	0,437	0,446	0,453	0,461	0,467	0,474	0,480
gi (g/kWh)	193,92	190,31	187,09	184,18	181,54	179,11	176,88
pm (Mpa)	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213
Pe (Mpa)	1,73	1,64	1,55	1,47	1,40	1,34	1,28
η_m	0,890	0,885	0,879	0,874	0,868	0,863	0,857
η_e	0,390	0,394	0,399	0,402	0,406	0,409	0,411
ge (g/kWh)	217,78	215,09	212,79	210,82	209,11	207,63	206,34
Vh	5,64	5,64	5,64	5,64	5,64	5,64	5,64
Vi	33,85	33,85	33,85	33,85	33,85	33,85	33,85
Fp	268,67	268,67	268,67	268,67	268,67	268,67	268,67
Ne (kW)	732,25	691,97	655,72	622,94	593,14	565,93	540,99
Ni (kW)	822,34	782,06	745,81	713,03	683,22	656,02	631,08
Me (N.m)	4664	4407,4	4176,6	3967,8	3777,9	3604,6	3445,8

Şekil 4.7’de hava fazlalık katsayısı değişimine göre sıkıştırma ve yanma sonu sıcaklıklarının değişimi sunulmuştur. Hava fazlalık katsayısı arttığında sıkıştırma sonu sıcaklığın pek değişmediği, yanma sonu sıcaklığın ise azaldığı görülmektedir.



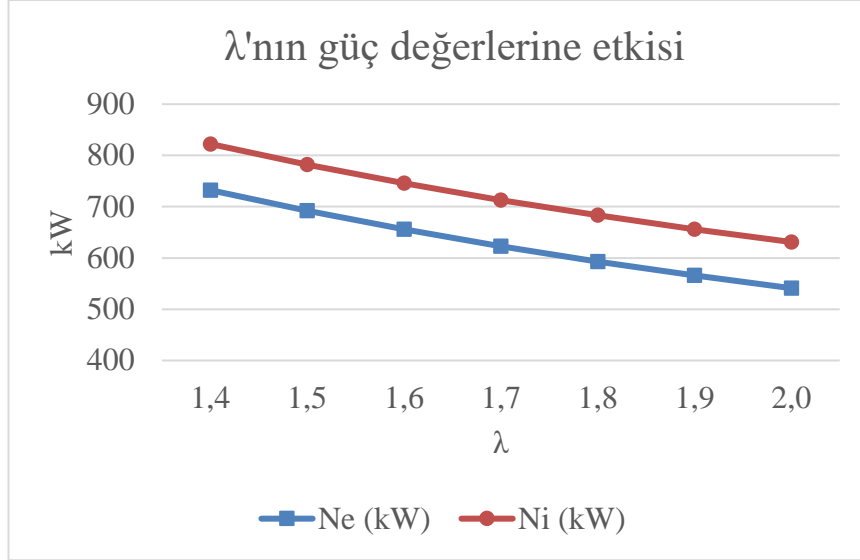
Şekil 4.7: Hava fazlalık katsayısının sıcaklık değerlerine etkisinin grafiği.

Şekil 4.8’de hava fazlalık katsayısı değişimine göre sıkıştırma sonu, yanma sonu, indike ve efektif basınçların değişimi sunulmuştur. Hava fazlalık katsayısı değiştiğinde sıkıştırma ve yanma sonu basınç değerlerinin aynı kaldığı, indike ve efektif basınç değerlerinin azaldığı görülmektedir.



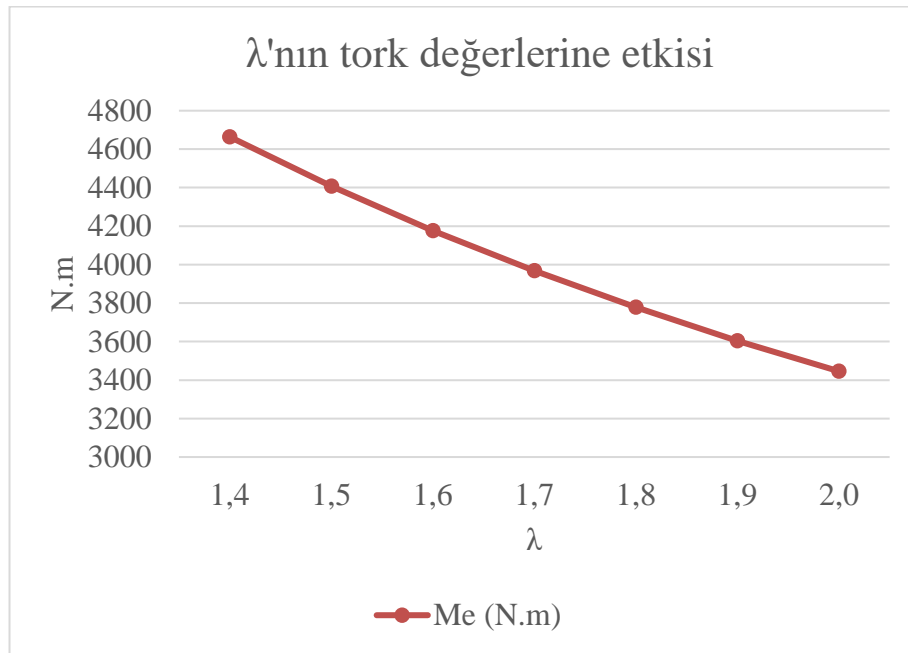
Şekil 4.8: Hava fazlalık katsayısının basınç değerlerine etkisinin grafiği.

Şekil 4.9’da hava fazlalık katsayısı değişimine göre indike ve efektif güçlerin değişimi sunulmuştur. Hava fazlalık katsayısı arttığında indike ve efektif güç değerleri azalmaktadır.



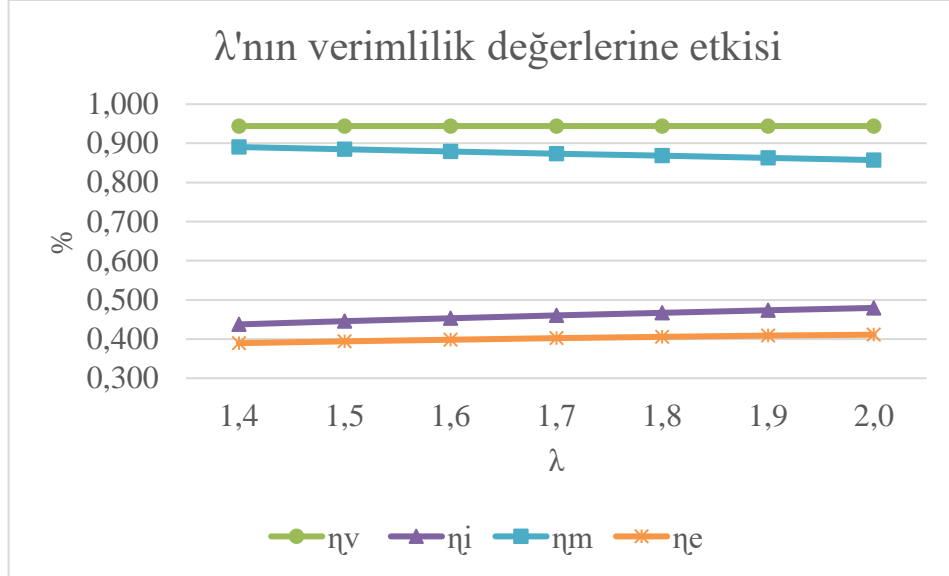
Şekil 4.9: Hava fazlalık katsayısının indike ve efektif güç değerlerine etkisinin grafiği.

Şekil 4.10’de hava fazlalık katsayısı değişimine göre tork değerinin değişimi sunulmuştur. Hava fazlalık katsayısı arttığında tork azalmaktadır.



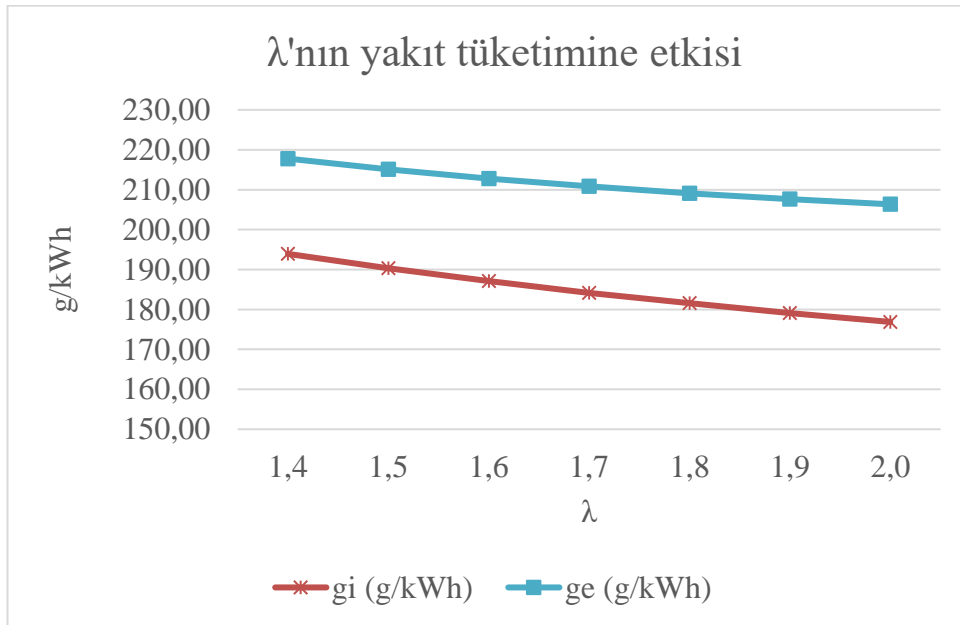
Şekil 4.10: Hava fazlalık katsayısının tork değerine etkisinin grafiği.

