

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTORLARDA EGZOZ KARŞI
BASINCININ MOTOR PERFORMANSI VE
EGZOZ SALIMLARI ÜZERİNE ETKİLERİNİN
ANALİZİ**

Yiğit GÜLMEZ

Ağustos, 2022

İZMİR

**DİZEL MOTORLARDA EGZOZ KARŞI
BASINCININ MOTOR PERFORMANSI VE
EGZOZ SALIMLARI ÜZERİNE ETKİLERİNİN
ANALİZİ**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Doktora Tezi

**Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Deniz Ulaştırma
Sistemleri Mühendisliği Programı**

Yiğit GÜLMEZ

Ağustos, 2022

İZMİR

DOKTORA TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

YİĞİT GÜLMEZ, tarafından **DR. ÖĞR. ÜYESİ GÜNER ÖZMEN** yönetiminde hazırlanan “**DİZEL MOTORLARDA EGZOZ KARŞI BASINCININ MOTOR PERFORMANSI VE EGZOZ SALIMLARI ÜZERİNE ETKİLERİNİN ANALİZİ**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

.....
Dr. Öğr. Üyesi Güner ÖZMEN

Yönetici

.....
Prof. Dr. Mustafa Serhan KÜÇÜKA

Tez İzleme Komitesi Üyesi

.....
Dr. Öğr. Üyesi Mustafa NURAN

Tez İzleme Komitesi Üyesi

.....
Prof. Dr. Yasin ARSLANOĞLU

Jüri Üyesi

.....
Doç. Dr. Görkem KÖKKÜLÜNK

Jüri Üyesi

.....
Prof. Dr. Okan FISTIKOĞLU

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Doktora tez çalışmam süresince bana daima yardımcı olan, her aşamada bilgi ve desteğini esirgemeyen değerli danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Güner ÖZMEN’e teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Tez yazım sürecim boyunca gerçekleştirilen tez izleme toplantılarında yapmış oldukları çok değerli katkılar ve öneriler için kıymetli hocalarım Prof. Dr. M. Serhan KÜÇÜKA ve Dr. Öğr. Üyesi Mustafa NURAN’a teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Deneysel çalışmalarım süresince yardımlarını esirgemeyen değerli dostum ve meslektaşım Arş. Gör. Dr. Olgun KONUR’a, deney seti kurulumunda gerekli olan yedek parçaların temini konusunda destek olan İzmir sanayi esnaflarından Sayın Mustafa MİRİ’ye, deney düzeneği için gerekli olan torna ve tesviye işlerinde katkı sağlayan “Atlas Torna” çalışanlarına, deney düzeneğinin kurulumunda destek olan “İzmir Rekor” firması ve çalışanlarına ve çalışmalarda kullanılan yakıt çeşitlerinin temini ve analizleri hususunda destek olan Tüpraş İzmir Rafineri Müdürlüğü ve değerli çalışanlarına şükranlarımı sunarım.

Akademik kariyere başlamam konusunda beni cesaretlendiren ve bana her zaman destek olan değerli eşim ve meslektaşım Seçil GÜLMEZ’e ve bugünlere gelmemde çok önemli emekleri olan annem ve babama teşekkürlerimi sunarım.

Yiğit GÜLMEZ

DİZEL MOTORLARDA EGZOZ KARŞI BASINCININ MOTOR PERFORMANSI VE EGZOZ SALIMLARI ÜZERİNE ETKİLERİNİN ANALİZİ

ÖZ

Enerji üretiminin sürdürülebilir olarak yapılması ihtiyacı, dizel motor üreticilerini daha çevre dostu ve daha yüksek verimli motor modelleri geliştirmeye zorlamaktadır. Buna uygun olarak, egzoz salımlarının azaltılması amacıyla egzoz gazı son işleme sistemlerinin kullanımı ve termal verimliliğin yükseltilmesi amacıyla egzoz atık ısı geri kazanım sistemlerinin kullanımı sık başvurulan yöntemlerdir. Ancak, egzoz devresi üzerine yerleştirilen herhangi bir sistem egzoz karşı basıncı için bir kaynak olmaktadır. Egzoz karşı basıncının yükseltilmesinin motor performansı ve egzoz salımları üzerinde olumsuz etkileri bulunmaktadır. Bu çalışmada, literatürde, egzoz karşı basıncının motor performansı ve egzoz salımları üzerindeki etkilerini analiz etmek üzere yapılan çalışmalarda değinilmeyen hususlar ile ilgili deneyler ve analizler yapmak ve daha önceki çalışmalarda tespit edilen bulguları doğrulamak ve test etmek üzere kapsamlı bir deneysel çalışma yürütülmüştür. Deneysel çalışmada, egzoz devresi üzerine yerleştirilen orifisler vasıtasıyla egzoz karşı basıncı kontrol edilmiş ve 1600 devir/dakika motor hızında, 6 farklı motor yükünde ve 5 farklı egzoz karşı basıncı değerinde ölçümler yapılarak, egzoz karşı basıncı artışının ve motor yükü değişiminin çeşitli motor performans göstergeleri üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Elde edilen bulgular, literatürdeki teorik bilgiler ışığında değerlendirilmiştir. Tezin sonuçlarına göre, egzoz karşı basıncı artışıyla, yanma zamanlarının geciktiği, maksimum silindir içi basınç değerlerinin, hacimsel verimin, yakıt dönüşüm veriminin ve azot oksit salımlarının düştüğü, pompalama kayıplarının, mekanik verimin, özgül yakıt sarfiyatının, karbondioksit ve karbon monoksit salımlarının yükseldiği tespit edilmiştir. Tezin sonuç bölümünde egzoz karşı basıncı artışının olumsuz etkilerini düşürmek üzere öneriler sunulmuştur.

Anahtar kelimeler: İçten yanmalı motorlar, egzoz karşı basıncı, egzoz salımları, motor performansı, egzoz sistemleri

THE ANALYSIS OF EFFECTS OF THE EXHAUST GAS BACK PRESSURE ON PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS OF DIESEL ENGINES

ABSTRACT

The requirement for sustainable energy production, forces diesel engine producers to develop more environmental-friendly and more efficient motor models. Concordantly, exhaust gas aftertreatment systems to decrease exhaust emissions and exhaust waste heat recovery systems to increase thermal efficiency are the most frequently used methods for this purpose. However, any system installed on the exhaust pipe of diesel engines is a source of exhaust backpressure. Increasing the exhaust backpressure has negative effects on the performance and exhaust emissions of diesel engines. In this study, a comprehensive experimental study was conducted to make experiments and analyzes on issues not addressed in the literature to analyze the effects of exhaust backpressure on engine performance and exhaust emissions, and to verify and test the findings of previous studies. In the experimental study, the exhaust back pressure was increased by means of orifices installed on the exhaust line, and the effects of back pressure increment and engine load on various engine performance indicators were made by making measurements at 1600 rpm engine speed, 6 different engine loads and 5 different exhaust backpressure values. The findings were discussed in the light of the theory. According to the results of the study, increasing back pressure causes to retarding of combustion periods, causes to decrease of the maximum in-cylinder pressures, volumetric efficiency, fuel conversion efficiency, nitric oxide emissions and causes to increase of pumping loss, mechanical efficiency, brake specific fuel consumption, carbondioxide emissions and carbonmonoxide emissions. In the conclusion part of the thesis, suggestions are presented to reduce the negative effects of the exhaust back pressure increment.

Keywords: Internal combustion engines, exhaust back pressure, exhaust emissions, engine performance, exhaust systems

İÇİNDEKİLER

DOKTORA TEZİ SINAV SONUÇ FORMU.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	x
TABLolar LİSTESİ.....	xiii
SEMBOLLER LİSTESİ.....	xv
KISALTMALAR LİSTESİ.....	xix

BÖLÜM BİR - GİRİŞ.....1

1.1 Tezin Kapsamı.....	1
1.2 Tezi Amacı ve Motivasyon.....	4
1.3 Tezin Planı.....	5

BÖLÜM İKİ - DİZEL MOTORLADA YANMA.....8

2.1 Dizel Motorlarda Yanma Süreçleri.....	8
2.1.1 Tutuşma Gecikmesi.....	9
2.1.2 Hızlı Basınç Yükselmesi.....	10
2.1.3 Kontrollü Yanma	12
2.1.4 Art Yanma	13
2.2 Dizel Motorlarda Yanma Dışındaki Süreçler	13
2.3 Hava Kirletici Oluşum Mekanizmaları.....	19
2.3.1 Karbondioksit	20
2.3.2 Karbonmonoksit	21
2.3.3 Hidrokarbonlar	22
2.3.4 Partikül Madde	23
2.3.5 Azot Oksitleri	24

2.3.6 Kükürt Oksitleri.....	26
2.4 Dizel Motorlarda Yanma Kondisyonunun Değerlendirilmesi.....	27
BÖLÜM ÜÇ - DİZEL MOTORLAR EGZOZ SİSTEMLERİ	28
3.1 Egzoz Sistemlerinde Tasarım Kriterleri.....	28
3.2 Egzoz Sistemlerinin Elemanları.....	31
3.2.1 Egzoz Valfi.....	31
3.2.2 Egzoz Manifoldu.....	32
3.2.3 Susturucular	33
3.2.4 Diğer Elemanlar.....	34
3.3 Egzoz Gazı Resirkülasyon Sistemleri	34
3.4 Egzoz Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri.....	36
3.4.1 Atık Isı Kazanları, Rehiterler ve Süperhiterler.....	38
3.4.2 Turboşarjlar.....	39
3.4.3 Egzoz Türbinleri	40
3.4.4 Organik Rankine Çevrimi.....	41
3.4.5 Kalina Çevrimi.....	42
3.4.6 Termoelektrik Jeneratörü	43
3.5 Egzoz Gazı Son İşleme Sistemleri.....	44
3.5.1 Seçici Katalitik İndirgeme Sistemleri	45
3.5.2 Azot Oksit Depolama ve İndirgeme Sistemleri.....	47
3.5.3 Dizel Partikül Filtreler	49
3.5.4 Dizel Oksidasyon Katalizörleri	50
3.5.5 Karbon Yakalama Teknolojileri.....	51
3.5.6 Egzoz Gazı Yıkama Sistemleri	52
BÖLÜM DÖRT - LİTERATÜR TARAMASI.....	54
4.1 Literatür Taraması İçin İzlenen Yöntem	54
4.2 Egzoz Gazı Devresi Üzerine Yerleştirilen Çeşitli Sistemlerin Egzoz Karşı Basıncı Üzerindeki Etkisi	57

4.3 Egzoz Devresi Üzerine Yerleştirilen Sistemlerin Oluşturduğu Egzoz Karşı Basıncının Motor Performansı Üzerindeki Etkisi	64
4.4 Egzoz Karşı Basıncının Motor Performansı Üzerindeki Etkisi	76
4.5 Genel Değerlendirme ve Tezin Özgün Değeri	83
BÖLÜM BEŞ - MATERYAL VE YÖNTEM.....	88
5.1 Deneylerde Kullanılan Ekipmanlar	88
5.1.1 Test Motoru.....	89
5.1.1.1 Yakıt Devresi Üzerinde Yapılan Değişiklikler	91
5.1.1.2 Egzoz Devresi Üzerinde Yapılan Değişiklikler	91
5.1.1.3 Silindir Kapağı Üzerinde Yapılan Değişiklikler	92
5.1.1.4 Emme Havası Devresi Üzerinde Yapılan Değişiklikler	93
5.1.2 Dinamometre	94
5.1.3 Yakıt Akış Ölçeri	95
5.1.4 Emme Havası Akış Ölçeri	96
5.1.5 Egzoz Gazı Analizörü.....	97
5.1.6 Silindir İçi Basınç Sensörü	99
5.1.7 Egzoz Karşı Basınç Sensörü.....	100
5.1.8 Yük Hücresi	101
5.1.9 Enkoder	102
5.1.10 Ortam Sensörü	103
5.2 Deney Prosedürleri	104
5.3 Deney Sonuçları Kullanılarak Yapılan Hesaplamalar	106
5.4 Silindir İçi Basınç Diyagramlarının Oluşturulması	115
BÖLÜM ALTI – BULGULAR VE TARTIŞMA	120
6.1 Egzoz Devre Çapının Egzoz Karşı Basıncı ve Maksimum Motor Gücü Üzerindeki Etkileri	121
6.2 Egzoz Karşı Basıncının Yanma Performansı Üzerindeki Etkileri.....	123
6.2.1 Açık İndikatör Diyagramları.....	123
6.2.2 Kapalı İndikatör Diyagramları.....	146

6.2.3 Özgöl Yakıt Sarfıyatı	164
6.2.4 Hacimsel Verim	168
6.2.5 Mekanik Verim	171
6.2.6 Yakıt Dönüşüm Verimi	174
6.3 Egzoz Karşı Basıncının Egzoz Salımları Üzerindeki Etkileri	176
6.3.1 Karbondioksit Salımları	177
6.3.2 Oksijen Salımları	182
6.3.3 Karbonmonoksit Salımları	187
6.3.4 Azot Oksit Salımları.....	191
BÖLÜM YEDİ – SONUÇ	196
KAYNAKLAR	208

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Bir dizel motor için örnek yanma süreçleri	9
Şekil 3.1 Marin tipi iki zamanlı bir dizel motor için ısı dağılım diyagramı	36
Şekil 3.2 Karbondioksit yakalama yöntemleri.....	51
Şekil 4.1 Literatür taraması için kullanılan anahtar kelimeler	56
Şekil 5.1 Deney düzeneği genel görünüm	89
Şekil 5.2 Test motoru	90
Şekil 5.3 Yakıt devresi üzerinde yer alan ekipmanlar	91
Şekil 5.4 Egzoz devresi üzerinde yer alan ekipmanlar	92
Şekil 5.5 Silindir kapağı üzerinde yapılan değişiklikler	93
Şekil 5.6 Emme havası devresi üzerinde yapılan değişiklikler	94
Şekil 5.7 Dinamometre ve Panosu	95
Şekil 5.8 Yakıt akış ölçeri	96
Şekil 5.9 Egzoz gazı analizörü	98
Şekil 5.10 Piezoelektrik basınç sensörü ve şarj amplifikatörü	100
Şekil 5.11 Egzoz karşı basınç sensörü	101
Şekil 5.12 Yük hücresi ve indikatörü	102
Şekil 5.13 Enkoder fotoğrafları	103
Şekil 5.14 Krank mili açısının anlık değerine göre silindir hacmi hesaplaması için kullanılan parametrelerin 2 boyutlu basit motor çizimi üzerinde yerleşimi	109
Şekil 5.15 Kapalı yanma diyagramında oluşan alanlar	110
Şekil 5.16 Kapalı yanma diyagramı üzerinde filtrelenmiş ve filtrelenmemiş veriler	119
Şekil 6.1 8 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramları	124
Şekil 6.2 16 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramları	127

Şekil 6.3	24 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramları	130
Şekil 6.4	32 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramları	133
Şekil 6.5	40 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramları	136
Şekil 6.6	Her bir orifis ile ulaşılabilen en yüksek motor yükleri için açık indikatör diyagramları	139
Şekil 6.7	8 Nm motor yükü içi kapalı indikatör diyagramları	146
Şekil 6.8	8 Nm motor yükünde emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar	147
Şekil 6.9	16 Nm motor yükü içi kapalı indikatör diyagramları.....	149
Şekil 6.10	16 Nm motor yükünde emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar	149
Şekil 6.11	24 Nm motor yükü içi kapalı indikatör diyagramları	152
Şekil 6.12	24 Nm motor yükünde emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar	152
Şekil 6.13	32 Nm motor yükü içi kapalı indikatör diyagramları	154
Şekil 6.14	32 Nm motor yükünde emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar	155
Şekil 6.15	40 Nm motor yükü içi kapalı indikatör diyagramları	157
Şekil 6.16	40 Nm motor yükünde emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar	157
Şekil 6.17	Her bir orifis ile ulaşılabilen en yüksek motor yükü içi kapalı indikatör diyagramları	159
Şekil 6.18	Her bir orifis ile ulaşılabilen en yüksek motor yükünde emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar	160
Şekil 6.19	Özgül yakıt sarfiyatının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi	164
Şekil 6.20	Hacimsel verimin motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi	168
Şekil 6.21	Mekanik verimin motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişim	171
Şekil 6.22	Yakıt dönüşüm veriminin motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi	175

Şekil 6.23	Oransal CO ₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi	177
Şekil 6.24	Özgül CO ₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi	179
Şekil 6.25	Oransal O ₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi	183
Şekil 6.26	Özgül O ₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi	185
Şekil 6.27	Oransal CO salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi	187
Şekil 6.28	Özgül CO salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi	190
Şekil 6.29	Oransal NO _x salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi	192
Şekil 6.30	Özgül NO _x salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi	194

TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 5.1 Test motoru teknik özellikleri	90
Tablo 5.2 Dinamometre teknik özellikleri	94
Tablo 5.3 Yakıt akış ölçer teknik özellikleri	96
Tablo 5.4 Emme havası akış ölçer teknik özellikleri	97
Tablo 5.5 Egzoz gazı analizörü teknik özellikleri	98
Tablo 5.6 Piezoelektrik basınç sensörü teknik özellikleri	99
Tablo 5.7 Basınç sensörü teknik özellikleri	100
Tablo 5.8 Yük hücresi teknik özellikleri	101
Tablo 5.9 Enkoder teknik özellikleri	102
Tablo 5.10 Ortam sensörü teknik özellikleri	103
Tablo 6.1 Egzoz devresi üzerine yerleştirilen farklı çaplardaki orifisler kullanımında ve farklı motor yüklerinde egzoz karşı basıncı değerleri	121
Tablo 6.2 8 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramından elde edilen yanma zamanları ile ilgili veriler	125
Tablo 6.3 16 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramından elde edilen yanma zamanları ile ilgili veriler	128
Tablo 6.4 24 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramından elde edilen yanma zamanları ile ilgili veriler	131
Tablo 6.5 32 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramından elde edilen yanma zamanları ile ilgili veriler	134
Tablo 6.6 40 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramından elde edilen yanma zamanları ile ilgili veriler	137
Tablo 6.7 Her bir orifis için ulaşılabilen en yüksek yükleri için açık indikatör diyagramından elde edilen yanma zamanları ile ilgili veriler	140
Tablo 6.8 8 Nm motor yükü için kapalı diyagramlardan elde edilen veriler	147
Tablo 6.9 16 Nm motor yükü için kapalı diyagramlardan elde edilen veriler ...	150
Tablo 6.10 24 Nm motor yükü için kapalı diyagramlardan elde edilen veriler....	153