Şekil 4.11’de hava fazlalık katsayısı değişimine göre volumetrik, mekanik, indike ve efektif verimin değişimleri sunulmuştur. Hava fazlalık katsayısı arttığında efektif ve özgül yakıt tüketimlerinin ikisinin de azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.11: Hava fazlalık katsayısının verim değerlerine etkisinin grafiği.

Şekil 4.12’de hava fazlalık katsayısı değişimine göre efektif özgül yakıt tüketimi ve indike yakıt tüketiminin değişimi sunulmuştur. Hava fazlalık katsayısı arttığında efektif ve özgül yakıt tüketimlerinin ikisinin de azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.12: Hava fazlalık katsayısının yakıt tüketimlerine etkisinin grafiği.

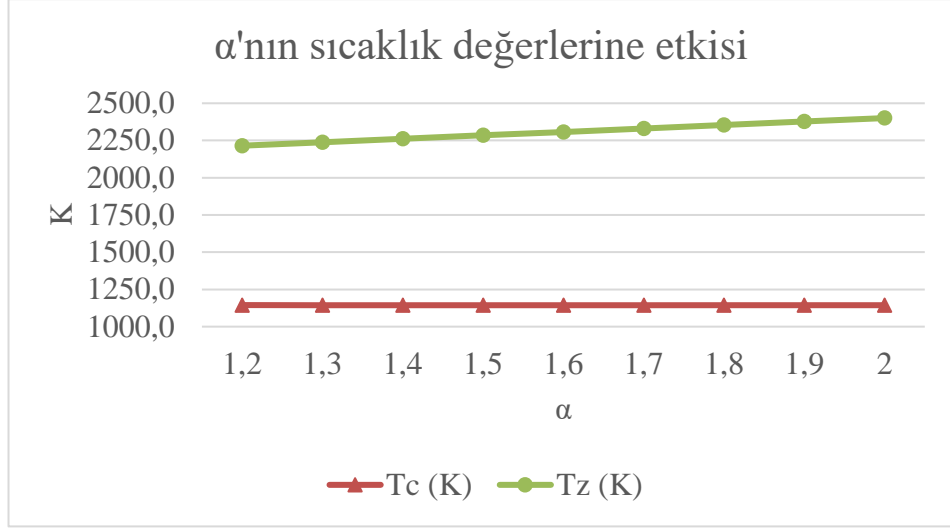
4.7.2. Sabit Hacimdeki Basınç Artış Oranı Değişiminin Etkisi

Tablo 4.4’de, diğer değerler sabit tutularak, sabit hacimdeki basınç artış oranı değişiminin motor performans parametreleri üzerindeki etkileri gösterilmiştir.

Tablo 4.4: Sabit hacimde basınç artış oranı değişiminin motor parametreleri üzerindeki etkisi.

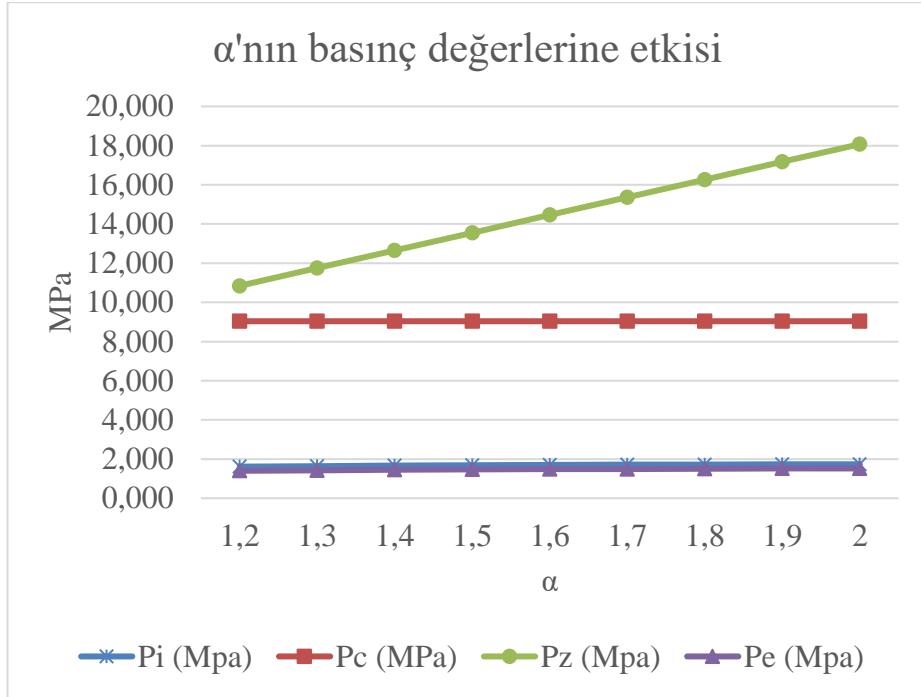
Sabit Hacimdeki Basınç Artış Oranı: α									
λ	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
Pk (Mpa)	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285
Tr1 (K)	921	917	913	911	909	907	906	905	905
Pa (MPa)	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275
Ta (K)	470,8	470	469,93	469,9	469,9	469,81	469,79	469,77	469,77
η_v	0,944	0,944	0,944	0,944	0,944	0,944	0,944	0,944	0,944
Pc (MPa)	9,04	9,04	9,04	9,04	9,04	9,04	9,04	9,04	9,04
Tc (K)	1144,9	1145	1144,5	1144	1144	1144,2	1144,1	1144,1	1144,1
ξ_z	0,934	0,934	0,934	0,934	0,934	0,934	0,934	0,934	0,934
α	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2
Tz (K)	2215,3	2239	2261,6	2285	2308	2331,1	2354,3	2377,4	2400,6
Pz (Mpa)	10,84	11,75	12,65	13,55	14,46	15,36	16,26	17,17	18,07
Pb (Mpa)	0,799	0,793	0,789	0,786	0,783	0,781	0,780	0,779	0,779
Tb (K)	1321,4	1313	1305,4	1300	1296	1292,3	1290	1288,5	1287,7
Tr2 (K)	921,4	917,3	913,87	911,3	909,2	907,65	906,56	905,85	905,49
%DeltaTr	0,046	0,027	0,095	0,027	0,022	0,072	0,062	0,094	0,055
Pi (Mpa)	1,615	1,641	1,664	1,682	1,697	1,709	1,719	1,727	1,733
η_i	0,467	0,475	0,481	0,487	0,491	0,495	0,498	0,500	0,501
g_i (g/kWh)	181,54	178,57	176,18	174,26	172,71	171,47	170,49	169,73	169,17
pm (Mpa)	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213
Pe (Mpa)	1,402	1,429	1,451	1,469	1,484	1,497	1,506	1,514	1,520
η_m	0,868	0,870	0,872	0,873	0,875	0,875	0,876	0,877	0,877
η_e	0,406	0,413	0,420	0,425	0,430	0,433	0,436	0,438	0,440
g_e (g/kWh)	209,11	205,18	202,04	199,5	197,48	195,86	194,58	193,60	192,87
Vh	5,64	5,64	5,64	5,64	5,64	5,64	5,64	5,64	5,64
Vi	33,85	33,85	33,85	33,85	33,85	33,85	33,85	33,85	33,85
Fp	268,67	268,67	268,67	268,67	268,67	268,67	268,67	268,67	268,67
Ne (kW)	593,14	604,5	613,89	621,7	628,1	633,26	637,41	640,65	643,07
Ni (kW)	683,22	694,57	703,98	711,8	718,2	723,35	727,5	730,74	733,16
Me (N.m)	3777,9	3850	3910,1	3960	4000	4033,5	4059,9	4080,6	4096

Şekil 4.13’de sabit hacimdeki basınç artış oranı değişimine göre sıkıştırma ve yanma süreci sonu sıcaklıklarının değişimi gösterilmiştir.



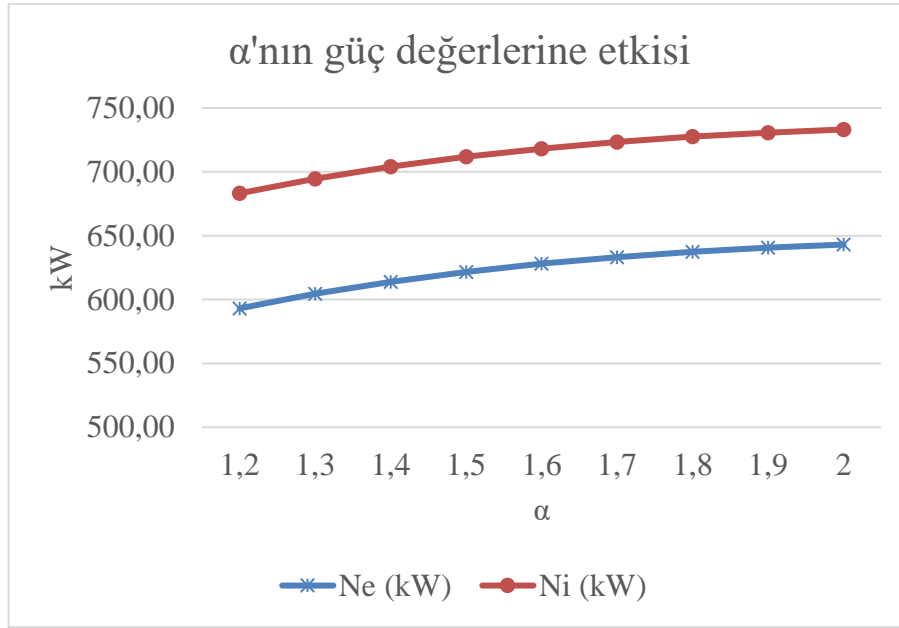
Şekil 4.13: Sabit hacimdeki basınç artış oranının sıcaklık değerlerine etkisinin grafiği.

Şekil 4.14’de sabit hacimdeki basınç artış oranı değeri arttıkça, sıkıştırma sonu basınç değeri aynı kalmakta, ancak yanma sonu basınç değerlerinin çok fazla yükseldiği görülmektedir. İyileştirme sonucunda alınan 0,285 MPa değerine karşılık $\alpha=2$ değeri aynı kalsaydı, motorda çok yüksek değerlerde basınç oluşacaktı. $\alpha=1,2$ değeri bu motorun 0,285 MPa basınçta çalışabilmesi için optimum değerlerden birisidir. Ayrıca indike ve efektif basınçların değerlerinde kısmen yükselme etkisi görülmüştür.



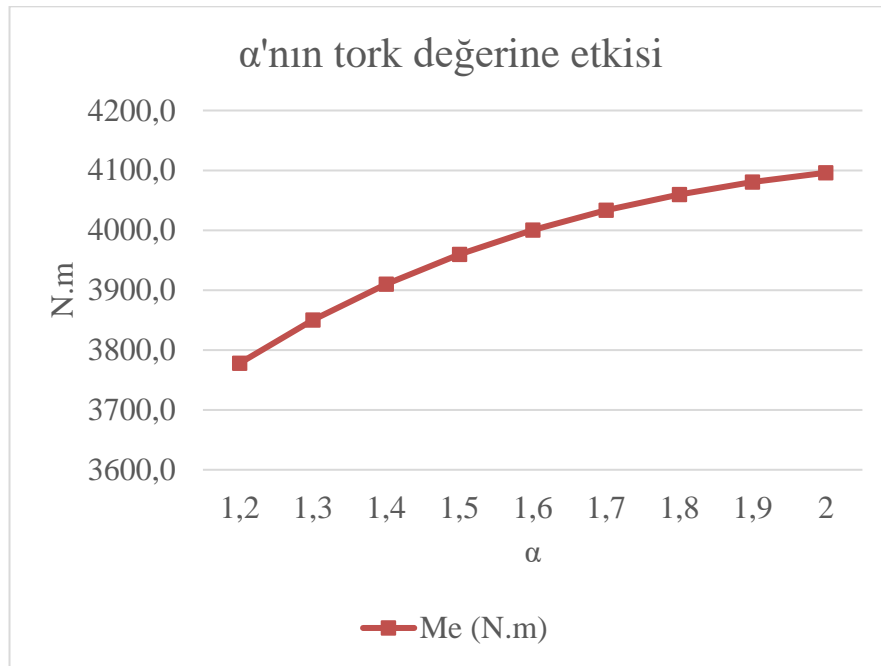
Şekil 4.14: Sabit hacimdeki basınç artış oranının basınç değerlerine etkisinin grafiği.

Şekil 4.15’de α ’nın değişimi, yine aynı şekilde indike ve efektif güç değerlerinde kısmi değişiklikler sağlamıştır. α değeri arttıkça, iki değer de artış göstermiştir.



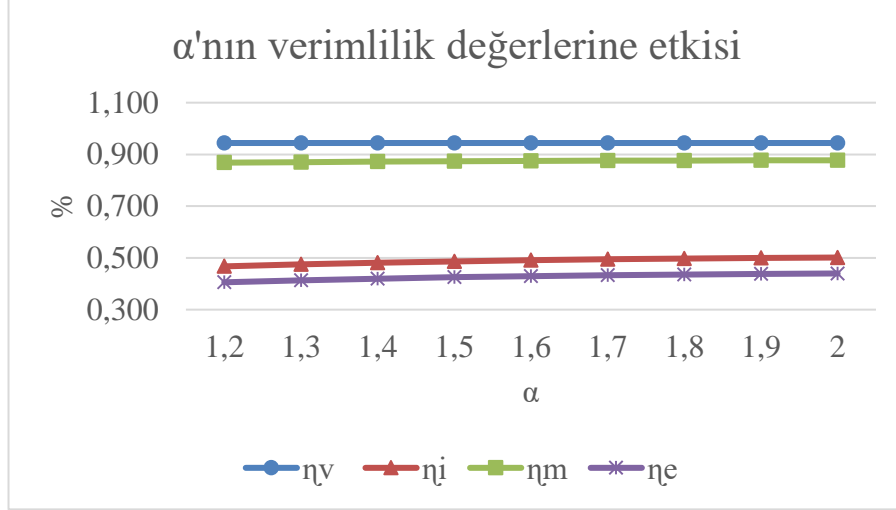
Şekil 4.15: Sabit hacimdeki basınç artış oranının efektif ve indike güç değerlerine etkisinin grafiği.

Şekil 4.16’de sabit hacimdeki basınç artış oranı arttıkça, tork değeri de artmaktadır.



Şekil 4.16: Sabit hacimdeki basınç artış oranının tork değerine etkisinin grafiği.

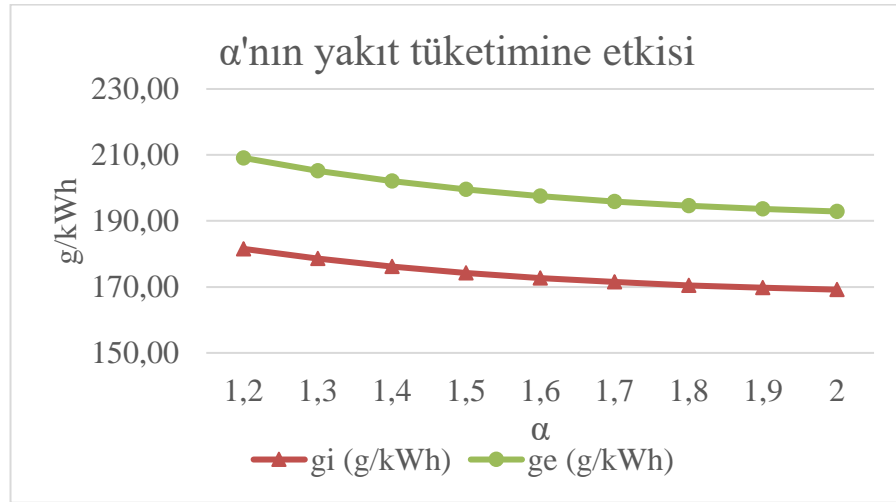
Şekil 4.17’de α ’nın göre volumetrik, mekanik, indike ve efektif verimin değişimleri grafik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.17: Sabit hacimdeki basınç artış oranının verim değerlerine etkisinin grafiği.

Grafikte de görüldüğü üzere, α değeri arttığında indike ve efektif verim değerleri kısmen artmıştır.

Şekil 4.18’de sabit hacimdeki basınç artış oranı değişimine göre efektif özgül yakıt tüketimi ile indike yakıt tüketiminin değişimleri ifade edilmiştir.



Şekil 4.18: Sabit hacimdeki basınç artış oranının yakıt tüketimlerine etkisinin grafiği.