Tablo 6.11 32 Nm motor yükü için kapalı diyagramlardan elde edilen veriler ...	155
Tablo 6.12 40 Nm motor yükü için kapalı diyagramlardan elde edilen veriler ...	158
Tablo 6.13 Her bir orifis ile ulaşılabilen en yüksek motor yükü için kapalı diyagramlardan elde edilen veriler	160
Tablo 6.14 Özgül yakıt sarfiyatının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi	165
Tablo 6.15 Hacimsel verimin motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi	169
Tablo 6.16 Mekanik verimin motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi	171
Tablo 6.17 Yakıt dönüşüm veriminin motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi	175
Tablo 6.18 Oransal CO ₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi	177
Tablo 6.19 Özgül CO ₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi	180
Tablo 6.20 Oransal O ₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi	183
Tablo 6.21 Özgül O ₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi	185
Tablo 6.22 CO salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değerler	187
Tablo 6.23 Özgül CO salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi	190
Tablo 6.24 NO _x salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değerler	192
Tablo 6.25 Özgül NO _x salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi	194

SEMBOLLER LİSTESİ

$^{\circ}\text{C}$	: Santigrad derece
θ	: Krank mili açısı
$^{\circ}$	: Açık derecesi
$dp/d\theta$	: Krank mili açısı başına basınç yükselme hızı
CO	: Karbon monoksit
HC	: Hidrokarbonlar
NO _x	: Azot oksitleri
CO ₂	: Karbondioksit
H ₂ O	: Su
C _n H _m	: Hidrokarbon türevi
N ₂	: Azot molekülü
O ₂	: Oksijen molekülü
K	: Kelvin
PM ₁₀	: Çapı 10 mikron ve altında alan partikül maddeler
PM _{2,5}	: Çapı 2,5 mikron ve altında alan partikül maddeler
PM _{0,1}	: Çapı 0,1 mikron ve altında alan partikül maddeler
N ₂ O	: Diazot Monoksit
NO	: Azot oksit
NO ₂	: Azot dioksit
C	: Karbon
SO	: Kükürt oksit
SO ₂	: Kükürt dioksit
SO ₃	: Kükürt trioksit
S ₂ O	: Disülfür monoksit
p- θ	: Basınç-krank mili açısı
p-V	: Basınç-hacim
g/kWh	: Birim kWh enerji başına gram cinsinden madde miktarı
HNCO	: İzosiyanik asit

NH ₃	: Amonyak
Pt	: Platin
BaCO ₃	: Baryum karbonat
NO ₃	: Nitrat
CaO	: Kalsiyum oksit
Ca(OH) ₂	: Sönmüş kireç
dB	: Desibel
l	: Litre
g/l	: Birim litre başına gram cinsinden madde miktarı
mbar	: milibar
kW	: Kilowatt
kPa	: Kilopaskal
kg/h	: Saatlik kütleli debi
cc	: santimetre küp
W/m.K	: Isıl iletkenlik katsayısı birimi
Pa	: Paskal
km	: Kilometre
W	: Watt
cm ³	: Santimetre küp
mmHg	: Milimetre-cıva
inç WC	: manometredeki inç cinsinden su yüksekliği
mmWC	: manometredeki mm cinsinden su yüksekliği
mm	: Milimetre
Nm	: Newton-metre
kg/m ³	: Yoğunluk birimi
ppm	: Toplam madde miktarının milyonda birini ifade eden büyüklük
kHz	: Kilohertz
V	: Volt
MPa	: Megapaskal
mA	: Miliamper

$\emptyset$	: Çap
M_e	: Motor torku
F	: Şafta uygulanan kuvvet
x	: Yük hücresinin motor şaftına uzaklığı
P_e	: Efektif güç
ω	: Açısal hız
n	: Motor devir sayısı
$V(\theta)$	: Herhangi bir krank mili açısındaki silindir hacmi
V_c	: Ölü hacim
B	: Silindir çapı
l	: Piston kolu, pin merkezleri arası uzunluğu
a	: Krank pin çapı
L	: Strok uzunluğu
$s(\theta)$	: Herhangi bir krank mili açısında piston pin ile krankşaft merkezi arası eksenel uzunluk
W_g	: Çevrim başına brüt indike iş değerini
W_n	: Çevrim başına net indike iş değerini
W_p	: Çevrim başına pompalama indike iş değerini
V_h	: Silindir hacmi
b	: Efektif özgül yakıt sarfıyatı
η_v	: Volümetrik verim
$\dot{m}_h$	: Saatlik emme havası kütleli debisi
ρ_h	: Emme havası yoğunluğu
$\dot{m}_h$	: Saatlik yakıt kütleli debisi
Q_{ID}	: Yakıtın alt ısı değeri
k_{hd}	: Özgül nitrik oksit salımlarının hesaplaması için kullanılacak düzeltme katsayısı,
H_a	: Emme hava akış ölçeri girişinde ölçülen hava nem oranı
T_a	: Emme havası girişindeki hava sıcaklığı
$\dot{m}_{gaz}$	: Gazın kütleli debisi
p_e	: Ortalama efektif basınç
Re	: Reynold sayısı

ρ_{nox}	: Ölçüm noktasındaki egzoz sıcaklığındaki NO_x yoğunluğu
ρ_{egz}	: Ölçüm noktasındaki egzoz sıcaklığındaki egzoz yoğunluğu
c_{gaz}	: Egzoz gazı analizörü ile ölçülen hacimsel gaz oranı
$\dot{m}_{egz}$	: Kütlesel egzoz debisi
b_{gaz}	: İlgili hava kirleticinin özgül salım miktarı
$P_{ölçüm}$	: Ölçüm sonucu olarak hesaplanan basınç değeri
$V_{ölçüm}$	: Ölçülen anlık elektriksel gerilim
$P_{mak,amp}$	: Şarj amplifikatörü üzerinden ayarlanan maksimum ölçüm basıncı



KISALTMALAR

IEA	: International Energy Agency (Uluslararası Enerji Ajansı)
EIA	: United States Energy Information Administration (ABD Enerji Bilgi Yönetim İdaresi)
ORC	: Organik Rankine Çevrimi
EPA	: Environmental Protection Agency (Çevre Koruma Ajansı)
DOC	: Diesel oxidation catalyst (Dizel oksidasyon katalizörü)
EEA	: European Energy Agency (Avrupa Çevre Ajansı)
PM	: Partikül madde
DPF	: Dizel partikül filtre
IMO	: International Maritime Organization (Uluslararası Denizcilik Örgütü)
EGR	: Egzoz gazı resirkülasyon
SCR	: Selective catalytic reduction (Seçici katalitik indirgeme)
BIMCO	: Baltic and International Maritime Council (Baltık ve Uluslararası Denizcilik Konseyi)
ICCT	: International Council of Clean Transportation (Uluslararası Temiz Ulaştırma Konseyi)
LP-EGR	: Egzoz gazının düşük basınçlı bölgeden alındığı EGR sistemi
HP-EGR	: Egzoz gazının yüksek basınçlı bölgeden alındığı EGR sistemi
TEG	: Termoelektrik jeneratörü
EGCSA	: Exhaust Gas Cleaning Systems Association (Egzoz Gazı Temizleme Sistemleri Birliği)
ABS	: American Bureau of Shipping (Amerikan Denizcilik Bürosu)
WOS	: Web of Science
ASTM	: American Society for Testing and Materials (Amerikan Test ve Malzeme Topluluğu)
EDPF	: Elektrostatik dizel partikül filtresi
EN590	: ISO EN590 standartlarına sahip motorin
HCCI	: Homojen şarj sıkıştırma ateşlemeli
IMEP _n	: Ortalama net indike basınç
IMEP _g	: Ortalama brüt indike basınç

IMEP _p	: Ortalama pompalama indike basınç
FMEP	: Ortalama sürtünme efektif basınç
ÜÖN	: Üst ölü nokta
AISI 304	: %18 krom ve %8 nikelden oluşan paslanmaz çelik malzeme
MEPC	: Marine Environment Protection Committee (Deniz Çevresi Koruma Komitesi)



BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Tezin Kapsamı

19. yüzyılda başlayan endüstri devrimi, günlük hayatın hemen hemen her alanını etkileyen yenilikler getirmiştir. Endüstri devriminin getirdiği yenilikler sayesinde, büyük çapta fabrikaların, gelişmiş ulaştırma sistemlerinin ve büyük güç üretim makinelerinin kullanıldığı gelişmiş bir ekonomi modeli ortaya çıkmıştır. Yeni gelişen ekonomi yapısı, tüm alanlarda ekonomik verimliliği yükseltmiştir. Bu durum, takip eden yıllar içerisinde, ekonomik büyümeyi ve nüfus artışını hızlandırmıştır. 1960'lı yılların sonlarında ve 1970'li yılların başlarında yapılan çalışmalar sonucunda yayımlanan bazı eserler (Meadows, Meadows, Randers ve Behrens, 1972) bu ekonomik büyümenin bir sınırı olması gerektiği, dünya kaynaklarının tükenmeye başladığı ve endüstriyel gelişimin çevre kirliliğini arttırması sebebiyle gelecekte sürdürülebilir bir üretim yapmanın mümkün olmayacağı tezlerini ortaya koymuştur. Bu durum, tüm sektörleri ve karar vericileri gelecekte kaynakların daha etkin kullanımına yönelik tedbirler almaya zorlamıştır. Bu sebeple, tüm sektörlerde olduğu gibi güç üretimi yapan makinelerle ilgili olarak da bu makinelerin çevresel sürdürülebilirliğini sağlamak üzere çok sayıda kural, kısıtlama ve konvansiyon getirilmiştir.

Çeşitli güç üretim sistemlerinde, çevresel sürdürülebilirliğin sağlanması konusunda en büyük engel, teknolojik gelişimin kısıtlı olmasıdır. Güç üretim sistemlerinin çevresel etkilerini düşürmek amacıyla getirilen kısıtlamalar ve kuralların mevcut teknolojiyle uygulanabilir olması gerekmektedir. Teknoloji geliştikçe, yeni tedbirler uygulanabilir duruma gelmekte ve yeni tedbirler uygulanabilir oldukça çevresel sürdürülebilirliği sağlamak üzere yeni kurallar getirilebilmektedir.

IEA (2021) verilerine göre, günümüzde küresel enerji ihtiyacının %26,8'i kömürden, %30,9 petrol bazlı sıvı yakıtlardan, %23,2'si doğal gazdan, %5'i nükleer kaynaklardan, %2,5'i hidroelektrik santrallerinden, %9,4'ü biyoyakıtlardan ve %2,2'si

diğer yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılanmaktadır. Bu kaynaklar arasından, petrol bazlı sıvı yakıtlar, doğal gaz ve biyoyakıtlar kullanılarak güç elde etmek konusunda en sık kullanılan makinelerden biri içten yanmalı motorlardır. İçten yanmalı motorlar arasında da dizel motorlar, yüksek termal verime sahip olması, kurulum ve işletme maliyetlerinin düşük olması, çok çeşitli yakıtlar ile kullanılabilirliği, gelişmiş yedek parça tedarik ağı, dayanıklılığı ve gelişmiş teknolojisi sebebiyle en sık tercih edilen motorlardan biridir.

Güç üretim sistemleri ile ilgili olarak küresel ve bölgesel çapta getirilen çeşitli kısıtlamalar, dizel motorların yerine alternatif arayışlar ortaya çıkmasına sebep olmaktadır. Buna rağmen, günümüzde enerji ihtiyacının karşılanması konusunda içten yanmalı motorların hala en güvenilir kaynak olması, yük taşımacılığının tamamına yakınında içten yanmalı motorların kullanılması, son yıllarda bu motorlardan kaynaklı çevresel etkilerin önemli ölçüde düşürülmesi ve içten yanmalı motorlara alternatif olarak sunulan çevreci teknolojilerin çok yüksek maliyetli olması içten yanmalı motorların gelecekte de yoğun olarak kullanılacağını göstermektedir (Reitz, Ogawa ve Payri, 2021). Enerji piyasasının geleceği ile ilgili tahminlere yer verilen pek çok çalışmada (Shell, 2021; EIA, 2016; Dünya Enerji Konseyi, 2016) küresel piyasada, fosil yakıtlardan enerji üretiminin yakın ve orta vadeli gelecekte hala en sık tercih edilen yöntem olacağı öngörülmüştür.

Dizel motor üreticileri ve geliştiricileri, dizel motorların çevresel sürdürülebilirliğini sağlayarak gelecekte de en yaygın güç üretim makinesi konumunu koruması için çaba harcamaktadır. Bu amaçla, dizel motor tasarımlarında yenilikler yapılmakta ve bu motorların pek çok sistemle uyumlu olarak çalışması sağlanarak çevresel etkilerinin düşürülmesi için çalışmalar yapılmaktadır. Dizel motorlarda gerçekleşen yanma kaynaklı olarak ortaya çıkan hava kirletici maddeler, bu motorların çevresel sürdürülebilir makineler olması önündeki en büyük engel durumundadır. Dizel motorlar kaynaklı hava kirletici salımlarını düşürmek için kullanılan başlıca iki strateji bulunmaktadır (Posada, Chambliss ve Blumberg, 2016). Bu stratejilerden birincisi yanma verimini yükselterek, hava kirletici üretim miktarlarını mümkün olan asgari seviyeye düşürmektedir. Ancak, bu stratejiyle sağlanabilecek hava kirletici

indirgemesi, dizel motorların çalışma teorileri ve verimlilikleri ile ilgili üst sınırlar sebebiyle kısıtlıdır. İkinci strateji ise oluşmuş olan ve egzoz gazı içerisine katılan hava kirleticilerin çeşitli yöntemlerle ayrıştırılması veya indirgenmesidir. Bu yöntemler, literatürde egzoz gazı son işleme sistemi olarak geçmektedir.

Dizel motorlarda kullanılan çeşitli egzoz gazı son işleme sistemleri bulunmaktadır. Bu sistemlerin her biri farklı bir veya birkaç hava kirletici madde üzerinde etkilidir. Gelecekte, son işleme sistemleri teknolojilerinin gelişimiyle, dizel motorlardan kaynaklı tüm hava kirletici salımlarını kabul edilebilir oranlarda engellemek ve böylece dizel motorları gelecekte getirilecek çevresel standartlara uygun hale getirmek için birkaç egzoz gazı son işleme sisteminin bir arada kullanılması gerekecektir (Reşitoğlu, Altınışık ve Keskin, 2015; Posada, Chambliss ve Blumberg, 2016).

Dizel motorların çevresel etkilerini azaltmanın bir diğer yolu, enerji verimliliğini arttırmaktır. Bu amaçla, atık ısı geri kazanım sistemleri geliştirilmiştir. Bu sistemlerin kullanımıyla, toplam sistem verimi artırılabilen ve böylece üretilen birim enerji başına salınan hava kirletici miktarı düşürülebilmektedir. Dizel motorlarda atık ısı geri kazanım sistemlerinin kullanımı için en uygun durum, yüksek potansiyeli sebebiyle, egzoz gazının ihtiva ettiği atık ısıya geri kazanımıdır (Vu, Minh, Duy, Minh ve The, 2018).

Egzoz gazı son işleme sistemi olarak veya atık ısıdan enerji geri kazanımı sağlamak amacıyla, egzoz sistemi üzerine yerleştirilen her bir ilave sistem, egzoz gazının akışına yönelik bir direnç gösterecek olması sebebiyle ilave egzoz karşı basıncı oluşturacaktır. Literatürde egzoz karşı basıncı artışının, motor performansı üzerinde olumsuz etkilere sahip olduğu, özgül yakıt sarfiyatını arttırdığı, termal verimi düşürdüğü ve motordan atmosfere salınan çeşitli hava kirleticilerin miktarını arttırdığı ile ilgili bulguların yer aldığı çok sayıda bilimsel çalışma mevcuttur (Bhure, 2018; Karvountzis-Kontakiotis, Pesiridis, Zhao ve Alshammari, 2017; Lu, Yao, Yao, Chen ve Wang, 2019; Wang, Ge, Tan, Hao, Peng vd., 2019; Cong, Garner ve McTaggart-Cowan, 2011, Cong, McTaggart-Cowan ve Garner, 2009). Bu tez çalışmasında, egzoz karşı basıncının motor performansı ve egzoz salımları üzerindeki etkilerini kapsamlı

olarak analiz etmek üzere, literatürde yer alan çalışmalarda yeteri kadar değinilmeyen veya üzerinde çalışma yapılmamış hususları içeren deneysel bir çalışma yapmak hedeflenmiştir. Elde edilen deney sonuçları kullanılarak, egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkilerinin saptanması, bu etkilerin oluşum sebeplerinin tartışılması ve bu etkilerin engellenmesi için çözüm yöntemlerinin değerlendirilmesi amaçlanmıştır.

1.2 Tezin Amacı ve Motivasyon

Bu çalışmada, öncelikle egzoz karşı basıncının motor performansı ve egzoz salımları üzerindeki etkisi ile ilgili olarak daha önce yapılmış çalışmaların bulgularından yola çıkarak literatürde yer alan boşluklar belirlenmiştir. Konu ile ilgili olarak, literatürde yer alan çalışmalarda değinilmeyen hususlar ile ilgili deneyler ve analizler yapmak ve daha önceki çalışmalarda tespit edilen bulguları doğrulamak ve test etmek üzere kapsamlı bir deneysel çalışma yürütülmüştür. Deneysel çalışmalar için, tek silindirli bir test motoru, dinamometre, yakıt ve emme havası akış ölçerleri, egzoz gazı analizörü, orifis yerleştirilebilen bir egzoz devresi, basınç sensörü ve ortam havası sensöründen oluşan bir deney düzeneği kullanılmıştır. Deneylerde, 1600 devir/dk motor hızında, 6 farklı motor yükünde ve 5 farklı egzoz karşı basıncı değerinde ölçümler yapılmıştır. Ölçümlerden elde edilen sonuçlar kullanılarak, hesaplamalar yapılmış ve bu hesaplamalar sonucunda motor performansı ve egzoz salımlarıyla ilgili performans göstergesi olan parametreler elde edilmiştir. Bu parametreler ve literatürde yer alan bilgiler kullanılarak her bir bulgu, oluşum mekanizması ve etkileri yönünden değerlendirilmiş ve sonuç olarak egzoz karşı basıncı artışının motor performansı ve egzoz salımları üzerindeki etkileri farklı boyutlarıyla ele alınmıştır.

Günümüzde, egzoz karşı basıncının motordaki etkisinin ortadan kaldırılmasına yönelik kesin bir çözüm olmaması sebebiyle, motorlarla uyumlu çalışacak son işleme sistemleri ve atık ısı geri kazanım sistemlerinin seçiminde motor üreticisinin belirlediği karşı basınç azami limiti aşılmamaya özen gösterilmektedir. Egzoz karşı

basıncı artışının motor üzerindeki olumsuz etkileri ortadan kaldırılabilse, egzoz devresi üzerine yerleştirilen bu sistemler daha etkin bir şekilde kullanılabilecektir.