α değeri arttığında efektif ve özgül yakıt tüketimlerinin ikisinin de azaldığı görülmektedir.

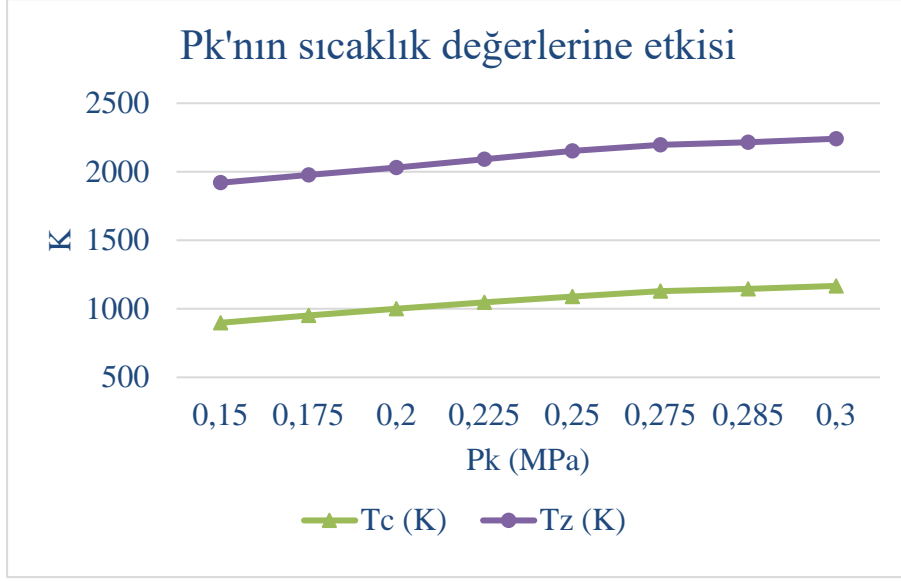
4.7.3. Turbo Basınç Değeri Değişiminin Etkisi

Tablo 4.5’de turbo basıncın motor performans parametreleri üzerindeki değişimleri gösterilmiştir.

Tablo 4.5: Turbo şarj kapasitesi değişiminin motor parametreleri üzerindeki etkisi.

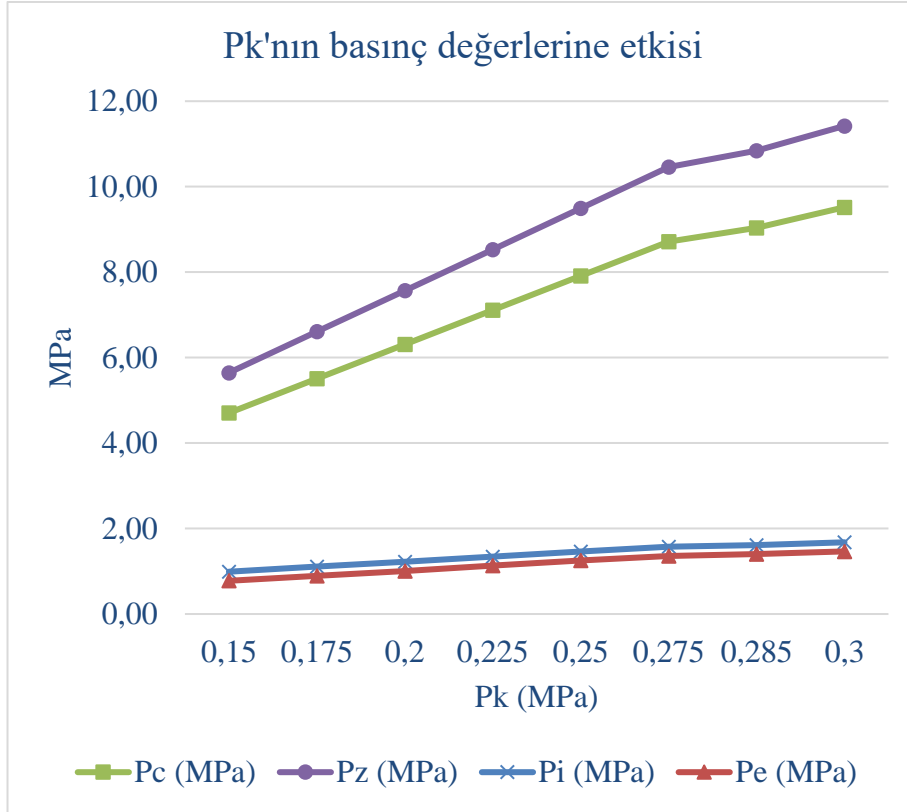
Turbo basıncı değişimine göre motor performans sonuçları								
λ	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
Pk (Mpa)	0,15	0,175	0,2	0,225	0,25	0,275	0,285	0,3
Tr1 (K)	788	814	839	866	892	913	921	933
Pa (MPa)	0,143	0,167	0,192	0,216	0,241	0,265	0,275	0,290
Ta (K)	368,73	390,8	410,95	429,73	447,3	463,76	470,78	479,33
η_v	0,927	0,932	0,935	0,938	0,941	0,943	0,944	0,945
Pc (MPa)	4,70	5,50	6,31	7,11	7,91	8,71	9,04	9,52
Tc (K)	898,02	951,7	1000,8	1046,6	1089,4	1129,4	1144,9	1167,4
ξ_z	0,860	0,870	0,880	0,900	0,920	0,930	0,934	0,940
α	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Tz (K)	1920,1	1977,1	2030,5	2092,5	2151,9	2197,6	2215,3	2241,4
Pz (MPa)	5,65	6,61	7,57	8,53	9,49	10,46	10,84	11,42
Pb (MPa)	0,471	0,532	0,591	0,654	0,717	0,775	0,799	0,833
Tb (K)	1174	1200,3	1225,5	1258,3	1290,2	1312,6	1321,4	1334,4
Tr2 (K)	788,1	814,7	839,4	866,62	892,55	913,37	921,4	933,27
%DeltaTr	0,014	0,086	0,049	0,071	0,061	0,040	0,046	0,029
Pi (MPa)	0,990	1,107	1,220	1,343	1,464	1,572	1,615	1,678
η_i	0,430	0,436	0,442	0,451	0,460	0,465	0,467	0,470
g_i (g/kWh)	197	194,45	192,02	188,03	184,27	182,3	181,54	180,41
pm (MPa)	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213	0,213
Pe (MPa)	0,78	0,89	1,01	1,13	1,25	1,36	1,40	1,47
η_m	0,785	0,808	0,826	0,841	0,855	0,865	0,868	0,873
η_e	0,338	0,352	0,365	0,380	0,393	0,402	0,406	0,411
g_e (g/kWh)	251,10	240,75	232,61	223,46	215,62	210,86	209,11	206,63
Vh	5,64	5,64	5,64	5,64	5,64	5,64	5,64	5,64
Vi	33,85	33,85	33,85	33,85	33,85	33,85	33,85	33,85
Fp	268,67	268,67	268,67	268,67	268,67	268,67	268,67	268,67
Ne (kW)	328,83	378,33	426,23	478,05	529,57	575,12	593,14	619,97
Ni (kW)	418,92	468,42	516,32	568,13	619,66	665,21	683,22	710,06
Me (N.m)	2094,5	2409,7	2714,8	3044,9	3373,1	3663,2	3777,9	3948,9

Şekil 4.19’de görüldüğü gibi turbo basınç değeri artışında sıcaklık değerlerinin ikisi de artmaktadır.



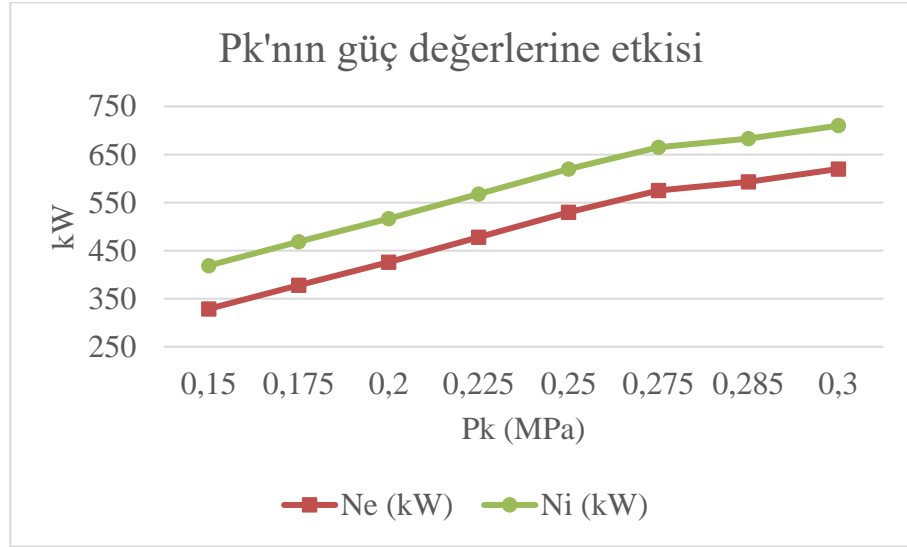
Şekil 4.19: Turbo basıncın sıkıştırma ve yanma sonu sıcaklıklara etkisinin grafiği.

Şekil 4.20’de turbo basıncın artışına göre sıkıştırma ile yanma sonu basınçlarıyla birlikte indike ve efektif basınçların değişimleri ifade edilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi turbo basınç arttığında basınç değerleri de artmaktadır.



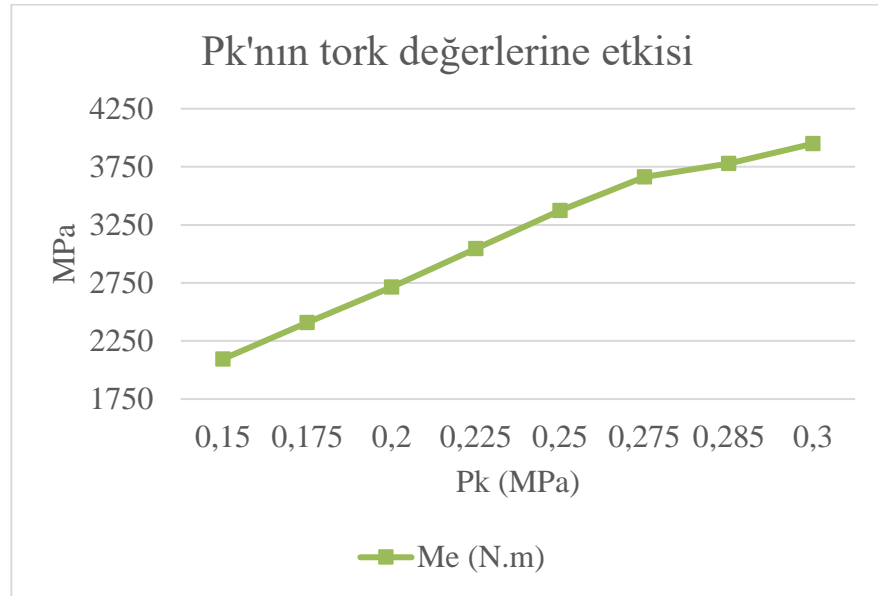
Şekil 4.20: Turbo basıncın basınç değerlerine etkisinin grafiği.

Şekil 4.21’de turbo basınç değeri arttıkça, indike ve efektif basınç değerlerinin artmasını sağladığı indike ve efektif güç değerleri de artmaktadır.



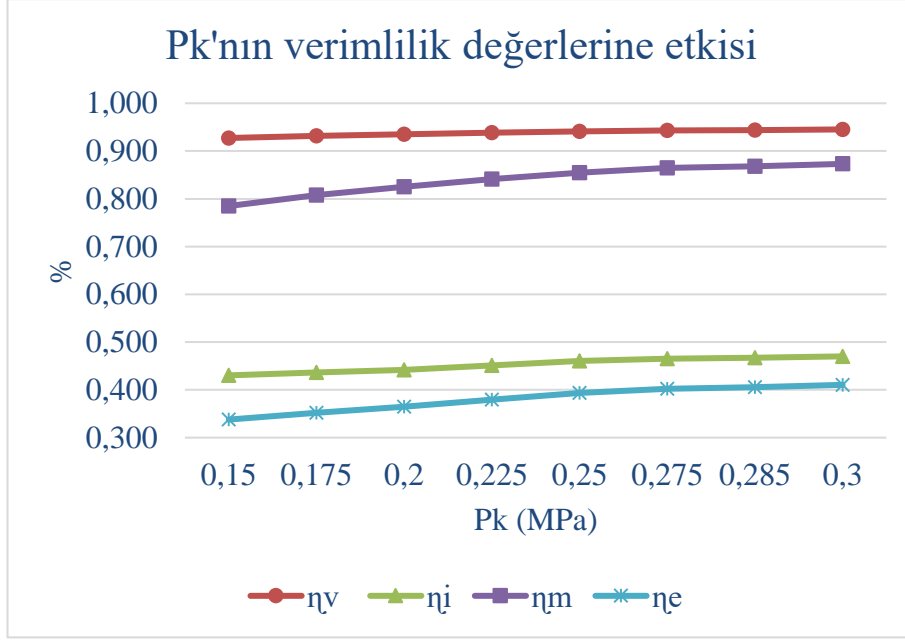
Şekil 4.21: Turbo basıncın indike ve efektif güç değerlerine etkisinin grafiği.

Şekil 4.22’de turbo basınç değişimine göre tork değişimi sunulmuştur. Grafikte görüldüğü gibi turbo basınç arttığında tork değeri de artmaktadır.



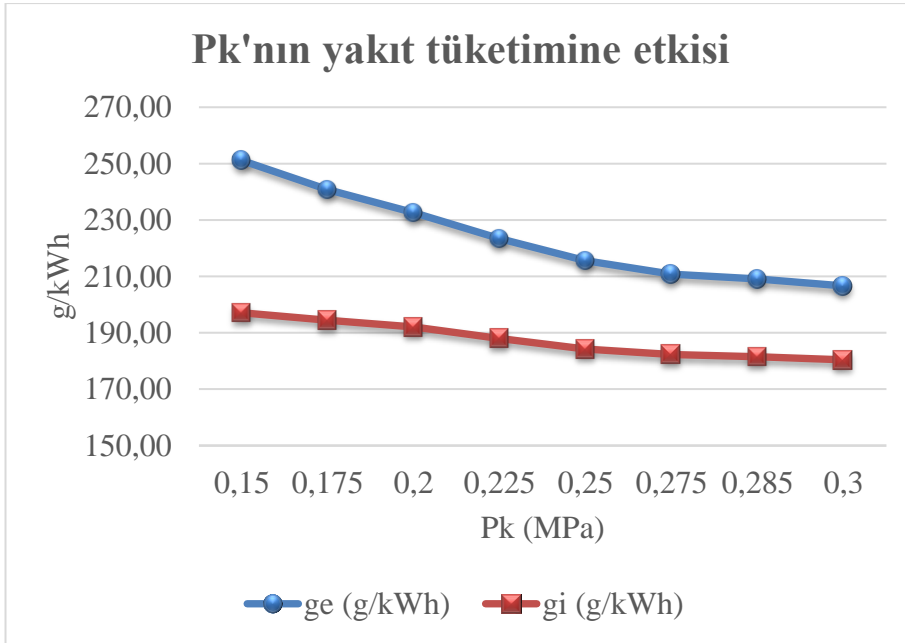
Şekil 4.22: Turbo basıncın tork değerine etkisinin grafiği.

Şekil 4.23’de turbo basınç artışına göre volumetrik, mekanik, indike ve efektif verimin değişimi sunulmuştur. Grafikte görüldüğü gibi turbo basınç değeri arttığında mekanik, indike ve efektif verimlerin artış sağladığı görülmektedir.



Şekil 4.23: Turbo basıncın verimlilik değerlerine etkisinin grafiği.

Şekil 4.24' de turbo basınç değerinin artışına göre efektif özgül yakıt tüketimi ve indike yakıt tüketiminin değişimi sunulmuştur. Grafikte, turbo basınç arttığında yakıt tüketimlerinin belirgin bir şekilde azaldığı gözükmemektedir. Ancak bu azalma, Pk=0,285 MPa düzeyinden sonra değişim oranının azaldığından ve daha yüksek turbo şarj değerlerinin motora fazla emisyon kazandırabileceğinden dolayı, Pk=0,285 MPa değeri, tavsiye motorumuzun kapasite değeri olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.24: Turbo basıncın yakıt tüketimlerine etkisinin grafiği.

5. SONUÇLAR VE YORUMLAR

Tablo 5.1: Gerçek motor ile tavsiye motorun karşılaştırılması.