Tez çalışmasının temel amacı, egzoz karşı basıncı artışıyla özellikle yanma veriminin düşmesine sebep olan sistem dinamiklerini çözmektir. Bu amaçla, deney sonuçları kullanılarak, açık indikatör diyagramları ve kapalı indikatör diyagramları oluşturulmuş ve bu diyagramlar üzerinden egzoz karşı basıncındaki değişimin yanma aşamalarına, emme ve egzoz evrelerine ve diğer hususlara etkileri analiz edilmiştir.

Bu çalışmanın sonuçları, egzoz karşı basıncı artışına sebep olacak bir sistemin performans analizinin yapıldığı çalışmalarda karşı basınç artışının motor üzerindeki etkilerinin değerlendirilebilmesi için kaynak teşkil edecektir. Ayrıca, yapılan detaylı analizlerle, egzoz karşı basıncı artışının motor performansı üzerinde sebep olduğu olumsuz etkileri ortadan kaldırmaya yönelik öneriler geliştirilmiştir. Bu önerilerin, dizel motor geliştiricileri tarafından yapılan ve egzoz karşı basıncının olumsuz etkilerinin ortadan kaldırılmasının veya hafifletilmesinin hedeflendiği araştırmalar için faydalı olacağı değerlendirilmiştir.

1.3 Tezin Planı

Bu çalışmada, literatür taraması yapılarak mevcut çalışmalarda ulaşılan bulgular derlenmiş, mevcut çalışmalarda değinilmeyen hususlar belirlenmiş, bu konularla ilgili deneyler ve analizler yapmak üzere uygun bir deney düzeneği oluşturulmuş, bu deney düzeneğinde izlenecek prosedürler ve yapılacak hesaplamalar belirlenmiş, deneyler yapılmış, deney sonuçlarının yorumlanabilmesi için dizel motorlarda yanma teorisi ve egzoz sistemleriyle ilgili bölümler derlenmiş ve deney sonuçları yorumlanmıştır. Yapılan tüm çalışmanın sistematik olarak sunulabilmesi amacıyla bölümler oluşturulmuştur.

Tezin birinci bölümünde, dizel motorların gelişimi ve gelecekte kullanım potansiyeliyle ilgili değerlendirmeler yapılmış, ilave egzoz karşı basıncı oluşturan sistemlerin kullanım gereksinimlerine değinilmiş, bu sistemlerin sebep olacağı egzoz

karşı basıncının oluşturacağı etkilerden kısaca bahsedilmiş, tezin amacı, yöntemi, motivasyonu ve özgün yönü genel hatlarıyla açıklanmıştır.

Tezin ikinci bölümü, deneysel çalışmalarda elde edilen bulguları değerlendirmek ve analiz etmek üzere kullanılan, dizel motorlarda yanma konusu ile ilgili temel hususları içermektedir. Bölüm içeriğinde, dizel motorlardaki yanma süreçleri, yanma dışındaki süreçler, hava kirletici oluşum mekanizmaları ve dizel motorda yanma kondisyonunun değerlendirmesi için kullanılan yöntemler açıklanmıştır.

Tezin üçüncü bölümünde, egzoz sistemleri detaylı olarak açıklanmıştır. Bu bölümde, egzoz sistemlerinin tasarım kriterleri derlenmiş, egzoz sistemlerini oluşturan elemanların egzoz karşı basıncı açısından değerlendirilmesi yapılmış ve egzoz gazı son işleme sistemleri ile egzoz gazı atık ısı geri kazanım sistemlerinin çalışma mekanizmaları açıklanmıştır.

Dördüncü bölümde, yapılan literatür taraması özetlenmiştir. Literatür taraması için kullanılan yöntem açıklanmış ve literatür taramasında yer verilen çalışmalar gruplandırılmıştır. İncelenen çalışmalar, egzoz gazı devresi üzerine yerleştirilen çeşitli sistemlerin egzoz karşı basıncı üzerindeki etkisi, egzoz devresi üzerine yerleştirilen sistemlerin oluşturduğu egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkisi ve egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkisi başlıkları altında gruplanmıştır.

Tezin beşinci bölümünde, deneylerin yapılması için kullanılan deney düzeneği tanıtılmış, ölçüm sonuçları kullanılarak yapılan hesaplamalar açıklanmış, deney prosedürleri anlatılmış ve verilerin işlenmesi veya filtrelenmesi için izlenen yöntemler açıklanmıştır.

Tezin altıncı bölümünde, deneyler kapsamında elde edilen bulgulara yer verilmiş ve tezin ikinci ve üçüncü bölümlerinde derlenen teorik bilgiler ışığında bu bulguların oluşum nedenleri veya muhtemel etkileri tartışılmıştır.

Tezin yedinci ve son bölümünde, çalışmanın kısa bir özetine değinilmiş, elde edilen bulguların değerlendirilmesiyle ulaşılan sonuçlar maddeler halinde sıralanmış, tez konusu ile ilgili öneriler sunulmuş, deneysel çalışmalar sürecinde karşılaşılan kısıtlar ve eksiklikler açıklanmış ve gelecek çalışmalar için tavsiyelere yer verilmiştir.



BÖLÜM 2

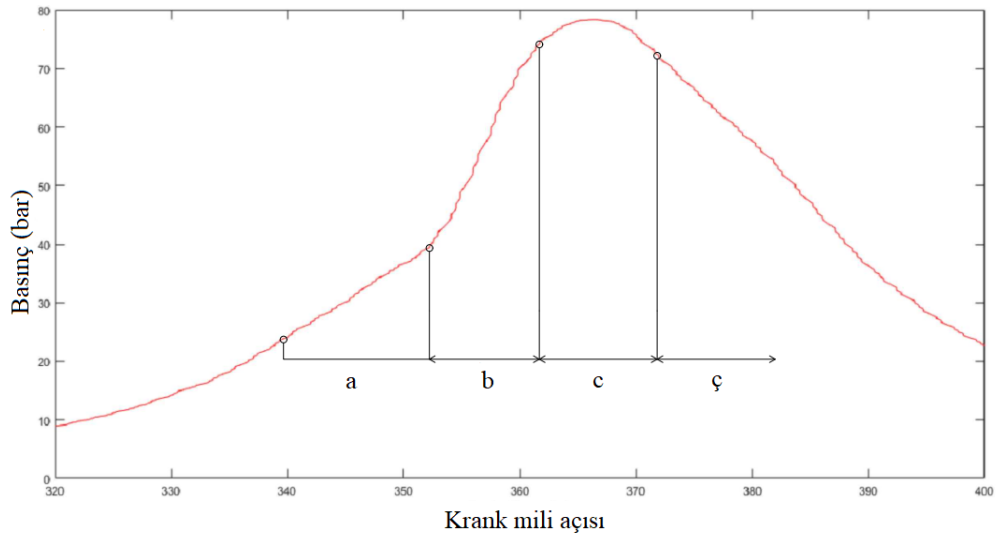
DİZEL MOTORLARDA YANMA

Dizel motorlar, temel prensip olarak yakıt içeriğindeki kimyasal enerjinin mekanik işe çevrilmesini sağlayan makinelerdir (Mollenhauer ve Schreiner, 2010). Rudolph Diesel tarafından orijinal olarak patenti alınan ilk modelde, ısı çıkışının sabit basınç altında olduğu motorlar dizel motorları olarak tanımlanmıştı. Günümüzde ise, yanmanın sağlanması için, sıkıştırılmış hava içerisine yakıt püskürtmesi yapılan tüm pistonlu makineler dizel motorlar olarak anılmaktadır (Woodyard, 2009). Dizel motorlar, kullanım alanına, valf ve port mekanizmaları tasarımına, kullanılan yakıtta, yakıtın silindir içerisine gönderim şekline, yakıt-hava karışımını tutuşturma şekline, yanma odası tasarımına, yük kontrol yöntemine ve soğutma şekline göre sınıflandırılabilir (Heywood, 2018).

Tezin bu bölümünde, dizel motorlarda yanma konusuyla ilgili temel teorik bilgilere yer verilmiş, bir dizel motorda yanma performansını etkileyen unsurlar değerlendirilmiş, bir dizel motorun performansını ifade eden kavramlar açıklanmış ve dizel motorlar kaynaklı hava kirletici maddelerin oluşum teorileri incelenmiştir.

2.1 Dizel Motorlarda Yanma Süreçleri

Bir dizel motorda, pistonun üst ölü nokta yakınlıklarına kadar çıkması sonucunda yüksek basınçlara ve sıcaklıklara ulaşan havanın bulunduğu ortama, yakıt püskürtülmesi sonucu, oluşan karışımın tutuşması ve patlaması ile yanma olayı meydana gelir. Yanma olayının gerçekleşme zamanı, yanma hızı, yanma sonucu kalan artık madde miktarı, yanma sonucu oluşan gazların dağılımı, yakılan yakıtın birim kütlesi başına üretilen mekanik iş gibi birçok parametre yanma performansını doğrudan etkilemektedir. Yanma olayı dört fazda incelenebilir. Bunlar, tutuşma gecikmesi, hızlı basınç yükselmesi, kontrollü yanma ve art yanma şeklindedir. Şekil 2.1 bir dizel motor için örnek bir yanma diyagramı üzerinde yanma evrelerini göstermektedir.



Şekil 2.1 Bir dizel motor için yanma süreçleri (Yazar tarafından oluşturulmuştur)

Şekilde, “a” ile gösterilen evre tutuşma gecikmesi, “b” ile gösterilen evre hızlı basınç yükselmesi, “c” ile gösterilen evre kontrollü yanma ve son olarak “ç” ile gösterilen evre ise art yanma evresini göstermektedir.

2.1.1 Tutuşma Gecikmesi

Bir dizel motorda tutuşma gecikmesi, yakıtın silindir içerisine gönderilmesi için püskürtme işleminin başlamasıyla başlayan ve gönderilen yakıtın tutuşması sonrası silindir içerisindeki basıncın hızlı bir şekilde yükselmeye başlamasıyla sona eren süreci ifade etmektedir (Prasad, 2020). Tutuşma gecikmesi sürecinde, silindir içerisine gönderilmiş yakıtın gaz fazına geçmesi ve mümkün olan en kısa sürede ve en yüksek oranda silindir içerisindeki hava ile karışması istenir. Bu süreçte, silindir içerisinde, yakıtın buharlaşması kaynaklı olarak gerçekleşen ısı kaybı sebebiyle, ısı salım hızı grafiğinin negatif değerlere ulaştığı görülebilir (Lakshminarayanan ve Aghav, 2009). Bu grafiğin yeniden pozitif değer aldığı nokta tutuşma gecikmesinin sonu olarak kabul edilebilir. Tutuşma gecikmesi süreci iki alt sürece ayrılabilir. Bu alt süreçlerden birincisi, yakıtın enjektör atomizerine yakın bir bölgede çok küçük damlacıklar haline gelmesi (pulvarizasyon) ve oluşan yakıt damlacıklarının bir kısmının buharlaşarak ortamdaki basınçla hava ile karışım oluşturmaları süreçlerini içeren fiziksel tutuşma

gecikmesidir. İkinci alt süreç ise, yakıt hava karışımının kendi kendine tutuşmasını sağlayan kimyasal reaksiyonları içeren kimyasal tutuşma gecikmesidir (Heywood, 2018). Bazı durumlarda, fiziksel ve kimyasal tutuşma gecikmesi aynı anda da olabilir (Pham, Pham, Pham, Nguyen ve Nguyen, 2021). Bu durumda, bir yandan fiziksel tutuşma gecikmesi sürerken bir yandan kimyasal tutuşma gecikmesini oluşturan kimyasal reaksiyonlar gerçekleşebilir.

Tutuşma gecikmesi, yakıtın yapısı ve özelliklerinden kaynaklı oluşan kimyasal faktörlerden ve motorların çalışma koşullarından kaynaklı oluşan fiziksel faktörlerden etkilenebilir (Miron, Chiriac, Brabec ve Badescu 2021). Tutuşma gecikmesi sürecinin uzaması, bu süreçte silindir içerisine gönderilen ve yanmamış durumda olan yakıt miktarını arttıracak olması ve artan birikmiş yakıt miktarının hızlı basınç yükselmesi evresinde bir anda yanacak olması sebebiyle hızlı basınç yükselmesi sonunda oluşan maksimum basınç değerinin artmasına yol açacaktır (Woodyard, 2009).

Bir yakıtın tutuşma kabiliyetinin göstergesi, o yakıtın setana göre tutuşma kabiliyetinin ölçüsünü gösteren, setan sayısıdır. Dolayısıyla, setan sayısı daha yüksek olan bir yakıt kullanımında tutuşma gecikmesi sürecinin kısılması beklenir (Wiersema, Kim, Lee, Mayhew, Temme vd., 2022).

Tutuşma gecikmesi sürecinin kısılması, yakıtın daha kontrollü bir şekilde yanmasını ve daha kolay ve hızlı tutuşmasını sağlayacağı için yanma verimini yükseltecektir (Prasad, 2020; Ashok ve Nanthagopal, 2019; Gülmez, 2015). Eliçin (2011), yaptığı çalışmada ideal bir dizel motoru tutuşma gecikmesi süresinin hiç yaşanmadığı bir dizel motor olarak tanımlamıştır. Ancak gerçekte, her koşulda, tüm yakıt ve motor tipleri için tutuşma gecikmesi süreci mutlaka olmaktadır.

2.1.2 Hızlı Basınç Yükselmesi

Hızlı basınç yükselmesi evresi, tutuşma gecikmesi evresinin bitmesiyle başlayan ve tutuşmanın gerçekleşmiş olması sebebiyle o ana kadar silindir içerisine gönderilen

tüm yakıtın bir anda patlaması sonucu silindir içerisindeki basıncın çok hızlı bir şekilde yükseldiği evredir (Küçükşahin, 2008).

Hızlı basınç yükselmesi evresinde, basınç artış oranının yüksek olması, dizel motorların diğer içten yanmalı motor çeşitlerine göre ayırt edici bir özelliği olan vuruntu sesinin daha yüksek ve belirgin olmasını sağlar (Schaberg, Priede ve Dutkiewicz. 1990). Vuruntu sesinin yüksek olması, dizel motorlarda hareketli parçaların aşınma ve yıpranma süreçlerini hızlandırmaktadır (Nuran, 2015).

Hızlı basınç yükselmesi evresinde, her 1° krank mili açısı başına silindir içerisindeki basınç artış oranının ($dp/d\theta$) yüksek olması, yanma sırasında daha yüksek sıcaklıklara ve basınçlara ulaşılmasına sebep olmaktadır (Prasad, 2010). Silindir içerisinde ulaşılan maksimum basıncın çok yüksek olması, özellikle yanma odası bölgesindeki parçaların dayanıklılığını azaltacak olması sebebiyle önlenmesi gereken bir durumdur. Bu sebeple, bir dizel motorda ulaşılacak maksimum basıncın sınırlandırılması için sıkıştırma oranının uygun bir değerin üzerine çıkarılmaması gerekmektedir (Koch, Gartner ve Konig, 2005). Sıkıştırma oranının gereğinden fazla düşürülmesi de motorun verimini düşüren önemli bir durumdur.

Tutuşma gecikmesi sürecinde silindir içerisine püskürtülmüş olan yakıt ile hızlı basınç yükselmesi sırasında püskürtülen yakıtın tamamına yakınının hızlı basınç yükselmesi evresinin sonuna kadar yanması beklenmektedir. Bu yanma sonucunda ortaya çıkan, silindir içerisinde ani olarak yükselen basınç ve sıcaklıklar, yanma odası yüzeylerinin ortalama sıcaklığının yükselmesine sebep olmaktadır (Patel, 1965). Bu durumda, temel ısı transfer denklemleri dikkate alınacak olursa, motor içerisinde elde edilen ısıнын soğutucu akışkana ve çevreye aktarım oranının daha yüksek olması beklenir. Bu sebeple, ortalama sıcaklıkların yükselmesine bağlı olarak, ısı kayıplarının artması nedeniyle enerji verimliliğinin düşeceği öngörülebilir.

Yanma sırasında, silindir içerisinde ulaşılan bölgesel maksimum sıcaklıkların yüksek olması, yanma sırasında birtakım yan ürünlerin oluşmasına sebep olabilmektedir. Örneğin, dizel motorlarda yanma odasına gönderilen hava içeriğinde

azot bileşeninin dizel motorların yanma odalarının ulaştığı asgari sıcaklıklarda oksidasyona uğraması beklenmez. Ancak, bazı özel durumlarda azot gazının da oksidasyona uğraması mümkün olmaktadır. İçten yanmalı motorlarda, azot gazının oksidasyonunun gerçekleşmesi Zeldovich mekanizması ile gerçekleşir. Bu mekanizmada, azot veya diazot moleküllerinin oksijen molekülüyle yüksek sıcaklıklarda ve basınçlarda tepkimeye girmesi sonucu azot oksit bileşiklerini de içeren çeşitli ürünler ortaya çıkmaktadır (Zeldovich, 2014). Zeldovich mekanizmasının orijinal haline, daha sonraki yıllarda üçüncü bir reaksiyon eklenmiştir. Bu reaksiyona göre, ortamda bulunan azot molekülü ile hidroksit bileşikleri de yüksek sıcaklıklarda ve basınçlarda tepkimeye girmekte ve oksidasyon sonucu azot oksitleri oluşabilmektedir (Lovole, Heywood ve Keck, 1970). Bu tepkime, genişletilmiş Zeldovich Mekanizması olarak adlandırılır (Arachchige, 2020). Sonuç olarak, silindir içerisinde yerel olarak yüksek sıcaklıklara ve yüksek basınçlara ulaşılması, azot bileşiklerinin oksidasyonunu sağlamakta veya arttırmaktadır. Bu sebeple, yerel sıcaklıkların ve basıncın artması, nitrik oksit salımlarının artmasına sebep olmaktadır. Hızlı basınç yükselmesi evresinde basınç artış oranının yüksek olmasının silindir içi azami basıncını arttıracak dikkate alındığında, azot oksit salımlarının da artacağı öngörülmektedir.

2.1.3 Kontrollü Yanma

Kontrollü yanma evresi, silindir içerisindeki hızlı basınç yükselmesi evresinin sona erip basınç grafiğinin yükselme eğiminin azalmasıyla başlayan süreçtir (Kamimoto ve Kobayashi, 1991). Bu aşamada, silindir içerisindeki basıncın artışı, krank mili başına püskürtülen yakıt miktarıyla kontrol edilmektedir (Satyanarayana ve Rao, 2009). Kontrollü yanma evresi, enjektörün yakıt püskürtmesinin bittiği anda sona ermiş olur. Kontrollü yanma evresi, yanma sırasında ısı açığa çıkışının en yüksek olduğu bölümdür. Bu bölümde pistonun genişlemesinin de etkisiyle genellikle silindir içi basınçlar düşmeye başlar (Küçükşahin, 2008; Pulkrabek, 2016). Kontrollü yanma evresi tamamlandıktan sonra, basınç eğrisinin izentropik genişleme eğrisine yakın bir şekilde devam etmesi beklenir.

Kontrollü yanma evresinin uzun sürmesi, başka bir ifadeyle tutuşma gecikmesi sürecinin daha kısa sürmesi durumunda, ideal dizel çevrimine daha yakın bir basınç-krank mili açısı diyagramı sağlanabileceği öngörülebilir.

2.1.4 Art Yanma

Kontrollü yanma evresi tamamlandıktan sonra başlayan ve egzoz valfi açılmasına kadar devam edebilen son süreç art yanma sürecidir. Bu evrede enjektörden yakıt püskürtülmemektedir. Buna rağmen, silindir içerisinde kalan ve yanmamış veya yarım yanmış hidrokarbon bileşiklerinin oksidasyonun devam etmesi sebebiyle yanma devam edebilmektedir (Küçükşahin, 2008). Yanma kondisyonunun iyi olduğu durumlarda bu evrenin hiç gerçekleşmemesi beklenir.

2.2 Dizel Motorlarda Yanma Dışındaki Süreçler

Dizel motorlarda, yanmanın gerçekleştiği süreç dışındaki süreçlerin de motor performansı üzerinde önemli bir etkisi bulunmaktadır. Bu bölümde, bu süreçlerin motor performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Süreçler, 4 zamanlı bir dizel motorun çalışma prensibine göre değerlendirilmiştir.

Dizel motorlarda, emme havasının silindir içerisine alındığı süreç, emme zamanı olarak tanımlanır. Bu süreç, pistonun üst ölü noktada olduğu zamanda başlayıp, pistonun alt ölü noktaya ulaşmasıyla sona ermiş olur. Emme zamanı boyunca emme valfi açık kalır (Ganesan, 2012). Bu süreçte silindir içerisine alınan havanın miktarı ve fiziksel özellikleri çok önemlidir. Teorik dizel çevrimine göre, emme zamanı sırasında silindir içerisine alınan havanın miktarı ve oksijen oranı arttıkça yanma sırasında hidrokarbon bileşiklerinin oksidasyonunun daha kolay olacağı öngörülebilir. Silindir içerisine, bir çevrimde alınan hava miktarının, teorik olarak alınabilecek hava miktarına oranı hacimsel verim kavramıyla ifade edilir. Dizel motorlarda, valf açılıp kapanma zamanları, emme manifoldu tasarımı, hava nemlendirmesi ve emme manifoldu basıncı gibi bazı parametrelerin optimizasyonu ile motorun hacimsel verimi yükseltilebilmektedir (Deng, Yang, Zhang, Feng, Fu vd., 2013; Souza, Pellegrini,

Ferreira, Soto Pau ve Armas, 2019; Hoseini, Najafi, Ghobadian, Mamat, Sidik vd., 2017; Bisane ve Kale, 2021). Emme manifoldu basıncının artması, hacimsel verimi arttırmakta ve böylece sıkıştırma sonrası basıncın artmasını, tutuşma gecikmesi sürecinin kısılmasını, motor veriminin artmasını ve CO ile HC salımlarının azalmasını sağlamaktadır (Singh ve Sandhu, 2021). Emme havası içeriğine su püskürtülerek, hava nemliliğinin artırılması, emme havasını soğutması sebebiyle hacimsel verimi arttırmakta ve azot oksit salımlarının azalmasını sağlamaktadır (Hoseini vd., 2017). Valf zamanlaması ve emme manifoldu tasarımı ise hacimsel verimin artmasına veya azalmasına sebep olabilmektedir. Motorun hacimsel veriminin yükseltilmesi, çevrim başına üretilen gücün artmasını ve özgül yakıt sarfiyatının azalmasını sağlamaktadır (Iurk, Och, Moura, Mariani ve Domingues, 2021). Bu sebeple, motorun hacimsel veriminin mümkün olan en yüksek seviyeye çıkartılması motor performansının artırılması konusunda oldukça önemlidir.

Emme havası ile ilgili olarak, motor performansını doğrudan etkileyen bir diğer etken ise silindir içerisine alınan havanın yapmış olduğu girdap ve dönme hareketleridir (Yelken, Savcı ve Dülger, 2021). Bu hareketler, emme havasının silindir içerisinde dağılımı sırasında yaptığı hareketlerdir. Silindir içerisine alınan havanın yakıt püskürtmesi öncesinde izlediği yol ve silindir içerisine dağılımı hem tutuşma gecikmesi sürecini, hem de yanma performansını etkilemektedir (Chen, Li, Shi, Zhao, Liu vd., 2021). Yanma olayında, daha fazla oranda hidrokarbon molekülünün kimyasal tepkimeye girebilmesi, havanın silindir içerisinde dağılımıyla ilişkilidir. Havanın silindir içerisinde dağılımı konusunda temel belirleyici etken ise havanın silindir içerisinde yaptığı hareketlerdir. Havanın silindir içerisinde yaptığı hareketlerin en uygun hale getirilmesi, egzoz sıcaklıklarının düşmesini, özgül yakıt sarfiyatının azalmasını ve ortalama efektif basıncın artmasını sağlamaktadır (Sharma, Mohan ve Mouli, 2017).

Emme zamanında, silindir içerisine alınan hava içeriğindeki oksijen ve hidrojen oranı yanma performansını etkileyen önemli parametrelerden biridir. Emme havası içeriğine hidrojen katılarak, emme havasının hidrojen yönünden zenginleştirilmesi, yanma sırasında daha fazla miktarda enerji elde edilmesini sağlamaktadır (Wang,

Wang, Sun, Zhang ve Xu, 2019; Raju, Masimalai, Ganesan ve Karthic, 2020). Emme havasının hidrojen yönünden zenginleştirilmesiyle, yakıt sarfiyatı azalmakta (Ebrahimi ve Jazayeri, 2019), CO ve HC salımları ile duman yoğunluğu azalmakta (Aldhaidhavi, Chirriac, Badescu, Descombes ve Podevin, 2017), buna karşın NO_x salımları ve maksimum silindir-içi basınçlar artmaktadır (Tosun ve Özcanlı, 2021). Emme havasının oksijen içeriği yönünden zenginleştirilmesi, hidrojen yönünden zenginleştirmeye benzer bir şekilde, yakıt sarfiyatını azaltmakta, CO ve HC salımları ile is yoğunluğunu azaltmakta ve NO_x salımlarını arttırmaktadır (Baskar ve Senthilkumar, 2015).

Emme zamanının tamamlanmasının ardından, pistonun alt ölü noktadan üst ölü noktaya kadar hareket ettiği ve emme zamanında silindir içeriğine alınan havanın sıkıştırıldığı sıkıştırma zamanı başlamaktadır. Bir dizel motorda, sıkıştırma zamanı sırasındaki valf zamanlaması, ısı kayıpları ve sıkıştırma oranı motor performansı konusunda etkili parametrelerdir. Sıkıştırma zamanının başlarında gerçekleşen emme valfinin kapanması olayının zamanlaması, sıkıştırma sonucunda ulaşılan silindir içi basınç ve motor performansı üzerinde etkilidir (Küçükşahin, 2008, Heywood, 2018). Emme valfinin kapanma zamanı, yanma zamanlaması ve yanma verimi dikkate alınarak optimize edilmelidir (Jia, Xie, Wang ve Peng, 2011). Emme valfinin en uygun zamana göre erken kapatılması, emme aşamasında silindir içerisine daha az miktarda hava alınabilmesi sebebiyle sıkıştırma sonu basınçların ve hacimsel verimin düşmesine sebep olmaktadır (Benajes, Molina ve Novella, 2009). Ayrıca, emme valfinin en uygun zamana göre geç kapatılmasının, sıkıştırma sürecindeki basınç artış oranını azaltacağı için sıkıştırma sonundaki basınçların düşmesine neden olacağı öngörülebilir.

Sıkıştırma zamanı sırasında, havanın hacimsel olarak sıkıştırılma oranı, motor performansı üzerinde etkili bir değişkendir. Sıkıştırma oranının arttırılması, tutuşma gecikmesi sürecini kısaltmakta, yakıt sarfiyatını azaltmakta, CO ve HC salımlarını arttırmakta ve NO_x salımlarını arttırmaktadır (Mohiuddin, Kwon, Choi ve Park, 2021). Ancak, sıkıştırma oranı arttırıldığında, üst ölü nokta yakınlarında piston kafası ile enjektör atomizeri arasındaki mesafe kısalmaktadır. Bu durum yanma sırasında oluşan

alevin piston kafasına daha çabuk temas etmesini sağlayacak ve böylece ısı salım hızı düşecektir (Winterbone ve Turan, 2015).

Dizel motorlarda, sıkıştırma zamanının sonlarına doğru yakıt püskürtmesinin başlamasıyla yanma evresi başlar ve bu evre yakıt püskürtmesi sona ermesini takip eden art yanma ile sona erer. Yanmanın bir kısmı sıkıştırma zamanındayken bir kısmı da bu zamanı takip eden genişleme zamanında yer alır. Genişleme zamanı, yanma sonucu ortaya çıkan enerjinin etkisiyle piston st l noktadan alt ölü noktaya doğru itildiği zamandır. Genişleme zamanında, egzoz valfinin açılma zamanı, kontrollü yanma sürecinin sonundaki basınç, basınç eğrisinin izentropik genişleme eğrisine yakın seyretmeye başladığı krank mili açısı ve silindirden gerçekleşen ısı kayıpları, motor performansı üzerinde etkili değişkenlerdir. Genişleme zamanı sırasında, egzoz valfinin en uygun zamana göre daha erken açılması, egzoz sıcaklıklarının ve özgül yakıt sarfiyatının artmasına sebep olmaktadır (Bharath, Kalva, Reitz ve Rutl, 2014). Yakıt sarfiyatının artmasının sebebi, motorda egzoz valfinin erken açılmasıyla silindir içi basıncın aniden düşmesi ve bunun neticesinde iş elde edilebilecek enerjinin bir kısmının egzoz gazına aktarılmasıdır (Bohac ve Assanis, 2004). Başka bir açıdan değerlendirildiğinde, egzoz valfinin erken açılması sonucu olarak egzoz sıcaklıklarının yükselmesi, egzoz gazı son işleme sistemlerinde gerçekleşen reaksiyonların daha hızlı ve daha yüksek oranda gerçekleşmesini sağlayacağı için dolaylı yoldan egzoz salımlarının düşmesini sağlayabilmektedir (Bharath, vd., 2014). Egzoz valfinin erken açılması, silindir içerisinde basıncın daha erken düşmesini sağlayacağı için brüt indike basınç ve ortalama net indike basınç değerlerinin düşmesi beklenir.

Yanma dışındaki süreçlerin sonuncusu olarak, silindir içerisinde yanma sonrasında kalan gazların dışarı atıldığı, pistonun alt ölü noktadan st l noktaya doğru hareket ettiği egzoz zamanı bulunmaktadır. Egzoz zamanı sırasında, egzoz karşı basıncı, egzoz valfinin kapanma zamanlaması, emme valfinin açılma zamanlaması ve iki valfin aynı anda açık olduğu valf overlepi veya sübap bindirmesi süresinin uzunluğu gibi parametreler motor performansını etkilemektedir.

Egzoz valfinin erken kapanması, varsa pozitif valf overlepi ve egzoz gazının yerini emme havasının alması için kullanılan süreyi kısaltmaktadır. Bu durumda, egzoz valfinin erken kapanmasıyla silindirden atılamayan artık gaz miktarı artacaktır (Siczek, 2016). Artan artık gaz miktarı, silindir içerisine alınan emme havası miktarını kısıtlayacağı için hacimsel verimin düşmesine sebep olacaktır.

Egzoz zamanı sırasında, piston üst ölü noktaya doğru hareket ederken, yanmamış veya yarı yanmış hidrokarbon artıkları segman boşlukları ve valf yuvaları gibi oyuklara toplanmaktadır (Myung, Choi, Hwang, Lee ve Park, 2009). Bu duruma karşı olarak, egzoz valfinin erken kapanması, yanmamış hidrokarbonların çıkışını engellediği için egzoz gazı içeriğindeki hidrokarbon salımlarının azalmasını sağlamaktadır (Park, Lee, Lim, Choi ve Kim, 2014). Ancak, bu gazların sonraki çevrimde silindir içerisine alınacak taze hava yerine hacim kaplayacak olması motor verimini olumsuz etkileyebilmektedir.

Egzoz zamanının hemen sonrasındaki egzoz valfinin kapanma zamanlamasıyla birlikte pozitif valf overlep süresini doğrudan etkileyen bir diğer parametre de emme valfinin açılma zamanıdır. Emme valfinin çok erken açılması henüz silindir içerisinde yüksek basınçta bulunan egzoz gazının emme valfi üzerinden emme manifolduna kaçması sonucunu doğurabilir. Bu durum, emme manifoldundan yanma odasına gönderilen havanın ısınmasını sağladığı ve içeriğindeki artık gaz oranını arttırdığı için egzoz gaz resirkülasyon sistemlerine benzer bir etki yaparak, silindir içerisinde yanma sonu ulaşılan basınç ve sıcaklıkların düşmesini sağlar (Serrano, Arnau, Martin ve Aunon, 2020). Böylece, yanma sonu NO_x salımlarının azalması sağlanabilir. Emme valfinin geç açılması, pistonun üst ölü noktayı geçerek alt ölü noktaya doğru hareket ettiği durumda ani bir basınç düşüşü oluşmasına yol açabilir (Siczek, 2016). Bu durum, hacimsel verimin ve sıkıştırma sonu basıncının düşmesine, tutuşma gecikmesi sürecinin kısılmasına ve motor performansının olumsuz etkilenmesine yola açacaktır.

Egzoz zamanının sonu ile emme zamanının başı arasında kalan sürede iki valfin de açık olduğu zaman aralığında valf overlepi gerçekleşmektedir. Valf overlepinin olması pompalama kayıplarının azalmasını, artık gaz miktarının azalmasını ve hacimsel

verimin artmasını sağlamaktadır (Tomoda, Ogawa, Ohki, Kogo, Nakatani vd., 2010). Dizel motorlarda valf overlepi süresi, atık gazın silindir içerisinden gönderilmesi için gerekli bir süreçtir. Egzoz valfinin kapanması sonrası silindir içerisinde kalan artık gaz, bir sonraki çevrimde alınabilen hava miktarını kısıtlamakta, emme sırasındaki silindir içi sıcaklığın yükselmesine sebep olmakta ve sıkıştırılan gazın tutuşma kabiliyetini düşürmektedir (Heywood, 2018). Bu durum yanma verimini düşüren bir etmendir. Yukarıdaki açıklamalardan anlaşıldığı üzere, dizel motorlarda egzoz valfinin kapanma ve emme valfinin açılma zamanlarının en uygun zamanlara ayarlanması gereklidir. Emme valfi yüksek basınçlı egzoz gazının emme manifolduna gitmesine sebep olmayacak kadar erken açılmalı, egzoz valfi ise silindir içi basınçların sıkıştırma öncesi düşmesine sebep olmayacak kadar geç kapatılmalıdır. Böylece, valf overlepi mümkün olduğu kadar uzatılmış olacaktır.

Dizel motorlarda egzoz valfinin açık olduğu durumda, egzoz karşı basıncının değeri de motor performansı konusunda belirleyici bir parametredir. Egzoz karşı basıncının yüksek olması, egzoz gazının silindirden atılmasına direnç oluşturmaktadır. Bu durum silindir içerisinde kalan atık gaz miktarının artmasına ve böylece silindir içerisine alınan emme havasının kütsel debisinin düşmesine sebep olmaktadır (Chen ve Lv, 2015). Emme havası miktarının düşmesi dolaylı olarak hacimsel verimin düşmesine sebep olmaktadır (Gülmez ve Özmen, 2021). Egzoz karşı basıncının yükselmesi sonucunda, hacimsel verimin düşmesi ve yanma odasındaki oksijen oranının azalması sebebiyle özgül yakıt sarfiyatının arttığı görülmektedir (Zhang, Wong, Shuai, Chen ve Sappok, 2018, Millo, Andreatta, Rafigh, Mercuri ve Pozzi, 2015). Ayrıca, egzoz valfinin açık olduğu sırada, silindir içerisinde erişilen minimum basıncın egzoz manifold basıncına denk olabileceği için karşı basınç yükselmesi pompalama işini arttırmakta ve böylece ortalama pompalama indike basınç değerlerini yükseltmektedir (Cong vd. 2009; Frackowiak, Xu, Wyszynski, Misztal ve Qiao, 2008). Bu değerin yükselmesi ortalama net indike basıncın düşmesine sebep olmaktadır (Hield, 2011). Bu durum da termal verim kaybına sebep olmaktadır.

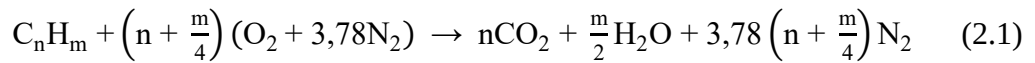
Egzoz karşı basıncının yükselmesi, yanma sonrası oluşan hava kirleticilerin oranları üzerinde etkili bir parametredir. Egzoz karşı basıncı yükselmesiyle hacimsel

verim düşüşüne bağlı olarak sıkıştırma sonu basınçların düşmesi, yanma sırasında ulaşılan azami basınçları da düşürmektedir (Alriksson ve Denbratt, 2006). Bu durum, NO_x salımlarının azalmasını sağlamaktadır. Ayrıca, silindir içerisinde artık gaz miktarının artması sebebiyle CO ve HC salımlarında (Wang vd., 2018) ve yakıt sarfiyat artması sebebiyle CO₂ salımlarında (Gülmez ve Özmen, 2021) artış olmaktadır.

Valf overlepi sırasında egzoz karşı basıncının yüksek olması, silindir içerisine egzoz gazının geri girmesine sebep olabilmektedir (Heywood, 2018). Bu durum gaz değişimini zorlaştırmakta ve silindir içerisinde kalan artık gaz miktarını arttırmaktadır.

2.3 Hava Kirletici Oluşum Mekanizmaları

Dizel motorlarda, üretilen mekanik işe paralel olarak, yanma reaksiyonları sonucunda bazı bileşikler oluşur. Yanma olayı sırasında, ortamda yeterli oksijen olması ve tam yanma olması durumunda hidrokarbon türevi olan yakıtların içeriğindeki karbon ve hidrojen atomlarının hava içeriğindeki oksijen ile tepkimeye girmesi sonucu CO₂ ve H₂O oluşması beklenmektedir. Bunun yanında hava içeriğindeki azotun ve hava içeriğinde olup yanmaya katılmayan oksijenin de egzoz gazı içeriğinde bulunması beklenir (Speight, 2020; Ghasamzadeh, Sadati Tilebon, Nasirinezhad ve Basile, 2018; Gülmez, 2015). Tam yanma için stokiyometrik yanma denklemi Eşitlik 2.1’de gösterilmiştir (Flagan ve Seinfeld, 1988).