Parametreler	Sembol	Gerçek Motor	Tavsiye Motor	Yüzde Değişimi	Birim
Hava Fazlalık Katsayısı	λ	1,4	1,8	22,2%	-
Turbo Basınç	p_k	0,15	0,285	47,4%	Mpa
P_z/P_c	α	2	1,2	-66,7%	-
Sonuçlar					
Sıkıştırma Sonu Basıncı	p_c	4,70	9,04	47,9%	Mpa
Sıkıştırma Sonu Sıcaklığı	T_c	899,38	1144,9	21,4%	K
Yanma Sonu Basıncı	p_z	9,41	10,84	13,2%	Mpa
Yanma Sonu Sıcaklığı	T_z	2246,7	2215,3	-1,4%	K
Ortalama İndike Basınç	p_i	1,258	1,615	22,1%	Mpa
Ortalama Efektif Basınç	p_e	1,04	1,40	25,5%	Mpa
Efektif Özgül Yakıt Tüketimi	g_e	240,15	209,11	-14,8%	g/kWh
İndike Güç	N_i	532,14	683,22	22,1%	kW
Efektif Güç	N_e	442,06	593,14	25,5%	kW
Tork	M_e	2815,6	3777,9	25,5%	N.m
Volumetrik Verim	η_v	0,927	0,944	1,8%	-
İndike Verim	η_i	0,425	0,467	9%	-
Mekanik Verim	η_m	0,831	0,868	4,3%	-
Efektif Verim	η_e	0,353	0,406	12,9%	-

Bu çalışma sonunda gerçek motor performansının iyileştirilmesine yönelik gerçek motor çalışma parametreleri değiştirilerek bir motor tavsiyesi elde edilmiştir. Mevcut motorda konstrüksiyon değişikliği yapılmadan, ön yanma odasında MR-Proses kullanılarak, hava fazlalık katsayısı yükseltilerek, sabit hacimde basınç artış oranı azaltılarak ve turbo şarj kapasitesi artırılarak teorik değişiklikler yapılmış ve tavsiye motor elde edilmiştir.

Gerçek ve tavsiye edilen motor performans parametrelerindeki değişim sonuçları Tablo 5.1’de de görüldüğü üzere aşağıda açıklanmıştır.

İlk durumda, $\lambda=1,4$, $\alpha=2$, $P_k=0,15$ Mpa ve mevcut motorun ısı kullanım katsayısından sebep $\xi_z=0,82$ olarak alınmıştır.

Bu değerlere göre $N_i=532,14$ kW, $P_i=1,258$ Mpa, $\eta_i=0,425$ ve $g_e=240,15$ g/kWh olarak hesaplanmıştır.

İkinci durumda ise, $\lambda=1,8$, $\alpha=1,2$, $P_k=0,285$ Mpa ve motorda teorik olarak MR-Proses yanma mekanizması seçilerek $\xi_z=0,934$ olarak alınmıştır.

Bu değerlere göre $N_i=683,22$ kW, $P_i=1,615$ Mpa, $\eta_i=0,467$ ve $g_e=209,11$ g/kWh olarak hesaplanmıştır.

İki durum karşılaştırıldığında, indike güç ve ortalama indike basınç değerleri 22,1% ile artmış, indike verim değeri 9% ile artmış, buna karşılık efektif yakıt tüketimi 14,8% ile azalmıştır.

Ayrıca, emisyon değerlerini yükseltme etkisi olan yanma sonu sıcaklık değeri olan T_z değeri, 1,4% ile azaltılmıştır.

Bu yapılan teorik çalışma ile birlikte, daha çevreci, daha yüksek verimli, daha güçlü ve bu parametrelere ek olarak daha az yakıt tüketimine sahip olan bir motor elde edilmiştir.

Yapılan teorik değişikliklerden sonra, motorun Faz I'den Faz III B seviyesine çıkacağı öngörülmektedir.

Bu tez çalışması kapsamında elde edilen bulgular paralelinde, araştırmacılara CNG ile çalışan motor üzerine incelemede bulunulması tavsiye edilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Heywood J. R., (1988), "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw Hill.
- [2] Özcan F., (2010), "Buji Ateşlemeli Bir Motorda LPG ve CNG (Sıkıştırılmış Doğalgaz) Kullanımının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi", Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi.
- [3] Diler, A., (2006), "Şehir İçi Toplu Taşımacılıkta Kullanılan Otobüslerde Doğal Gaz Kullanımının Karbondioksit Emisyonlarına Etkileri", Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [4] Safgönül B., Ergeneman E., Arslan H. E., Soruşbay C., (2008), "İçten Yanmalı Motorlar", Birsen Yayınevi.
- [5] İncecik S., (1994), "Hava Kirliliği", İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları.
- [6] Soruşbay C., (2010), "Egzoz Gazları Emisyonu", Ders Notları, İTÜ.
- [7] Yıldız E., (2012), "Dizel Motorlarında Azot Oksit Oluşumun Teorik ve Deneysel İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [8] Bölük E., (2006), "Dizel Motorlarında Emme Havaasının Nemlendirilmesi İle NO_x Emisyonunun Azaltılması ve Nemlendirme İçin Tüketilen Enerji İle Egzoz Enerjisinin Karşılaştırılması, Yıldız Teknik Üniversitesi.
- [9] IEA, (1999), "Automotive Fuels for The Future", International Energy Agency Publication, Paris
- [10] Bechtold R. L., (2002), "Alternative Fuels", T-100, 978-0-7680-7049-1, SAE, USA.
- [11] Gökbel R., (2008), "Antor 3 LD 510 Dizel Motorunun Tek Döngülü MR-1 Tipli Yeni Yanma Odası ve Emme Portu Geometrisi Uygulanarak Modernizasyonu", Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [12] Mehdiyev R., Soruşbay C., (2006), "Dizel Motorlarının Geliştirilmesinin Alternatif Yolu", 3. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa.
- [13] Mehdiyev R., (2008), "Tümosan Traktör Motorlarının Stage III Emisyon Standartı Seviyesine Geliştirilmesi", 4. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa.
- [14] Gülyaşar F., Erdaş İ. Ö., Özkaya K. A., (2008), "Tümosan Dizel Motorunun Turbo Şarj Uygulanması İle Modernizasyonu", Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.

- [15] Mehdiyev R., Arslan H., Çalık A., Keleş G., Yıldız E., Ögün K., Babaoğlu O., Özcan Ö., Teker H., Unan B., (2012), “Yeni Nesil Kademeli Dolgulu Motor Geliştirilmesinin Alternatif Bir Yolu”, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa
- [16] Keleş G. (2012), “Dizel Motorların CNG ve LPG Yakıtlarına Dönüşümünde Gerçek Çevrimin Teorik ve Deneysel Çalışmalarla Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [17] Mehdiyev R., Alkan A.D., Ünar M., Karataş Ö., (2016), “Yerli Üretim Ağır Dizel Motorların %100 Doğal Gaz Yakıtına Dönüşümünü Gerçekleştirebilen Alternatif Üstün Bir Yanma Mekanizması”, GMO-Shipmar 2016 1st International on Congress Ship and Marine Technology/ 1. Uluslararası Gemi ve Deniz Teknolojisi Kongresi, İstanbul.
- [18] Kolchin A., Demidov V., (1984), “Design of Automotive Engines”, MIR Publishers, Moscow.
- [19] Mehdiyev R., Arslan H., (2010), “İçten Yanmalı Motorların Hesabı ve Geliştirilmesi Hisse-I, Ders Notları”, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [20] Mehdiyev R., Kurtulus O., Ozcan O., Arslan H., Babaoğlu O., Teker H., (2011), “The Twin Swirl MR-Process Combustion Mechanism and Conversion of Diesel Engines to Operate with Gaseous Fuels”, SAE, USA.
- [21] Web 1, (2019), <https://new.abb.com/turbocharging/turbochargers/tps-f>, (Erişim Tarihi: 08/03/2019).
- [22] Web 2, (2019), <https://kbb-turbo.com/turbocharger-product-series/hpr-series/>, (Erişim Tarihi: 10/03/2019).
- [23] Web 3, (2019), <https://www.dieselnets.com/standards/eu/nonroad.php>, (Erişim Tarihi: 17/03/2019).
- [24] Web 4, (2019), <https://www.dieselnets.com/standards/eu/ld.php>, (Erişim Tarihi: 17/03/2019).
- [25] Web 5, (2019), <http://www.dhtd.co.jp/en/products/marine/nox.html>, (Erişim Tarihi: 07/07/2019).