Yukarıdaki stokiyometrik denklemde görüldüğü üzere, tam yanma gerçekleşmesi durumunda, yakıt içeriğindeki karbon ve hidrojenin tamamının kimyasal reaksiyona katılması ve katılanların tamamının da yeterli oksijene ulaşip oksidasyon reaksiyonlarını tamamlamaları gerekmektedir. Ancak, gerçek koşullarda bu şekilde bir yanma reaksiyonu gerçekleşmemektedir. Dizel motorlarda gerçekleşen yanma koşullarında, çeşitli sebeplerden kaynaklı olarak birtakım yan bileşikler oluşmaktadır. Bu bölümde, tam yanma koşullarında veya tam yanma haricinde oluşan hava kirletici

ürünlerin oluşum mekanizmaları incelenecektir. Bu başlık altında, egzoz gazı içeriğinde bulunan karbondioksit, karbonmonoksit, hidrokarbonlar, partiküller, kükürt oksitler, azot oksitleri ve diğer bileşiklerin oluşum mekanizmaları, bu hava kirleticilerin oluşmasını engellemek veya oluşan hava kirleticilerin salımını engellemek için izlenen stratejiler ve bu hava kirleticilerin çevreye zararları açıklanacaktır.

2.3.1 Karbondioksit

Tam yanma sonucunda oluşması beklenen ürünler arasından azot ve su buharı çevreye zararı olmayan yanma sonu ürünleridir. Yanma sonucu ortaya çıkan CO₂ gazı ise oldukça zararlı bir hava kirleticidir. Karbondioksit salımları, küresel iklim değişikliğinin yaşanmasına sebep olan temel etkenlerden biridir (Miller, 2009). Tam yanma için stokiyometrik yanma denkleminde de anlaşılabileceği üzere, yanma sonrası salımı yapılan karbondioksit miktarı yakıtın karbon oranına ve tepkimeye giren yakıt miktarına doğrudan bağlıdır (Hoyo ve Pinto, 2008). Dolayısıyla, motorun yakıt sarfiyatının azaltılması, dolaylı olarak karbondioksit salımlarını da azaltacaktır. Bu salımları azaltmanın diğer yolları ise içeriğinde hiç karbon olmayan veya düşük karbon oranına sahip yakıtlar kullanmak, yanma öncesi yakıttaki karbon oranını düşürmek veya egzoz gazı son işleme sistemleri kullanarak oluşmuş karbondioksit salımlarını indirmektir.

Karbondioksit salımlarını azaltmak için izlenen yollardan birincisi, motordaki yakıt sarfiyatını azaltmaktır. Bunun için, motor veriminin artırılması gereklidir. Motor veriminin artırılması için çeşitli stratejiler vardır. Bu stratejiler, daha yüksek verimli yanma sağlanması, emme ve egzoz stroklarında daha az güç harcanması ve motor içi sürtünmelerin azaltılması şeklinde gruplandırılabilir (Gülmez, 2015). Daha verimli yanma sağlanması için 2.1 ve 2.2 numaralı başlıklar altında detaylıca açıklanmış olan tüm etkenlerin optimizasyonunun sağlanması gereklidir. Motor içi sürtünmelerin azaltılması için kaymalı yataklar yerine dairesel yatakların seçilmesi, hareketli parçaların ağırlıklarının azaltılması, piston ve silindir parçalarının üretim hata paylarının azaltılması ve yağlama etkinliğinin artırılması yöntemleri izlenmektedir.

(Duleep, 2004). Son olarak, emme ve egzoz stroklarında harcanan gücün azaltılması için elektronik kontrollü valf mekanizmasına sahip kemsiz motor teknolojileri kullanmak (Xin, 2013), valf zamanlamalarını optimize etmek (Payri, Boada ve Macian, 1984) ve egzoz karşı basıncını mümkün olduğu kadar düşürmek (Cong, vd. 2011; Gülmez ve Özmen, 2022) gereklidir.

Dizel motorlarda, karbondioksit salımlarını azaltmak amacıyla yakıt sarfiyatını azaltmak için kullanılan bir diğer strateji de motorun atık ısısından enerji geri kazanımı sağlayan sistemlerin kullanımınıdır. Bu sistemlerin kullanılmasıyla, motordan üretilen enerji artmakta, böylece motor verimi yükselmektedir.

Dizel motorlarda, karbondioksit salımlarını ve yakıt sarfiyatlarını düşürmek için kullanılan bir diğer yöntem de karbon oranı düşük yakıtlar kullanımıdır. Bu konuda yeni yakıt arayışları ve mevcut yakıtları geliştirme çalışmaları sürmektedir. Günümüzde, doğal gaz, propan, sıkıştırılmış doğal gaz, sıvılaştırılmış doğal gaz, sıvılaştırılmış petrol gazı, biyogaz, hidrojen ile işlem görmüş bitkisel kökenli yağlar, biyodizel, yenilenebilir doğal gaz türevleri ve diğer patentli sentetik yakıtlar düşük karbonlu yakıt alternatifi olarak kullanılmaktadır (Yuksel, 2021; Shell, 2022).

2.3.2 Karbonmonoksit

Dizel motorlarda stokiyometrik yanma denkleminde göre, yanma sonucunda, yakıt içeriğindeki karbon atomlarının tamamının oksidasyona uğrayarak karbondioksit dönüşmesi beklenir. Ancak, gerçek yanma koşullarında, ortamda oksijen yetersizliği veya yakıt hava karışım kalitesinin düşüklüğü gibi sebeplerle yanma reaksiyonlarının tam olarak gerçekleşmemesi durumunda yanma sonunda karbonmonoksit oluşmaktadır (Vakkilainen, 2017). Yanma sırasında yakıt içeriğindeki karbonlar öncelikle oksidasyona uğrayarak karbonmonoksit dönüşür. Daha sonra ortamdaki oksijen ile tepkimelerin devam etmesiyle ortamdaki karbonmonoksit oksidasyona uğrayarak karbondioksit dönüşür (Peirce, Weiner, Vesilind, 1998). Ancak, karbonmonoksitin oksidasyonu diğer yanma reaksiyonlarına göre nispeten daha yavaş sürmektedir (Rapp, Killingsworth, Therkelsen ve Evans, 2016). Bu sebeple

yanma odasında ihtiyaca göre oldukça fazla oranda oksijen olması gerekir. Karışımındaki yakıt oranı artıp oksijen oranı azaldıkça, yanma sırasında oksidasyona uğraması gereken maddelerin oksijen ile birleşmesi güçleşmektedir (Ashok ve Nanthagopal, 2019). Bir ara ürün olarak oluşan karbonmonoksitin oksidasyona uğrayarak karbondioksite dönüşmemesi durumunda hem egzoz gazı içeriğindeki karbonmonoksit oranı artmakta hem de yakıtın kimyasal enerjisinin mekanik işe çevrim oranı düşmektedir. Böylece yakıt sarfıyatı artmakta ve motor verimi düşmektedir (Gülmez ve Nuran, 2020).

Dizel motorlarda karbonmonoksit salımlarını azaltmak için izlenebilecek birtakım stratejiler bulunmaktadır. Bu stratejilerden birincisi, dizel motordaki çalışma parametrelerinin optimizasyonu ile yanma kalitesini arttırmak, ikincisi, daha düşük karbonlu yakıtlar kullanmak, üçüncüsü ise egzoz gazı içeriğindeki karbonmonoksitin oksidasyona uğrayabileceği şartların oluşturulmasını sağlayan egzoz gazı son işleme sistemleri kullanarak karbonmonoksit moleküllerini karbondioksite çevirmek olarak tanımlanabilir (Gülmez ve Nuran, 2020; Hariharan, Krishnan, Srinivasan ve Sohail, 2021).

Dizel motorlarda, yanma sırasında yakıt tanecikleri ve oksijen buluşması ne kadar yüksek başarıyla sağlanırsa CO salımları da o derece düşük oranlara ulaşacaktır (Reşitoğlu vd., 2015). Bu sebeple, karışım kalitesini arttıran parametrelerin CO salımlarının indirgenmesi konusunda etkili olacağı öngörülebilir.

Yanma sırasında silindir içerisindeki gerçek hava-yakıt oranının stokiometrik hava-yakıt oranına göre hangi oranda fazla olduğu, CO salımları konusunda temel belirleyici parametrelerden biridir (Vakkilainen, 2017).

2.3.3 Hidrokarbonlar

Dizel motorlarda, yakıtın silindir içerisine püskürtülmesi sonrasında, yakıtın önce buharlaşması, sonrasında, içeriğindeki hidrojen ve karbon atomlarının oksidasyona uğraması sonucu 2.1 numaralı denklemde de gösterildiği gibi yeni bileşikler oluşması

beklenir. Ancak, gerçek yanma koşullarında tam yanma oluşmamasından kaynaklı olarak ortamdaki karbon ve hidrojen atomlarının kendi aralarında tepkimeye girerek çeşitli hidrokarbon türevleri oluşturması durumuyla karşılaşmaktadır (Payri, Bermudez, Tormos ve Linares, 2009). Dizel motorlarda hava-yakıt karışımının çok zengin olması, yakıtın silindirden çok hızlı püskürtülüp silindir duvarına temas etmesi, enjektörden yakıt sızması ve alev sönmesi durumları egzoz gazı içeriğinde hidrokarbon miktarının artmasına sebep olan temel nedenlerdir (Heywood, 2018; Hawley, Brace, Wallace ve Horrocks, 1998). Hidrokarbon salımlarının karbonmonoksit salımları gibi tam yanma olmadığı durumlarda ortaya çıkması sebebiyle yanma kalitesini geliştiren tüm koşullar hidrokarbon salımlarını da azaltacaktır.

2.3.4 Partikül Madde

Avrupa Çevre Ajansının tanımlamasına göre (EEA, 2022), partikül madde, sıvı ve katı fazındaki taneciklerini tanımlamak için kullanılan bir ifadedir. Başka bir tanımlamaya göre ise (Hawley vd., 1998) partikül madde kavramı, 325 K sıcaklıkta filtre tarafından tutulabilen tüm maddeleri ifade eder. Dizel motorlarda, egzoz gazı içeriğinde bulunan hava kirleticilerden biri de partikül maddelerdir. Bu maddeler boyutlarına göre üç farklı sınıfta gruplandırılmaktadır. Çapı 10 mikron ve altında olan maddeler PM10, çapı 2,5 mikron ve altında olan maddeler PM2,5 ve çapı 0,1 mikron ve altında olan maddeler PM0,1 olarak sınıflandırılır (Smith, 2020). Çapı 10 mikronun üzerinde yer alan maddeler ise havada asılı kalma ihtimalleri daha düşük olması sebebiyle partikül madde özellikleri gösterse de genel olarak regülasyonlarda dikkate alınmamıştır (EPA, 2022a). Ayrıca partikül maddeler, çözünübilirlik özelliklerine göre, çözünebilir partikül maddeler ve çözünemeyen partikül maddeler olarak iki gruba ayrılır (Goswami, Barman, Rajput ve Lakhani, 2013).

Çevresel sürdürülebilirlik açısından dizel motorların en olumsuz taraflarından biri sebep olmuş oldukları yüksek partikül madde salımlarıdır (Fiebig, Wiartalla, Holderbaum ve Kiesow, 2014; Melamed, Schmale ve von Schneidmesser, 2016; Petrovic, 2008). Dizel motorlar tarafından salınan partikül maddeler, temel olarak

karbondan, polisiklik ve nitropolisiklik aromatik hidrokarbonlar dahil organik bileşiklerden, sülfat ve nitrat bileşiklerinden, metallere ve eser miktarda diğer maddelerden oluşur (Wichmann, 2007).

Partikül maddeler, dizel motorlarda gerçekleşen yanma sonrası oluşur. Stokiyometrik yanma denklemine göre oluşması beklenmeyen ama gerçek yanma koşullarında olduğu görülen bu hava kirletici maddelerin oluşma kaynakları, tam yanma oluşmaması sonucu kısmen yanmış küçük hidrokarbon parçaları, kısmen yanmış yağlama yağı, yakıt içeriğinde halihazırda bulunan kül, su ve kısmen yanmış silindir yağı olarak sayılabilir (Reşitoğlu, Altınışik, Keskin, 2015). Karbonmonoksit ve hidrokarbon salımlarında olduğu gibi partikül madde salımlarında da yakıtın tam olarak yanmaması, bu maddenin oluşumundaki temel nedenlerden biridir.

Dizel motorlardan kaynaklı partikül madde salımlarını azaltmanın en temel yolu, oluşum mekanizmasını engellemektir. Bunun için, yanmayı tam yanma haline yaklaştıracak çeşitli stratejiler izlenmesi gereklidir. Yanma performansını etkileyen parametrelerin partikül madde salımları üzerinde de etkisi vardır (Yoo, Kim, Jung, Kim ve Lee, 2013). Dolayısıyla, bu parametrelerin optimizasyonu, yanma performansını arttıracak olması sebebiyle partikül madde salımlarını azaltacaktır. Ancak, günümüzde çeşitli sektörler için belirlenen partikül madde salım limitlerine, yalnızca yanma parametrelerinin optimizasyonu ile ulaşabilmek mümkün değildir. Bu sebeple, partikül madde salımlarını indirmek için egzoz gazı son işleme sistemlerine başvurulmaktadır. Partikül madde salımlarını indirmek için kullanılan en yaygın egzoz gazı son işleme sistemi dizel partikül filtrelerdir (Okubo ve Kuwahara, 2020).

2.3.5 Azot Oksitleri

Dizel motorlarda, stokiyometrik yanma denklemine göre yanma sonrası oluşması beklenmeyen ancak gerçek yanma koşullarında olduğu gözlemlenen bir diğer hava kirletici çeşidi azot oksitleridir. Yanma için gerekli olan oksijenin sağlanması için yanma odasına gönderilen hava içerisinde yüksek oranda azot bulunmaktadır. Hava içerisindeki azot, belirli koşullar altında oksidasyona uğrayarak NO veya NO₂

bileşiklerine dönüşebilmektedir (Ramalingam ve Rajendran, 2019). Bu bileşikler genel olarak NO_x veya azot oksitleri olarak adlandırılır. NO_x bileşikleri genel çoğunlukla NO bileşiklerinden yaklaşık %1 oranında da NO_2 bileşiklerinden oluşur (Ikeda, Nakajima ve Sher, 1998).

Dizel motorlarda hava içerisindeki azot, bazı özel koşullar altında oksidasyona uğramaktadır. Bu özel koşulların ilki, Zeldovich Mekanizması (Zeldovich, 2014) ile açıklanmaktadır. Bu mekanizma 2.1.2 numaralı başlık altında detaylıca açıklanmıştır. Bu mekanizma, aynı zamanda termal NO_x mekanizması olarak da bilinmektedir. Yanma sırasında azot oksit oluşumuna sebep olan ikinci mekanizma, yakıt kaynaklı NO_x oluşumudur. Bu mekanizmada, uygun koşullarda, yakıt içeriğinde bulunan azot, yanma sırasında önce N_2O bileşiğine dönüşür. Bu bileşik yanma ortamında oksijen ile veya hidrojen ile tepkimeye girerek NO ve/veya NH_x bileşikleri oluşmasına sebep olur (Arachchige, 2020; Turns, 2000). Azot içeren bileşikler, gaz fazındaki yakıtlarda hemen hemen hiç görülmezken sıvı fazındaki yakıtlarda düşük miktarda görülebilir (Turbomachinery, 2020). Yanma sonrası NO_x oluşumuna sebep olan bir diğer mekanizma ise Fenimore Mekanizmasıdır (Fenimore, 1971). Bu mekanizmada, yakıt içeriğindeki azot molekülleri CH ve C gibi hidrokarbon radikalleri ile tepkimeye girerek önce çeşitli ara ürünler, sonra da NO bileşikleri oluşturmaktadır (Arachchige, 2020; Turns, 2000).

Azot oksit salımları birçok alanda ilgili regülasyonlarla oldukça sıkı bir şekilde sınırlandırılmıştır (IMO, 2022a; EPA, 2022b; EEA, 2018). Azot oksit salımlarının oluşum mekanizmaları incelendiğinde, Zeldovich Mekanizmasıyla oluşanlar dışındaki azot oksitlerin yanma kondisyonun kontrolüyle engellenemeyeceği görülmektedir. Termal NO_x salımları ise yanma parametrelerinin optimizasyonu sayesinde silindir içerisinde yüksek basınç ve sıcaklık oluşumlarının azaltılmasıyla bir miktar kontrol edilebilmektedir. Ancak, bu salımların hedeflenen seviyeye düşürülebilmesi için sıklıkla son işleme sistemleri kullanılmaktadır (Gülmez, 2015).

2.3.6 Kükürt Oksitleri

Dizel motorlarda, yanma sonucunda oluşan hava kirleticilerden bir diğeri de kükürt oksitleridir. Yanma odasına gönderilen yakıt içeriğindeki kükürt, yanma koşullarında oksidasyona uğrayarak kükürt oksitleri oluşturmaktadır (Deng, Wang, Wei, Wang, Wang vd. 2021). Kükürt oksitleri SO, SO₂, SO₃, S₂O gibi bileşikler içeren önemli bir hava kirletici çeşididir (Pan, 2011).

Kükürt oksit salımlarının engellenmesine yönelik çeşitli regülasyonlar bulunmaktadır (IMO, 2019; EEA, 2015; EPA, 2022c). Örneğin, IMO tarafından 2020 yılı itibariyle uygulanmaya başlanan regülasyona (IMO,2022b) göre, gemiler tarafından salınan kükürt oksit miktarını azaltmak için, kullanılan yakıtın kükürt içeriğinin emisyon kontrol alanları dışında %3,5'ten %0,5'e düşürülmesi gerekmektedir. Buna ek olarak, yakıt içeriğindeki kükürt oranının, özel olarak belirlenmiş emisyon kontrol alanlarında %0,1'e kadar düşürülmesi gerekmektedir. Aynı regülasyona göre, gemilerde düşük kükürtlü yakıt kullanımına alternatif olarak, onaylanmış bir egzoz gazı son işleme sistemi olarak egzoz gazı yıkama sistemleri kullanımı da yeterli olmaktadır.

Kükürt oksit salımlarını indirmek için kullanılan iki farklı yöntem bulunmaktadır. Bunlardan birincisi, yanma sonrası kükürt oksit oluşumunu engellemek üzere düşük kükürtlü yakıtlar kullanımı, ikincisi de egzoz gazı yıkama sistemlerinin kullanımıdır. İlk başlangıçta önemli şüpheler olsa da günümüzde dünya genelinde düşük kükürtlü yakıtların tedarik edilebilirliği oldukça gelişmiştir. (Xie, Posada ve Minjares, 2020). Ancak, düşük kükürtlü yakıtlar, silindir layner yüzeylerinde, yakıt pompalarında ve enjektörlerde aşınma problemleri oluşmasına sebep olmaktadır (Tran, 2020). Bu durumun temel sebebi, yakıt içeriğindeki kükürtün ayrıştırılması sebebiyle yakıtta yeterli oranda sülfat oluşmaması ve bunun sonucunda yakıtın temas ettiği yüzeylerde yakıtın yağlama özelliğinden yeteri kadar faydalanılamaması olarak gösterilebilir (Gülmez, 2015). Günümüzde, kükürt oksit salımlarını indirme konusunda, egzoz gazı yıkama sistemleri kullanımının düşük kükürtlü yakıtlar kullanımına göre daha çevreci olduğuna yönelik kanıtlar (Wartsila,

2020) olsa da dünya deniz ticaret filosunda kükürt oksit salımlarını önlemek üzere düşük kükürtlü yakıtlar kullanımı seçeneği daha çok tercih edilmektedir. BIMCO verilerine göre günümüzde küresel konteyner gemi filosunun %28,7'si, kuru yük gemi filosunun %11,4'ü, ham petrol tankeri filosunun %24,5'i ve kimyasal tanker filosunun %4,2'si (Ovciba,2021) egzoz gazı yıkama sistemlerini tercih etmektedir. Ayrıca, günümüzde, özellikle deniz trafiğinin yoğun olduğu bazı bölgelerde, egzoz gazı yıkama sistemlerinin kullanımına, bu sistemlerin sebep olabileceği yan etkiler sebebiyle izin verilmemektedir (ICCT, 2020)

2.4 Dizel Motorlarda Yanma Kondisyonun Değerlendirilmesi

Dizel motorların çalışma performansını değerlendirmek üzere kullanılan çok sayıda ölçüt bulunmaktadır. Bu ölçütler arasında, özgül yakıt sarfıyatı, egzoz salımları, gürültü emisyonları, mekanik performans göstergeleri ve termal performans ölçütleri sıklıkla kullanılmaktadır (Xin, 2013). Bu parametrelerin önemli bir kısmı bir veya birkaç sensör yardımıyla ölçülebilmektedir.

Yanma kondisyonunun detaylı analizinin yapılabilmesi için, silindir içerisine püskürtülen yakıtın tutuşma zamanı, yanma sonucu ortaya çıkan enerjinin silindir içerisindeki basınç etkisi, motordaki yanma süreçleri ve yanma dışındaki süreçlerin işleyişi, ortalama indike basınçlar, yanma süresi, valf zamanlamaları ve yakıt püskürtme zamanlaması gibi birçok parametrenin ölçümü için anlık silindir içi basınçların ve anlık krank mili açısının hassasiyetle ölçülüp analiz edilmesi gereklidir (Parlak ve Kökkülünk, 2016; Maurya, 2019, Koman, 2008). Yapılan silindir içi basınç ve krank mili açısı ölçüm sonuçları kullanılarak motorun bir çevrimi boyunca basınç değişimini gösteren basınç-krank mili açısı ($p-\theta$) diyagramları elde edilmektedir. Bu diyagramlara açık indikatör diyagramları da denilmektedir. Bu diyagramları oluştururken, sensörden elde edilen krank mili açısı ve motorun geometrik özellikleri kullanılarak, her bir krank milindeki silindir hacmi hesaplanabilir (Koman, 2008). Hesaplanan silindir hacimleri ve basınç değerleri kullanılarak basınç-silindir hacmi ($p-V$) diyagramları elde edilir. Bu diyagramlara kapalı indikatör diyagramları da denilmektedir. $p-V$ diyagramlarında hacim yerine sıkıştırma oranı da kullanılabilir.

BÖLÜM 3

DİZEL MOTORLARDA EGZOZ SİSTEMLERİ

Dizel motorlarda egzoz sistemleri, yanma sonrasında oluşan yanma sonu ürünlerin ve artık ürünlerin atmosfere atılmasını, egzoz gazı içeriğindeki atmosfere salınması yasaklanmış olan hava kirletici maddelerin ayrıştırılmasını, egzoz gazının atık ısısından enerji elde edilmesini ve egzoz gürültüsünün azaltılmasını sağlayan ve çeşitli elemanlardan oluşan sistemlerdir (Küçükşahin, 2008; Parr, Krüger ve Vilser, 2010). Egzoz sistemlerinin tasarımı, doğrudan egzoz karşı basıncını etkilediği için motor performansı üzerinde oldukça etkili bir parametredir. Tezin bu bölümünde, egzoz sistemlerinin tasarım kriterleri, bu sistemleri oluşturan elemanlar ve egzoz devresi üzerine kurulan sistemlerin teknik özellikleri değerlendirilmiştir.

3.1 Egzoz Sistemlerinin Tasarım Kriterleri

Dizel motorlarda egzoz devrelerinin tasarımı hem motor performansını hem de gazların atılma sürecini doğrudan etkilemektedir. Dizel motorlarda egzoz devrelerinin 4 temel görevi bulunmaktadır. Bu görevler, yanma sırasında oluşan yüksek sıcaklıktaki gazları ve bu gazların ısını atmosferde salmak, atmosfere salmadan önce egzoz gazının içeriğindeki hava kirletici maddeleri yasal gerekliliklerin gerektirdiği limitlere uyacak oranda ayrıştırmak, emme havasının silindir içerisine alınma sürecine katkı sağlamak ve egzoz gürültüsünü ilgili mevzuatlara uygun oranda azaltmak şeklinde sıralanabilir (Parr vd., 2010; Bennett, 2010). Bunun yanında, egzoz sistemlerinin, motorlardaki kritik parçaları egzoz gazının yüksek sıcaklığının verebileceği zararlara karşı korumak (Caterpillar, 2013), buhar ve distile su üretimi için ısı sağlamak (Küçükşahin, 2008), egzoz gazının kısmen emme havası içerisine karıştırılmasını sağlayan EGR sistemlerini bulundurmak (Parr vd. 2010) ve atık ısı geri kazanım sistemleri için ısı sağlamak (Jouhara, Khordehgah, Almahmoud, Delpech, Chauhan vd., 2018) gibi önemli görevleri bulunmaktadır.

Egzoz sistemlerinin, atık gaz içeriğindeki hava kirletici maddeleri ayrıştırma görevini yerine getirebilmesi için sahip olması gereken nitelikler, ulusal ve/veya

uluslararası mevzuatlarla belirlenmiştir. Tezin ikinci bölümünde detaylıca açıklandığı gibi, her hava kirletici maddenin atmosfere salım oranını, mevzuatlarla belirlenen değerlere düşürmek için izlenebilecek stratejiler bulunmaktadır. Bu stratejilerin önemli bir kısmını da çeşitli tasarımlara ve özelliklere sahip egzoz gazı son işleme sistemleri kullanmak oluşturmaktadır. Ancak, son işleme sistemlerinin tasarım kriterleri, yalnızca egzoz salımlarını indirmek üzerine değildir (Charlton, 1998). Bu sistemler, aynı zamanda motor performansını etkileyen diğer çalışma parametrelerini de olumsuz olarak etkilemeyecek veya en düşük düzeyde etkileyecek şekilde tasarlanmalıdır. Egzoz devresi üzerine yerleştirilen ve egzoz gazının akışını engelleyen tüm sistemler, motorlardaki egzoz karşı basıncını arttırmaktadır (Gülmez ve Özmen, 2021; Kim, Corsetti, Biundo, Dobson ve Beason, 2003; Bhure, 2018). Egzoz karşı basıncının artması, motor performansını olumsuz olarak etkilemektedir (Cong vd., 2009; Hield, 2011). Bu sebeple, egzoz devreleri üzerine yerleştirilen egzoz gazı son işleme sistemlerinin fiziksel tasarımının egzoz karşı basıncını mümkün olan en düşük oranda yükseltecek şekilde yapılması gerekmektedir (Parr vd., 2010). Ayrıca, egzoz gazının, son işleme sistemine gelene kadar geçtiği devrelerin ve ekipmanların tasarımı da son işleme sisteminin performansı için çok önemlidir. Birçok son işleme sistemi egzoz gazının sıcaklığını kullanarak görevini yapmaktadır. Bu sebeple, egzoz gazının son işleme sistemlerine gelene kadar sıcaklığını kaybetmesi bu sistemlerin performansını olumsuz yönde etkileyecektir (Leahu, Tarulescu ve Tarulescu, 2018).

Egzoz sistemlerinin, egzoz gürültüsünü azaltma görevini yerine getirebilmesi için sahip olması gereken nitelikler, egzoz salımlarıyla ilgili görevinde olduğu gibi ulusal ve/veya uluslararası mevzuatlarla belirlenmiştir. Buna ek olarak, egzoz gürültüsünün azaltılması, kullanıcı konforunu arttıran bir etken olduğu için üreticiler tarafından da oldukça önemsenen bir konudur (Heywood, 2018). Dizel motorlarda egzoz gürültüsünü azaltan sistemlerin temel olarak iki ana amacı bulunmaktadır. Bunlardan birincisi, egzoz gürültüsünün yankı sesinin oluşmasını engellemek, ikincisi de motorun doğal gürültüsünü sönmlemektir (Bennett, 2010). Bu etkileri ortadan kaldırmak üzere, egzoz devresi üzerine yerleştirilen gürültü azaltıcı ekipmanların tasarımında iki temel yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemlerin ilki, sesin darbe enerjisinin ortamdaki gözeneklerle emilmesi, ikincisi ise uygun tasarımla doğrudan ses

dalgalarının sönümlenmesidir (Pulkrabek, 2016). Egzoz devresi üzerine yerleştirilen ve egzoz gazının akışını etkileyen tüm sistemlerin egzoz karşı basıncını arttırdığı ve egzoz karşı basıncı artışının motor performansını olumsuz olarak etkilediği göz önüne alındığında, gürültü azaltıcı sistemler için egzoz karşı basınç artışını mümkün olan en az oranda engellemek önemli tasarım hedeflerinden biri olmalıdır. Ayrıca, egzoz gazı içeriğindeki hava kirleticileri azaltmak üzere kullanılan birçok sistem egzoz devresinde yankı oluşmasına ve böylece egzoz gürültüsünün artmasına sebep olmaktadır (Bennett, 2010). Bu sebeple, egzoz gazı son işleme sistemlerinin tasarımı yapılırken bu sistemlerin sebep olduğu gürültü emisyonları da dikkate alınmalı ve engellemek üzere önlemler alınmalıdır.

Egzoz sistemlerinin tasarımındaki bir diğer önemli parametre de kullanılan ilave bileşenlerin ağırlığıdır (Parr vd., 2010). Özellikle dizel motorların taşıtlarda kullanımında, toplam sistem ağırlığının taşıtı sevk etmek için ihtiyaç duyulan güç ihtiyacını arttırması sebebiyle tüm sistemlerde olduğu gibi egzoz sisteminde de ilave ağırlıklardan kaçınılmalıdır. Egzoz sistemi üzerine yerleştirilen parçaların ağırlık yükünün, turboşarjer ve egzoz manifoldu gibi egzoz sisteminin kritik bileşenleri üzerine yüklenmemesi de egzoz sistemleri için önemli bir tasarım gereksinimidir (Caterpillar, 2013). Ayrıca, çok silindirli bir motorda bir silindirden çıkan egzozun diğer silindirlere sızmasının mümkün olmayacağı bir tasarım yapılmalıdır (Woodyard, 2009)

Sonuç olarak, dizel motorlarda egzoz sisteminin temel tasarım gereksinimleri:

- Egzoz sisteminin veya bu sistem üzerindeki bileşenlerin mümkün olduğu kadar düşük oranda bir egzoz karşı basıncına sebep olması,
- Egzoz gazı içeriğindeki hava kirletici maddelerin salımını ilgili regülasyonlara uygun bir şekilde azaltması,
- Motor gürültüsünü mümkün olduğu kadar sönümlenmesi,
- Bir silindirden çıkan egzozun herhangi bir şekilde başka bir silindire girmemesi,

- Yankı oluşumuna sebep olacak sistem bileşenlerinin mümkün olduğu kadar kullanılmaması veya kullanılsa da yankı oluşumunun en yüksek düzeyde engellenmesi,
- Toplam sistem ağırlığının mümkün olduğu kadar düşük tutulması,
- Egzoz sistemi üzerine yerleştirilen birleşenlerin birbiri üzerinde aşırı ağırlık oluşturmaması ve
- Tüm tasarımlarda olduğu gibi sistemlerin optimum maliyetle kurulabilmesi olarak sıralanabilir.

3.2 Egzoz Sistemlerinin Elemanları

Dizel motorlarda egzoz sistemleri birçok elemanın bir araya gelmesiyle oluşmaktadır. Bu elemanlar egzoz gazının silindirden ayrılmasından, egzoz çıkışından atılmasına kadar süreçte görev alan tüm parçaları içerir. Bu başlık altında bu elemanların görevleri açıklanacak ve her bir elemanın egzoz sisteminin tasarım kriterlerinin karşılanması konusundaki olumlu katkıları ve olumsuz etkileri incelenecektir. Tezin bu bölümünde egzoz sistemini oluşturan, egzoz valfi, egzoz manifoldu, turbo doldurucular, susturucular, sensörler ve diğer elemanlar incelenecektir. Bu başlık altında yapılan incelemelerde, ilgili elemanın temel çalışma ilkeleri değerlendirilecek ve elemanın motor performansı üzerindeki etkisi egzoz karşı basıncı açısından incelenecektir.

3.2.1 Egzoz Valfi

İçten yanmalı motorlarda yanma sonrası oluşan egzoz gazının silindir içerisinden egzoz manifolduna geçişi egzoz valfi üzerinden yapılır. Egzoz valfinin geometrik tasarımı, malzeme seçimi, valf açılım yüksekliği ve valf açılma zamanlaması hem motor performansı hem de egzoz sisteminin tasarım gereksinimini karşılaması konusunda çok önemlidir (Soni, Bhatt, Dayatar ve Vyas, 2015; Sato, Takaghi ve Saka, 1997; Mahadipour, Krishnan ve Srinivasan, 2019; Heywood, 2018, Pulkrabek, 2016).

3.2.2 Egzoz Manifoldu

Dizel motorlarda, egzoz gazlarının, silindirden egzoz valfi ile tahliye edildikten sonra toplandığı ve turboşarjere veya diğer egzoz sistemi elemanlarına iletiildiği ekipman egzoz manifoldudur (Bennett, 2010). Egzoz manifoldunun tasarımındaki temel kriterler, egzoz gazının akışına mümkün olan en düşük oranda direnç göstermek ve akışın türbülanslı akışa dönüşmesini engellemektir (Caterpillar, 2013). Egzoz manifoldunun basıncı, egzoz valfi açıldığı sırada silindir içerisinde çıkan atık gazların hareketine karşıt olarak bir direnç gösterdiği için motor performansı üzerinde doğrudan etkili olmaktadır.

Yanma sonrasında silindirden atılan egzoz gazı içeriğinde çeşitli kimyasal reaksiyonlar devam etmektedir (Pulkrabek, 2016). Yanma odasında henüz tam olarak yanma reaksiyonları tamamlanmamış CO ve HC bileşikler egzoz manifoldunda kısmen oksidasyona uğrayarak su ve karbondioksit gibi tam yanma ürünlerine dönüşebilir. Bu durumun yüksek oranda yaşanması egzoz manifoldunda yangın riski oluşturabilmektedir. Bu sebeple, egzoz gazının atık ısıyla turboşarjer veya kazan gibi atık ısı geri kazanım sistemlerinin beslenmesinin amaçlanmadığı bazı sistemlerde egzoz gazı soğutması uygulanabilir (Küçükşahin, 2008). Egzoz gazlarının ceket soğutma sistemi ile soğutulması, soğutma sistemi tarafından atılan ısı miktarını %20-40 oranlarında arttırabilmektedir (Caterpillar, 2013). Bu durum, manifold soğutması olan sistemlerde soğutma sisteminin daha büyük seçilmesini gerektirebilir. Manifold soğutması uygulanmasının olumlu bir sonucu da soğutma uygulaması sayesinde manifold içerisindeki egzoz gazının sıcaklığı düşeceği için sebep olacağı egzoz karşı basıncının da düşecek olmasıdır (Küçükşahin, 2008). Böyle bir durumda, egzoz karşı basıncı kaynaklı motor verim kayıplarının önemli bir ölçüde azaltılabileceği öngörülebilir.

Egzoz manifoldunda soğutma olsa da olmasa da dizel motorun olduğu alana yayılan ısı miktarını azaltmak üzere çeşitli ısı yalıtım malzemeleriyle kaplanırlar (Küçükşahin, 2008). Egzoz manifoldunun ısı izolasyonu motor verimi ve performansı üzerinde etkili bir parametredir. Motor egzoz çıkışları ve egzoz manifoldunun ısı izolasyonunun

yapılmasıyla, türbin çıkışındaki gazın entalpisi %12'ye kadar arttırılabilmektedir (Arnau, Martin ve Piqueras, 2020). Egzoz manifoldunun ısı yalıtımı çeşitli yalıtım malzemeleriyle yapılabildiği gibi arasında hava bulunan çift katmanlı manifold cidarı kullanımıyla da yapılabilmektedir.

Egzoz manifoldundaki egzoz gazının ısı yalıtımı ve/veya soğutulma durumu, uygun turboşarjer seçimini, seçilen turboşarjerin verimini ve dolaylı olarak egzoz salımlarını etkilemektedir. Uygun ısı yalıtımının yapılmasıyla özellikle HC ve CO salımları %20-50 oranlarında azaltılabilmektedir (Fricke, Bhardwaj, Holderbaum ve Scofield, 2016).

3.2.3 Susturucular

İçten yanmalı motorlarda, egzoz valfi, egzoz manifoldu, turboşarjer, atık ısı geri kazanım sistemleri, egzoz salımı indirgeme sistemleri ve diğer aktarma elemanlarını geçen egzoz gazı, genellikle atmosfere salınmadan önce son olarak egzoz susturucusu adı verilen ve egzoz akışı ile ortaya çıkan motor gürültüsünü sönmölemek üzere dizayn edilen bir ses odasından geçer (Pulkrabek, 2016; Woodyard, 2009). Dizel motorların egzoz devresinin turboşarjerden sonraki kısmında basınç düşüşünün %50-60 oranındaki kısmı susturucuda gerçekleşmektedir (Stobart ve Wijewardane, 2011). Bu sebeple her ne kadar bu elemanın tasarımındaki en temel hedef egzoz gazlarının sebep olduğu gürültüyü sönmölemek ve ses dalgalarını yansıtmak olsa da egzoz devresi üzerindeki diğer elemanlar gibi egzoz susturucusunun da bir diğer tasarım hedefi, bu elemanın mümkün olduğu kadar düşük oranda bir egzoz karşı basıncı oluşturmasıdır (Pavlik, Brezani ve Kurcik, 2019; Bennett, 2010).