ÖZGEÇMİŞ

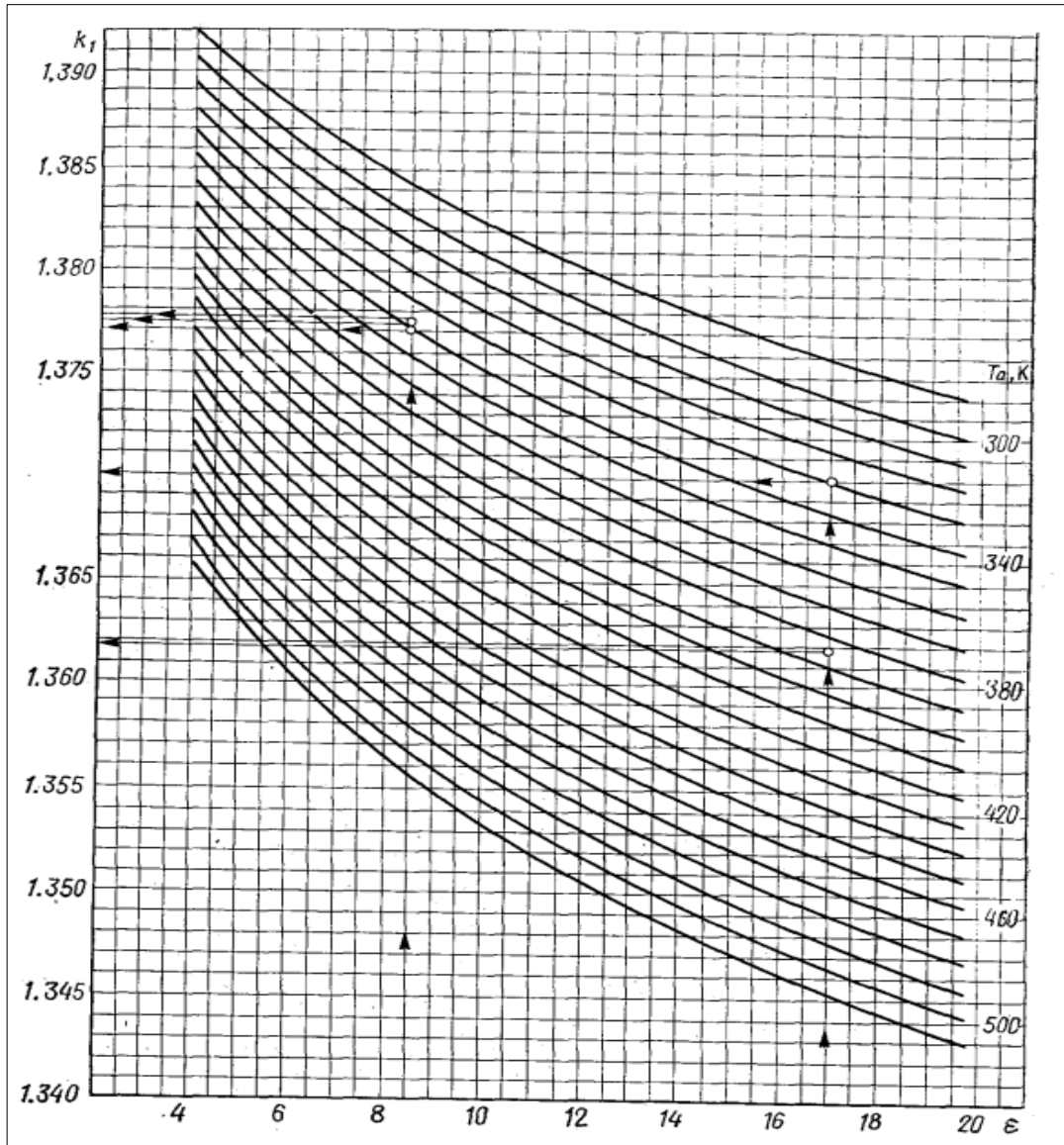
Fehmi GÜL, 1986 yılında İstanbul'da doğdu. 2005 yılında başladığı Kocaeli Üniversitesi Gemi İnşaatı Ön lisans Bölümünü 2008 yılında tamamlayarak tersane sektöründe çalışmaya başladı. 2013 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirdikten sonra 2015 yılında yüksek lisans eğitimine Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda başladı. 2008 yılından itibaren çeşitli firma ve sektörlerde görevlerde bulunmuştur. Şu anda aktif olarak NAVTEK Deniz Teknolojisi A.Ş. firmasında Dizayn Donatım Mühendisi pozisyonunda çalışmaktadır. Bekar olup İstanbul'da ikamet etmektedir.

EKLER

Ek A: Tez Çalışması Kapsamında Yapılan Yayınlar

Gül F., Mehdiyev R., Öktem A. S., (2019), "Tülomsaş TLM6V185 Model Dizel Motorunun MR-Proses Yanma Mekanizması Kullanımı ve Turbo Şarj Kullanımı ile Termodinamik Hesaplarının Yapılması ve İncelenmesi", Lisansüstü Araştırmalar Sempozyumu ve Tanıtım Günleri 2019, Gebze Teknik Üniversitesi.

Ek B: Hesaplalarda Kullanılan Bazı Tablolar



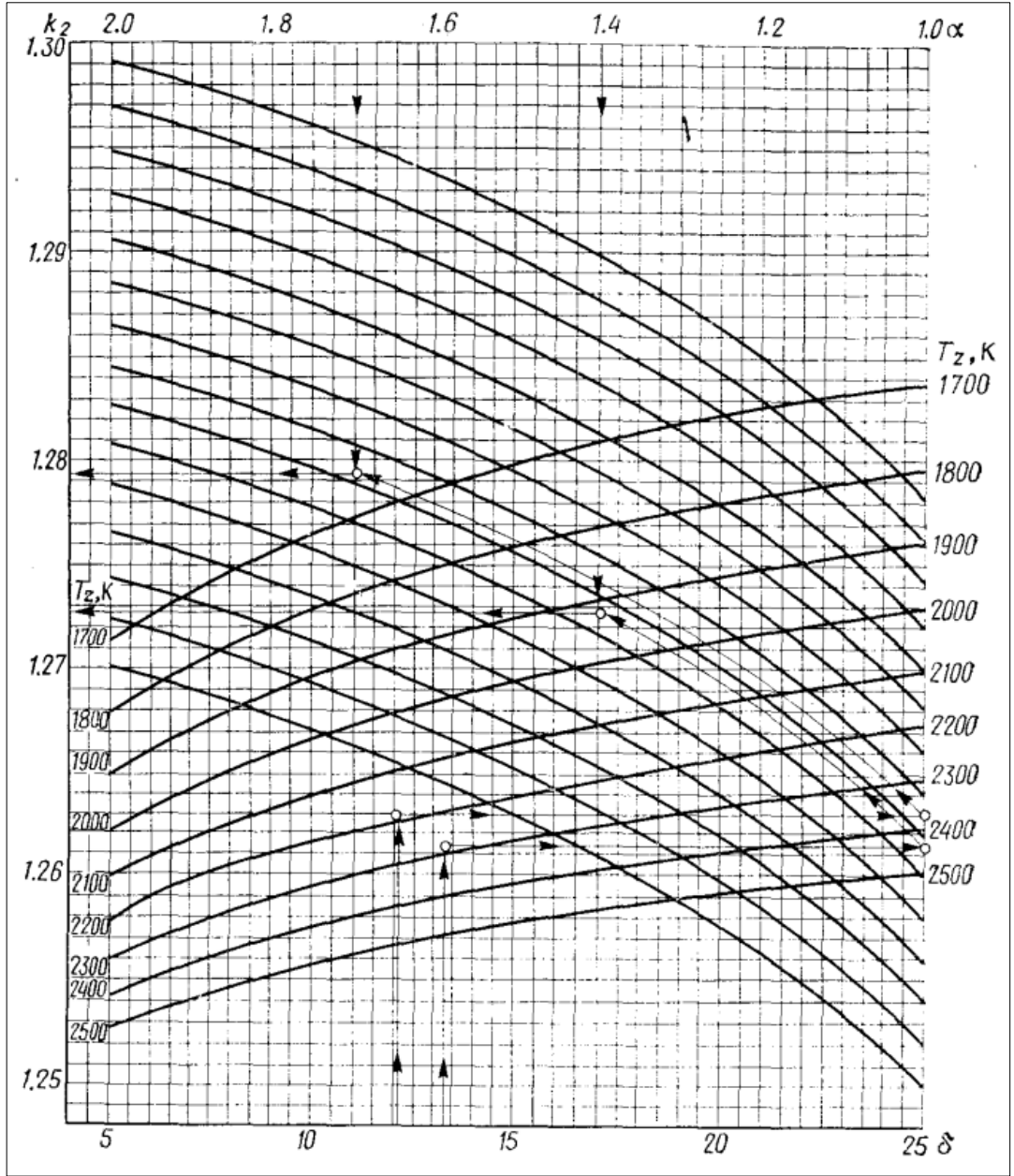
Şekil B1.1: Sıkıştırma adyabatik üssü için nomograf [18].