Dizel motorlarda, egzoz susturucusunun egzoz karşı basıncı üzerindeki etkisi, motor performansının iyileştirilebilmesi konusunda dikkate alınması gereken bir etkidir. Günümüzde, farklı egzoz susturucu tasarımlarının karşılaştırmasının yapıldığı birçok çalışmada (Kaskikar, Suryawanshi, Sonone, Thorat ve Savant, 2021; Kalita ve Singh, 2022; Zhang, Wu, Ma, Su ve Xue, 2018) egzoz karşı basıncının da bir performans kriteri olarak seçildiği dikkat çekmektedir. Uygun bir egzoz susturucusu seçiminde, basınç düşüşü ve karşı basınç oluşturma etkilerinin

azaltılabilmesi için bazı sistemlerde ikinci bir susturucu kullanımı veya egzoz borusunun çapının kademeli bir şekilde değişimi gibi yöntemler tercih edilmektedir (Caterpillar, 2013).

3.2.4 Diğer Elemanlar

Egzoz devreleri üzerinde, yukarıda bahsedilen elemanlar dışında akışı gerçekleştirmek üzere egzoz boruları, bağlantı elemanları ve dirsekler gibi elemanlar bulunmaktadır. Bu elemanlar da egzoz devrelerinin tasarım hedeflerini gerçekleştirmek konusunda oldukça önemli durumdadır.

Egzoz devresi üzerinde çeşitli ölçüm elemanları ve sensörler bulunmaktadır. Egzoz devresinin farklı konumlarına yerleştirilmiş termometreler veya termoçiftler ve basınç sensörleri bulunmaktadır. Ayrıca egzoz devreleri üzerinde oksijen sensörü, metan gazı sensörü, amonyak sensörü gibi kullanım alanlarına özel sensörler bulunmaktadır.

3.3 Egzoz Gazı Resirkülasyon Sistemleri

Egzoz gazı resirkülasyon (EGR) sistemleri son yıllarda sıklıkla kullanılan, egzoz sistemi ile birlikte görev yapan bir egzoz salımı indirgeme sistemidir. Bu sistem kapsamında egzoz gazının bir kısmı yeniden emme havasına karıştırılmakta ve böylece azot oksit salımları, yakıt sarfiyatı ve pompalama kayıpları azaltılmaktadır (Okubo ve Kuwahara, 2020). Bu sistemde, silindir içerisine giren emme havası içeriğine karıştırılan egzoz gazı sayesinde, emme havasının oksijen oranını ve buna bağlı olarak kısmi basıncı azalır. Azalan oksijen kısmi basıncı sebebiyle motordaki yanma süreçlerinin oluşum hızı yavaşlar ve böylece azot oksit oluşum mekanizmaları için gerekli olan aşırı yüksek basınç ve aşırı yüksek sıcaklık koşulları kısmen oluşmamış olur (Henningesen, 1998). Buna bağlı olarak egzoz gazı içeriğindeki g/kWh cinsinden azot oksit miktarı kısmen azalmış olur.

Herhangi bir sabit motor çalışma koşulunda, EGR sistemiyle resirküle edilen egzoz gazı hacimsel oranının optimizasyonu, azot oksit salımları ile is salımları arasında

ve azot oksit salımları ile yakıt sarfiyatı arasında uygun bir denge noktası yakalanabilir (Mazet ve Xu, 2013). EGR oranının artması, azot oksit salımlarının azalmasına neden olurken, is salımlarının artmasına sebep olmaktadır (Qi, Ma, Chen, Jin ve Xie, 2021; Öztürk ve Can, 2022). Başka bir açıdan değerlendirildiğinde, EGR oranının artması ile azot oksit salımları azalırken, artan egzoz karşı basıncı sebebiyle özgül yakıt sarfiyatı artmaktadır (Pathak, Nayyar ve Goel, 2021; Serio, Oliveira ve Sodre, 2017). Artan özgül yakıt sarfiyatı, silindir içerisine giren yakıt miktarını ve dolayısıyla karbon miktarını arttırdığı için, egzoz gazı içeriğindeki karbon içeren bileşiklerin özgül salım miktarlarını da arttıracığı söylenebilir. Bu sebeplerle, EGR oranının belirlenmesi motor performansı açısından bir optimizasyon problemi olmaktadır.

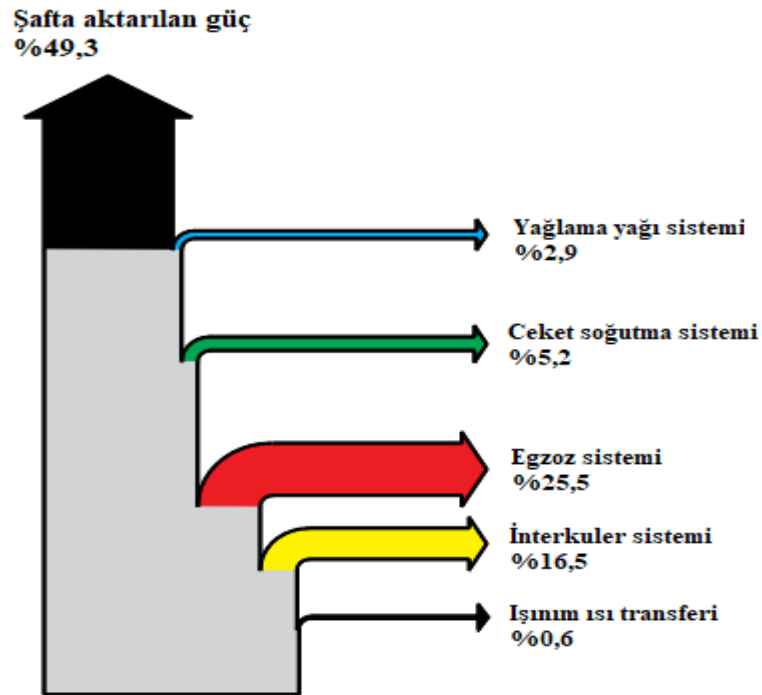
EGR sistemlerinin oranının yakıt sarfiyatı üzerindeki olumsuz etkileri konusunda tam tersi bulguların yer aldığı çok sayıda çalışma mevcuttur. Bu çalışmalarda, EGR oranının artışı ile yakıt sarfiyatının azalmasının sebebi olarak iki farklı etken gösterilmiştir. Bu etkenlerden birincisi, EGR sistemlerinin kullanımı sayesinde motorun emme havası girişinde daha yüksek basınçta gaz karışımı bulunmasının sağlanması ve böylece motorun pompalama işi için harcadığı gücün azalması şeklindedir. İkinci etken ise silindir içerisinde ani basınç ve sıcaklık düşmesi yaşanmaması sebebiyle silindir duvarları üzerinden yaşanan ısı kayıplarının azalması olarak değerlendirilmiştir (Wasiu, Sulaiman ve Aziz, 2011; Hawi, Kiplimo ve Ndiritu, 2015; Bozza, De Bellis ve Teodosio, 2015). EGR oranı artışı ve özgül yakıt sarfiyatı ilişkisini inceleyen çalışmaların bulguları dikkate alındığında, bu ilişkinin doğrusal olmadığı ve motordaki diğer çalışma parametrelerine ve çalışma koşullarına göre değişiklik gösterdiği değerlendirilebilir.

EGR sistemleri, kullanım amaçlarına göre çeşitli sistemlerle bir arada tasarlanabilirler. Hem HP hem de LP-EGR sistemleri için silindir içerisine gönderilmeden önce egzoz gazlarının soğutulması ve içeriğindeki muhtemel kükürt ve partikül maddelerden ayrıştırılması gerekmektedir (Henningsen, 1998). Bu sebeple sistemlerde sıcak egzoz gazının silindir içerisine geri gönderilmeden önce soğutma, egzoz gazı yıkama sistemi ile kükürt oksitleri ayrıştırma ve demister sistemleri ile

birlikte kullanım örnekleri sıklıkla görülmektedir (Japan Engine Corporation, 2020; Hiraoka, Miyanagi, Kuroda, Ito, Nakagawa vd., 2016).

3.4 Egzoz Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri

Dizel motorlarda, atık ısının geri kazanımı, enerji verimliliğini artırma hedeflerini gerçekleştirmek konusunda çok önemlidir. Dizel motorlarda işe çevreilemediği için atık olarak nitelenen ısının motordan atılmasını sağlayan başlıca sistemler; yağlama yağı sistemi, ceket soğutma sistemi, egzoz sistemi, interkuler sistemi ve motor yüzeyinden çevreye ısı yayılımı olarak sıralanabilir. Man Energy Solutions tarafından yayımlanan bir teknik rapora göre (Man Diesel Turbo, 2014), marin tipi bir dizel motor için hazırlanan ısı dağılım diyagramı Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Şekilde gösterilen diyagrama göre, yakıttan elde edilen toplam enerjinin ancak yarısından az bir kısmı şafta iletilip verimli işe çevrilebilirken geri kalan ısının %25,5’i egzoz sistemiyle, %16,5’i interkuler ile, %5,2’si ceket soğutma sistemiyle, %2,9’u yağlama yağı sistemiyle ve %0,6’sı ısı yayılımı ısı transferiyle atılmaktadır.



Şekil 3.1 Marin tipi iki zamanlı bir dizel motor için ısı dağılım diyagramı (MAN Diesel Turbo, 2014)

Yukarıdaki şekilde verilen veriler, marin tipi ağır devirli iki zamanlı bir dizel motor için geçerli olmaktadır. Benzer şekilde dört zamanlı ve daha küçük boyutlu dizel motorlar incelenecek olursa, elde edilen enerjinin yaklaşık %30-32 kadarı şafta iletilirken geri kalan enerjinin yaklaşık %30'u soğutma sistemleriyle, %5'i ısınım ile ve yaklaşık %33-35 kadarlık kısmının egzoz gazı ile atıldığı görülmektedir (Hoang, 2018; Toom, 2007).

Hem dört zamanlı motorlar için hem de iki zamanlı motorlar için literatürden elde edilen değerler yaklaşık değer olarak kabul edilecek olursa motorda üretilen toplam ısının yaklaşık %25-35'lik bir kısmının egzoz gazı ile atıldığı görülmektedir. Atılan ısının oransal olarak çok küçük bir kısmının bile geri kazanılmasının motor verimini kayda değer ölçüde arttıracığı öngörülebilir. Bu sebeple, özellikle enerji verimliliğinin çok büyük bir öneme sahip olduğu günümüzde egzoz gazının atık ısısının geri kazanımı çok önemli bir hedeftir. Ancak, egzoz devresi üzerine yerleştirilen tüm sistemler gibi atık ısı geri kazanım sistemleri de egzoz karşı basıncı için kaynak oluşturmaktadır. Bu başlık altında, dizel motor egzoz sistemleri üzerine yerleştirilebilen atık ısı geri kazanım sistemlerinin temel çalışma prensipleri incelenecektir. Bu sistemlerin sebep olduğu egzoz karşı basıncı artışı ve bu artışın motor performansı ve egzoz salımları üzerindeki etkisi ise tezin dördüncü bölümünde detaylıca değerlendirilecektir.

Dizel motorlarda egzoz gazının atık ısısı mekanik enerji veya termal enerji olarak geri kazanılabilir (Hirschbichler, 2010). Egzoz devreleri üzerinde, egzoz gazı ile ilişkili olarak kullanılan başlıca atık ısı geri kazanım sistemleri, atık ısı kazanları, ara ısıtıcı ve kızdırıcı, turboşarjlar, egzoz türbini, ORC sistemleri, Kalina çevrimi sistemleri ve termoelektrik jeneratörleri olarak ele alınabilir. Bunlar dışında Brayton çevrimi, Stirling çevrimi gibi termodinamik çevrimler de atık ısı geri kazanım yöntemi olarak kullanılabilir ancak mevcut şartlarda bu sistemlerin atık ısı geri kazanımında kullanımı ekonomik olarak sürdürülebilir olmamaktadır (Bianchi, 2015). Tezin bu bölümünde bu sistemlerin temel çalışma prensipleri ve bu sistemlerin egzoz karşı basıncını arttırmasına sebep olan nedenler incelenecektir.

3.4.1 Atık Isı Kazanları, Ara Isıtıcı ve Kızdırıcı Sistemleri

İçten yanmalı motorlardan çıkan egzoz gazının içerdiği enerjinin buhar üretiminde veya termal yağ ısıtmasında kullanımı çok sık kullanılan bir atık ısı geri kazanım yöntemidir. Bu yöntemde egzoz gazı bir ısı değiştiricisine gönderilerek ısısının başka bir akışkana transfer edilmesi sağlanır. Isıtılan akışkan güç üretiminde veya doğrudan ısı kaynağı olarak kullanılabilir (Worrell, Galitsky, Masanet ve Graus, 2008; Joahara, Khordehghah, Almahmoud, Delpech, Chauhan ve Tassou, 2018).

Buhar üretimi veya termal yağ ısıtması yapılan sistemlerden ilki atık ısı kazanlarıdır. Bu kazanlar, alev borulu veya su borulu olarak tasarlanabilirler (Küçükşahin, 2008). Her iki tip kazanda, egzoz gazının temas ettiği boruların cidarları diğer tarafından ısıtılan akışkan ile temas etmektedir. Bu sistemlerde üretilen buhar, ısıtan akışkan olarak kullanılacağı sistemde ihtiyaç duyulan ısıtıcı akışkan sıcaklığını karşılamak amacıyla doyma sıcaklığının yükselmesi için basıncı artırılır (Buecker, 2002). Bununla birlikte, bir kazan için önemli bir performans göstergesi olan ve kazan ısı değiştirme boruları boyunca herhangi bir noktada, ısıtan görevindeki egzoz gazı ile ısıtılan görevindeki akışkan arasındaki sıcaklık farkının en düşük olduğu değeri ifade eden (Dimian, Bildea ve Kiss, 2014) kısırtma noktası değeri (İng.: *pinch point*) bir kazanın ısı transfer verimini ifade eder. Kısırtma noktası ne kadar düşük olursa, ısı transfer yüzeyleri o kadar büyük olur, egzoz gazı kazanı o kadar verimli olur ve kazan boyunca gaz basınç kaybı o kadar yüksek olur (Man Energy Solutions, 2015). Bu durumda, kısırtma noktasını düşürerek kazan verimini arttırmanın mümkün olacağı ancak bu durumun kazan boyunca gerçekleşen basınç düşüşünü arttıracığı değerlendirilmesi yapılabilir. Bu değerlendirmeye ve yukarıdaki bilgilere dayanarak, bir kazanda buhar basıncının ihtiyaç duyulan noktaya erişebilmesi, kazan veriminin yüksek olması ve ısı transfer yüzeylerinin bu işlemler için yeterli olması için egzoz gazının kazan içerisinde bir miktar düşüşe uğraması gerektiği değerlendirilmesi yapılabilir. Bu durum, egzoz karşı basıncının da yükselmesine sebep olacaktır.

İçten yanmalı motorlardan çıkan egzoz gazının termal yağ ısıtması veya buhar üretiminde kullanımı durumunda kazanlara ilave olarak kullanılabilecek egzoz devresi

üzerinde yer alan ara ısıtıcı ve kızdırıcı adları verilen sistemler de kullanılmaktadır. Ara ısıtıcı, genellikle buhar türbini için buhar üretilen kazan sistemlerinde buharın yüksek basınç türbininden çıktıktan sonra alçak basınç türbinine girmeden önce yeniden ısıtılmasını sağlayan ekipmandır (Buecker, 2002). Kızdırıcı ise kazandan çıkan doymuş buhara enerji verilerek kızgın buhar haline dönüşmesini sağlayan sistemdir (Hennessey, 2017). Bu sistemlerin de kazanlar gibi egzoz devresi üzerine yerleştirilmiş ısı değiştiriciler olduğu dikkate alındığında, egzoz karşı basıncı üzerinde benzer etkiler göstereceği öngörülebilir.

3.4.2 Turboşarjerler

Dizel motorlarda, silindir içerisine gönderilmeden önce, yanma verimini arttırmak için emme havası yoğunluğunun artırılmasını sağlamak amacıyla emme havasının basıncının atmosfer basıncı üzerine çıkarılmasını sağlayan sistemlere genel olarak aşırı doldurucular adı verilir (Hiereth ve Prenninger, 2007). Bu makineler, mekanik tahrikli sistemler, egzoz gazı tahrikli sistemler ve basınç dalgaları ile aşırı doldurma yapan sistemler olarak üçe ayrılır (Özülkü, 2002). Mekanik tahrikli sistemlerde, sıkıştırma işi için kullanılan kompresör, harici bir elektrik motoruyla veya krank milinin hareketini kompresör şaftına ileten bir aktarma mekanizmasıyla tahrik edilir (Özülkü, 2002; Pulkrabek, 2016). Egzoz gazı tahrikli sistemlerde, egzoz gazının entalpisinden faydalanılarak turboşarjer ile emme havası basıncını arttıran kompresöre hareket iletilmektedir (Miller, 2008). Aşırı doldurucu olarak kullanılan bir diğer sistem ise basınç dalgaları ile aşırı doldurma sistemidir. Bu sistemde, emme havası herhangi bir harici mekanik sistem kullanmaksızın egzoz gazlarından faydalanarak sıkıştırılır (Özülkü, 2002).

Her ne şekilde tahrik edilirse edilsin, aşırı doldurucular enerji harcayacaklardır. Ancak, bu sistemler harcadığı enerjiden daha fazlasını karşılayacak oranda motor performansını arttırdıkları için tercih edilmektedirler. Özellikle en sık kullanılan aşırı doldurma sistemi olan (Miller, 2008) egzoz gazı tahrikli sistemler ele alındığında, bu sistemlerin egzoz gazı ile atılan ısıdan faydalandığı dikkate alınarak bu sistemlerin atık ısının entalpisiyle mekanik iş ürettiği ve doğrudan ilave bir güç sarfiyatına sebep

olmadığı görülmektedir (Hield, 2011; Heywood, 1998). Ancak, egzoz devresi üzerine yerleştirilen bir turboşarjer, egzoz karşı basıncını yükseltmektedir ve bu artış motor performansını olumsuz etkilemektedir (Gülmez ve Özmen, 2022; Hield, 2011, Cong vd., 2009). Ayrıca, artan egzoz karşı basıncı, bir turboşarjerin performansı üzerinde oldukça belirleyici bir parametredir (Kocsis, Moldavanu ve Baldean, 2015).