Table 1.8

Mean molar heat capacity of combustion products, kJ/(kmole deg), of diesel fuel at α

Temperature, °C	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6
0	22.184	22.061	21.958	21.870	21.794	21.728	21.670	21.572	21.493	21.428	21.374	21.328
100	22.545	22.398	22.275	22.169	22.078	21.999	21.929	21.812	21.717	21.640	21.574	21.519
200	22.908	22.742	22.602	22.482	22.379	22.289	22.210	22.077	21.970	21.882	21.808	21.745
300	23.324	23.142	22.989	22.858	22.745	22.647	22.560	22.415	22.300	22.202	22.121	22.052
400	23.750	23.554	23.390	23.249	23.128	23.022	22.930	22.774	22.648	22.544	22.457	22.384
500	24.192	23.985	23.811	23.662	23.533	23.421	23.322	23.157	23.023	22.914	22.822	22.743
600	24.631	24.413	24.229	24.073	23.937	23.819	23.716	23.541	23.401	23.285	23.188	23.106
700	25.069	24.840	24.648	24.484	24.342	24.218	24.109	23.927	23.780	23.659	23.557	23.471
800	25.490	25.251	25.050	24.879	24.731	24.602	24.488	24.298	24.144	24.018	23.912	23.822
900	25.896	25.648	25.439	25.261	25.107	24.973	24.855	24.657	24.487	24.366	24.256	24.162
1000	26.278	26.021	25.804	25.620	25.460	25.321	25.199	24.993	24.828	24.692	24.578	24.481
1100	26.641	26.375	26.151	25.960	25.795	25.652	25.525	25.313	25.142	25.001	24.883	24.783
1200	26.987	26.713	26.482	26.286	26.116	25.967	25.837	25.618	25.442	25.296	25.175	25.071
1300	27.311	27.029	26.792	26.589	26.415	26.262	26.128	25.903	25.722	25.572	25.447	25.341
1400	27.618	27.328	27.085	26.877	26.698	26.541	26.404	26.173	25.986	25.833	25.705	25.596
1500	27.907	27.610	27.361	27.148	26.965	26.805	26.664	26.427	26.237	26.080	25.948	25.836
1600	28.175	27.873	27.618	27.400	27.212	27.049	26.905	26.663	26.468	26.308	26.173	26.059
1700	28.432	28.123	27.863	27.641	27.449	27.282	27.135	26.888	26.690	26.526	26.389	26.272
1800	28.669	28.354	28.089	27.863	27.668	27.497	27.348	27.096	26.894	26.727	26.587	26.469
1900	28.895	28.575	28.305	28.076	27.877	27.704	27.552	27.296	27.090	26.921	26.781	26.658
2000	29.107	28.782	28.508	28.275	28.073	27.898	27.743	27.483	27.274	27.102	26.958	26.835
2100	29.310	28.980	28.703	28.466	28.262	28.083	27.926	27.663	27.451	27.276	27.130	27.005
2200	29.503	29.169	28.888	28.648	28.441	28.260	28.101	27.834	27.619	27.442	27.294	27.168
2300	29.680	29.342	29.057	28.815	28.605	28.422	28.261	27.991	27.774	27.595	27.444	27.317
2400	29.851	29.510	29.222	28.976	28.764	28.580	28.417	28.144	27.924	27.743	27.591	27.462
2500	30.011	29.666	29.375	29.127	28.913	28.726	28.562	28.286	28.064	27.881	27.728	27.598
2600	30.164	29.816	29.523	29.272	29.056	28.868	28.702	28.424	28.199	28.015	27.860	27.729
2700	30.311	29.960	29.664	29.412	29.194	29.004	28.837	28.557	28.331	28.144	27.988	27.856
2800	30.451	30.097	29.799	29.546	29.326	29.135	28.966	28.684	28.456	28.269	28.111	27.978

Şekil B1.2: Artık gazların ortalama molar özgül ısısı [18].



Şekil B1.3: Genişleme adyabatik üssü için nomograf [18].

Ek C: Hesaplamalarda Kullanılan MATLAB Kodları

Bu tez kapsamında kullanılmış olan MATLAB programı kodları Tablo C1.1'de verilmiştir.

Tablo C1.1: Hesaplamalarda kullanılan MATLAB programı kodları.

```
format short g
syms lamda;
syms tz;
```

Tablo C1.1: Devam.

```

syms Ksiz;
syms Hwm;
syms mcvcalismaortami;
syms Alfa;
syms Mu;
syms mcpyanmaurunlerimolarozgulisisi;
syms Ro;
syms Delta;
syms Phir;
Zaman=4;
S=0.21;
B=0.185;
i=6;
n=1500;
C=0.87;
H=0.126;
O=0.004;
Ra=287;
Hu=42440;
Lo=0.5;
lo=14.452;
lamda=input('hava fazlalik katsayisini(lamda) giriniz:');
M1=lamda*Lo;
MCO2=C/12;
MH2O=H/2;
MO2=0.208*(lamda-1)*Lo;
MN2=0.792*lamda*Lo;
M2=MCO2+MH2O+MO2+MN2;
MDK=M2/M1;
Muo=M2/M1;
Po=0.1;
To=293;
Pk=input('Pk turbo basinc degerini giriniz:');
nk=1.65;
Tk=To*((Pk/Po)^((nk-1)/nk));
Epsilon=13.5;
Tr1=input('Tr1 on kabul sicaklik degerini giriniz:');
Pr=0.95*Pk;
%Emme Sureci
DeltaT=10;
Rok1=Po*10^6/(Ra*To);
Rok2=Pk*10^6/(Ra*Tk);
Betaksiin=3;
win=55;
DeltaPa1=((Betaksiin)*(win^2)*Rok1*(10^6))/2;
DeltaPa2=((Betaksiin)*(win^2)*Rok2*(10^6))/2;
Pa=Pk-DeltaPa2
Upsilonr=((Tk+DeltaT)/Tr1)*(Pr/((Epsilon*Pa)-Pr));
Ta=(Tk+DeltaT+(Upsilonr*Tr1))/(1+Upsilonr)

```

Tablo C1.1: Devam.

```

volumetrikverim=((Tk*((Epsilon*Pa)-Pr))/((Tk+DeltaT)*(Epsilon-1)*Pk))
%SiKistirma Sureci
k1=1.362;
n1=1.342;
Pc=Pa*((Epsilon)^n1)
Tc=Ta*((Epsilon)^(n1-1))
tc=Tc-273;
mcvhava=(20.6+(2.638*((10^-3)*tc)));
mcartikgaz=24.04;
mccalismaortami=((1/(1+Upsilonr))*(mcvhava+(Upsilonr*mcartikgaz)));
%Yanma Sureci
Mu=((Mu0+Upsilonr)/(1+Upsilonr));
Hwm=((Hu)/((M1)*(1+Upsilonr)));
Ksiz=input('Disosasyon ve isi transferi ile olan enerji kayip
katsayisi(Ksiz)degerini giriniz:');
Alfa=input('Sabit hacimdeki basinc artis oranı(Alfa)degerini giriniz:');
mccvCO2=(39.123+(0.003349*tz));
mccvH2O=(26.67+(0.004438*tz));
mccvO2=(23.723+(0.00155*tz));
mccvN2=(21.951+(0.001457*tz));
mccvyanmaurunlerimolarozgulisisi=((1/M2)*((MCO2*mccvCO2)+(MH2O*mccvH2O)
+(MO2*mccvO2)+(MN2*mccvN2)));
mccpyanmaurunlerimolarozgulisisiturbo=(mccvyanmaurunlerimolarozgulisisi
+8.315);
denkleml1=(((Ksiz*Hwm)+(((mccalismaortami)+(8.315*Alfa))*tc)+((2270)
*(Alfa-Mu)))==((Mu)*mccpyanmaurunlerimolarozgulisisiturbo*tz));
tz=solve([denkleml1],[tz]);
double(tz);
ans(1,1);
tz=ans(1,1);
Tz=tz+273
Pz=Alfa*Pc
Ro=((Mu*Tz)/(Alfa*Tc));
%Genisleme Sureci
Delta=Epsilon/Ro;
n2=1.247;
k2=1.257;
Pb=((Pz)/(Delta^(n2)))
Tb=((Tz)/(Delta^(n2-1)))
Tr2=((Tb)/((Pb/Pr)^(1/3)))
YuzdeDeltaTr=100*(Tr2-Tr1)/Tr2
%Cevrimin Indike Parametreleri
Pii=(((Pc)/(Epsilon-1))*(((Alfa)*(Ro-1))+((Alfa*Ro)/(n2-1))*((1)
-(1/(Delta^(n2-1)))))-((1/(n1-1))*((1)-((1)/(Epsilon)^(n1-1))))));
Phir=0.95;
Pi=(Phir*Pii)+DeltaPa2-DeltaPa1
indikeverim=((Pi*lo*lamda)/(Hu*Rok2*volumetrikverim))*10^3
gi=((3600*1000)/(Hu*indikeverim))
wpm=n*S/30;

```

Tablo C1.1: Devam.

```
Pm=((0.089)+(0.0118*wpm))
%cevrinin Efektif Parametreleri
Pe=Pi-Pm
mekanikverim=Pe/Pi
efektifverim=indikeverim*mekanikverim
ge=3600*1000/(Hu*efektifverim)
vh=((3.14)*(B^2)*(S))/4*1000
vl=vh*i
Fp=(3.14*((B*100)^2))/4
Ne1=Pe*vl*n/(30*Zaman);
Ne2=((vl*n)/(30*Zaman))*Hu*Rok2*volümetrikverim*indikeverim*mekanikverim
/(lamda*lo*1000);
Ne=Ne1
Ni=Pi*vh*i*n/120
Me=3*(10^4)*Ne1/(3.14*n)
Pain=0.096;
PIC=Pk/Pain
Roo=1.19;
Psis=1;
Ga=(lamda*Psis*lo*Ne*ge)/(36*10^5);
Qa=Ga/Roo
```