Yukarıdaki sebepler dikkate alındığında, dizel motorlarda uygun turboşarjerin seçimi, egzoz karşı basıncı, atık ısı geri kazanımı, emme havası sıkıştırma gereksinimi, egzoz gazı sıcaklığı, egzoz manifold tipi ve motorun diğer çalışma karakteristiklerinin dahil olduğu karmaşık bir optimizasyon problemi olarak ele alınabileceği öngörülebilir. Hatta, bu optimizasyon problemi sonucunda belirlenen en uygun turboşarjer özelliklerinin çeşitli çalışma modlarına göre değişmesi sebebiyle günümüzde değişken geometriye sahip turboşarjerlerin sıklıkla kullanıldığı görülmektedir (Feneley, Pesiridis ve Andwari, 2017). Bir turboşarjerin çeşitli motor çalışma parametreleri ve çevresel koşulların etkisinde daha geniş bir çalışma aralığında en yüksek performansın elde edilebilmesini sağlamak amacıyla kullanılan bir diğer yöntem de turboşarjerde basıncın aşırı yükselmesini engellemek amacıyla kullanılan, egzoz gazının bir kısmının turboşarjere uğramadan doğrudan çıkış devresine aktarılmasını sağlayan ve manuel veya otomatik olarak ayarlanabilen Wastegate valfinin kullanımıdır (Caterpillar, 2013; Hasier, 2021).

3.4.3 Egzoz Türbinleri

İçten yanmalı motorlarda, egzoz gazının atık ısının geri kazanılabilmesi için kullanılan yöntemlerin bir diğeri de egzoz türbinleridir. Egzoz türbinleri, sistemin egzoz devresi üzerindeki parçaları ve çalışma mekanizması dikkate alınarak değerlendirildiğinde turboşarjerlerle benzerlik gösterir. Ancak, egzoz türbinlerinde turboşarjerden farklı olarak, turboşarjerdeki kompresör kısmı yerine doğrudan elektrik üretimi yapılan bir jeneratör bulunmaktadır (Lin, Ko, Chen, Tsai ve Tsai, 2022; Hirschbichler, 2010).

Egzoz devresi üzerine jeneratöre bağı ikinci bir türbin eklenmesi egzoz karşı basıncını arttıracaktır. Bu sebeple, endüstriyel uygulamalarda egzoz türbinleri genellikle by-pass devreleri üzerine yerleştirilir. Bu sistemlerde egzoz devresi üzerine bir by-pass kontrol valfi ve orifis yerleştirilir (Man Diesel Turbo, 2014). Bu şekilde yapılan sistem tasarımı, egzoz karşı basıncının izin verilen en yüksek değerine kadar basıncın yükseltilmesi ve böylece enerjinin en yüksek oranda geri kazanılması amaçlanır. Egzoz türbinlerinin sistem karmaşıklığını arttırması ve egzoz sisteminde oluşturulan ilave karşı basınç sebebiyle motorun ürettiği efektif gücün azalmasına sebep olduğu dikkate alındığında bu sistemin özellikle küçük ve orta büyüklükteki motorlar üzerinde kullanımının efektif olmayacağı öngörülebilir (Hirschbichler, 2010). Ancak, bu sistem özellikle iki zamanlı dizel motorlarla birlikte kullanıldığında oldukça efektif olmaktadır.

3.4.4 Organik Rankine Çevrimi (ORC)

ORC, son yıllarda, akademik çalışmalarda ve endüstriyel uygulamalarda çok sık yer verilen önemli bir atık ısı geri kazanım yöntemidir. Çeşitli buhar ve gaz çevrimleri endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır. Ancak, enerji kaynağının sıcaklığının ve enerji potansiyelinin sınırlı olduğu uygulamalarda konvansiyonel buhar ve gaz çevrimlerinin ekonomik sürdürülebilirlikle kullanımı mümkün olmamaktadır (Macchi, 2017). ORC sistemleri ise temel olarak düşük sıcaklıktaki kaynağın ısısını geri kazanma yeteneği ve merkezi olmayan düşük kapasiteli enerji santrallerinde uygulanma olasılığı nedeniyle daha geniş bir kullanım alanına sahiptir (Quoilin, Broek, Declaye, Dewaffel ve Lemort, 2013). ORC, endüstriyel atık ısı geri kazanımı alanında umut veren bir teknolojidir (Chu, Zhang ve Smith, 2020).

ORC sistemleri, dizayn yönünden buhar türbinlerini içeren konvansiyonel güç üretim çevrimlerine benzerlik göstermektedir. Ancak, bu sistemlerde akışkan olarak su yerine kaynama dereceleri nispeten daha düşük olan akışkanlar kullanılmaktadır (Zhang, Cho, Mago, 2021, Sipila, 2016). ORC sisteminin çalışma prensibi Rankine çevrimi ile aynıdır. Bu sistemde akışkan, pompa vasıtasıyla bir kazana gönderilmekte, burada buharlaştırılması sonrası iş elde etmek ve genişlemek üzere bir üniteye

gönderilmekte ve genişleme sonrası bir yoğuşturucuya gönderilerek yoğuşturulmaktadır. Bu çevrimde genişlemenin sağlandığı ünite, radyal veya aksiyal akışlı türbinler veya salyangoz, kanatlı, vidalı veya pistonlu pompalardan seçilebilir (Alshammari, Usman ve Pesyridis, 2018). İdeal çevrime göre genişleme, izentropik, buharlaşma ve yoğuşma ise izobarik olarak gerçekleşir (White ve Velasco, 2019).

İçten yanmalı motorlardan herhangi bir akışkanla ısı atımı yapılmasını sağlayan, egzoz sistemi, ceket soğutma sistemi, hava soğutma sistemi ve yağlama yağı sistemi gibi sistemler ORC ile birlikte kullanım için oldukça uygundur (Vaja ve Gambrotta, 2010; Novotny, Spale, Szucs, Tsai ve Kolovratnik, 2021). Bu sistemler ORC için ihtiyaç duyulan ısı kaynağını oluşturabilir. İçten yanmalı motorların egzoz sistemleri, yüksek atık ısı potansiyeli sebebiyle ORC sistemi için ısı kaynağı oluşturmak üzere kullanım konusunda oldukça elverişlidir (Mingsah, Jinli, Chaochen ve Noman, 2011). Ancak ORC sisteminde, diğer sistemlere benzer şekilde, atık ısı geri kazanım potansiyeli olan akışkanın ısısının ORC akışkanına aktarılması ısı değiştiricilerle sağlanmaktadır (Bianchi, 2015). Egzoz devresi üzerine yerleştirilen bir ısı değiştirici de egzoz karşı basıncını önemli ölçüde arttırmaktadır. Bu sistemler by-pass devreleri üzerine yerleştirilse bile egzoz devresinde egzoz gazının akışını zorlaştırdığı için egzoz karşı basıncını yükseltmektedir.

3.4.5 Kalina Çevrimi

ORC gibi Kalina çevrimi de atık ısının geri kazanımı konusunda kullanılabilen bir termodinamik çevrimdir. Kalina çevrimi, nispeten düşük sıcaklıktaki bir kaynaktaki ısı enerjisinin mekanik enerjiye çevrilmesini sağlayan yenilikçi bir termodinamik çevrimdir (Dinçer, Demir, 2018). Basit bir Kalina çevrimi, bir atık ısı geri kazanım buhar jeneratörü, bir türbin ve damıtma-yoğuşma sistemini içerir. Damıtma-yoğuşma alt sisteminde, öncelikle türbinden gelen akışkan reküperatör tarafından soğutulur. Daha sonra, çalışma akışkanının yoğuşma sıcaklığını arttırmak için akışkan bir amonyak çözeltisi ile karıştırılır. Bazik çözelti absorberde yoğunlaştırılır. Yoğunlaştırılmış çözelti, basınç altında ısıtıcıya gönderilir. Akışkanın küçük bir kısmı, seperatörden gelen amonyak bakımından zengin akışkanı seyreltmeye yönlendirilir.

Kalan akışkan, reküperatörden geçer ve ardından seperatörde düşük basınçta buhar haline getirilir. Buharın, bazik çözelti ile bir araya getirilmesiyle oluşan karışım yoğunlaştırılır. Daha sonra, sıvı fazdaki karışım buhar jeneratörüne gönderilmeden önce pompa tarafından basınçlandırılır (Dinçer ve Biçer, 2020). Bu çevrimde su-amonyak karışımını kullanılmasının başlıca avantajları, bu karışımın değişken kaynama derecesine sahip olabilmesi, çevreye zararlı olmaması ve ucuz olmasıdır (Koç ve Yağlı, 2020).

Kalina çevriminde de ORC gibi atık ısı geri kazanımı için atık ısı kaynağı kazanda ısıtıcı akışkan olarak kullanılmaktadır. Bu çevrimi içeren sistemin egzoz devresi üzerine kurulması durumunda, sistemdeki kazanın ısı değiştirici borularının egzoz gazı akışına bir direnç oluşturması beklenir. Bu karşı direnç, egzoz sisteminin motora uyguladığı karşı basınca katkı sağlayacaktır. Bu sebeple genel bir değerlendirme yapılacak olursa, Kalina çevrimi içeren atık ısı geri kazanım sistemlerinin de egzoz karşı basıncını arttırıcı yönde bir etki sağladığı söylenebilir.

3.4.6 Termoelektrik Jeneratörü

Termoelektrik jeneratörleri (TEG) atık ısıyı kullanarak doğrudan elektrik üretimi sağlayan sistemlerdir. TEG sistemleri, herhangi bir zararlı kimyasal madde içermediği için çevreci, herhangi mekanik bir sistem içermediği için tamamen sessiz çalışan ve silikon, polimer, seramik gibi malzemelerden üretilebilen ekipmanlardır (Jaziri, Boughamoura, Müller, Mezghani, Tounsi vd., 2020).

TEG sistemleri “Seebeck Etkisi” adı verilen bir yöntemle doğrudan termal ısıyı elektrik enerjisine çevirir (Jaziri vd., 2020). Bu etkiye göre, bir malzeme bir sıcaklık farkına maruz bırakıldığında n-tipi malzemeler (elektron vermeye yatkın iletkenler) için elektronların p-tipi malzemeler (elektron almaya yatkın iletkenler) için ise boşlukların termal etki kaynaklı hareketi sıcaklık akışına ters yönlü bir elektriksel yoğunluk dalgası oluşmasına sebep olur (Bilotti, Fenwick, Schroeder, Baxendale, Junior vd., 2018). Bu durum karşılıklı yerleştirilen ve ters yönlerden sıcaklık farkına

maruz bırakılan malzemeler arasında bir elektrik alan oluşturur. Böylece, atık ısıdan elektrik elde edilebilir.

Egzoz devresi üzerine yerleştirilen TEG sisteminin egzoz gazının devredeki akışa hangi oranda engel olacağı birçok çalışmada değerlendirilmiştir. Literatürdeki birçok çalışmada TEG sistemlerinin diğer atık ısı geri kazanım sistemlerine kıyasla oldukça düşük oranlarda egzoz karşı basıncı artışına sebep olduğu görülmektedir (Wilbrecht ve Beitelschmidt, 2018; Lan, Yang, Chen ve Stobart, 2018; Hewawasam, Jayasena, Afnan, Ranasinghe ve Wijewardane, 2020).

3.5 Egzoz Gazı Son İşleme Sistemleri

Egzoz gazı son işleme sistemleri, egzoz gazının atmosfere salınmadan önce, içerdiği hava kirletici maddelerden kısmen veya tamamen temizlenmesi için üretilmiş ve günümüzde çok sıklıkla kullanılan sistemlerdir. Tezin bu bölümünde, bu sistemlerin temel çalışma prensipleri incelenecek ve egzoz karşı basıncı oluşturma etkisi tartışılacaktır.

Günümüzde, dizel motorlar da dahil olmak üzere iş/enerji üreten tüm makinelerin, ürettiği birim enerji başına çevreye salmış olduğu hava kirleticilerin oranları için limitlerin belirlendiği çok önemli kısıtlamalar bulunmaktadır. İçten yanmalı motorların genel olarak bu limitlere uygun olarak enerji üretimi yapabilmesi için yanma sonucu oluşan bazı hava kirleticilerin atmosfere atılmadan önce egzoz gazından ayrıştırılması gerekmektedir. Bu ayrıştırmanın yapıldığı sistemler egzoz gazı son işleme sistemi olarak geçmektedir. Tezin ikinci bölümünde, hava kirletici maddelerin oluşum mekanizmaları incelenirken bu maddelerin atmosfere salınmasını engelleyebilecek sistemlerden de kısaca bahsedilmiştir. Ayrıca, bu sistemlerin sebep olduğu egzoz karşı basıncı kaynaklı olarak motor performansı ve diğer hava kirletici oranlarının üretilmesi üzerindeki etkisini inceleyen çalışmalara tezin dördüncü bölümünde yer verilmiştir. Bu bölümde ise egzoz gazı son işleme sistemlerinin temel çalışma prensipleri ve egzoz karşı basıncı oluşturma sebepleri incelenecektir. Tezin bu bölümünde seçici katalitik indirgeme sistemler, azot oksit depolama sistemleri,

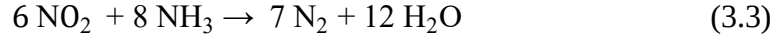
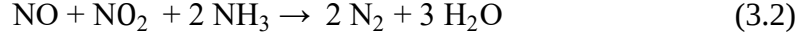
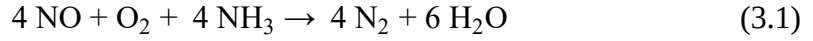
dizel partikül filtreler, dizel oksidasyon katalizörleri, karbon yakalama sistemleri ve egzoz gazı yıkama sistemleri incelenmiştir.

3.5.1 Seçici Katalitik İndirgeme Sistemleri

Seçici katalitik indirgeme sistemleri (SCR) egzoz gazı içeriğindeki azot oksit türevlerinin ortadan kaldırılmasını sağlayan ve günümüzde sıklıkla kullanılan bir sistemdir. Bu sistemde, katalizörlerin kimyasal tepkimenin hızlanmasını sağladığı bir ortamda, azot oksit (NO) ve azot dioksit (NO₂) bileşikleri ortama püskürtülen amonyak ile tepkimeye girerek moleküler azot ve oksijen ortaya çıkmasını sağlar (Boyce, 2012; Okuba ve Kuwahara, 2020).

SCR sisteminde egzoz gazı içeriğine püskürülerek tepkimeye giren amonyak, depolanması oldukça zor ve tehlikeli bir kimyasaldır ve amonyak ile ilgili operasyonların titizlikle sürdürülmesi gereklidir (Okubo ve Kuwahara, 2020). Ayrıca, amonyak farklı birçok prekürsör maddeden kolaylıkla ve hızlıca üretilir. Günümüzde, SCR sistemlerinde üre-su karışımı kullanılmaktadır. Bu karışımın içeriğindeki ürenin amonyağa dönüşebilmesi için termoliz ve hidroliz aşamalarını içeren iki aşamalı bir zincir reaksiyon gerçekleşir. Ortama püskürtülen karışım gerekli sıcaklığın olduğu bir ortamda başka bir ilave madde ile reaksiyona girmesine gerek olmaksızın amonyak ve izosiyanik asit oluşturmaktadır. Bu tepkime zincirinde, izosiyanik asit bir ara üründür ve su ile tepkimeye girerek amonyak ve karbondioksit oluşturur. Tepkime için gerekli su, karışımın kendisinden sağlanabildiği gibi egzoz gazının içeriğinde bulunan buhar fazındaki sudan da karşılanabilmektedir. İkinci reaksiyon sonucunda zaman zaman çeşitli bileşikler oluşabilmektedir (Kleemann, Elsener, Koebel ve Wokaun, 2000). Ancak, uygun katalitik konvertör ve yeterli sıcaklık olması durumunda bu maddelerin oluşumu engellenebilmektedir (Bernhard, Peitz, Elsener, Wokaun ve Kröcher, 2012).

SCR sistemlerinde doğrudan püskürtülen amonyağın veya üre içeren karışımdan oluşan amonyağın katalizörler varlığında girdiği tepkimeye ait reaksiyonlar Eşitlik 3.1, Eşitlik 3.2 ve Eşitlik 3.3'te gösterilmiştir (Tschoeke vd., 2010).



Eşitliklerde gösterilen reaksiyonlar incelendiğinde NO ve NO₂ formundaki azot oksitlerin üç farklı tepkime ile azot ve oksijen moleküllerine dönüştüğü görülmektedir.

SCR sistemlerinde gerçekleşen tepkimelerin daha hızlı gerçekleşmesi için ortama çeşitli katalizörler yerleştirilir. Çok çeşitli katalizörler bulunmaktadır. En sık kullanılan katalizör çeşitleri, vanadyum bazlı katalizörler, bakır bazlı kabazit katalizörler, seryum bazlı katalizörler, zeolit bazlı katalizörler ve platin bazlı katalizörler şeklindedir (Gülmez, 2015).

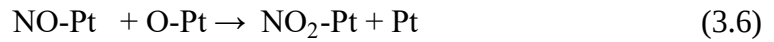
SCR sistemlerinde kullanılan amonyağın atmosfere salınması doğaya oldukça zararlıdır. SCR sistemlerinde ihtiyaç olandan fazla miktarda amonyak püskürtüldüğü veya egzoz devresinde elde edildiği takdirde veya egzoz sıcaklığı düşük olması durumunda bir miktar amonyak tepkimeye girmeden atmosfere salınabilir (Martyr ve Rogers, 2021). Bu duruma engel olmak için SCR sistemlerinin devamına, egzoz devresi üzerine amonyak slip katalizörü adı verilen katalizörler yerleştirilebilmektedir. Bu katalizörlerin varlığında SCR içerisinde tepkimeye girmeyen amonyak tepkimeye girerek kaçış engellenir (Anar ve Bayram, 2018).

Dizel motorlarda kullanılan SCR sistemlerinin bir diğer olumsuz tarafı da egzoz karşı basıncını arttırmalarıdır. Egzoz devresi üzerine yerleştirilen her sistem gibi SCR de egzoz gazının akışına direnç göstermektedir ve böylece egzoz karşı basıncı yükselmektedir. (Winterthur Gas Diesel, 2019; Türk Loydu, 2016). SCR sistemlerinin, egzoz karşı basıncı üzerindeki olumsuz etkisi dikkate alındığında, bu sistemlerin, başta karbondioksit, karbonmonoksit ve hidrokarbon salımları olmak üzere diğer egzoz

salımlarını ve yakıt sarfiyatını arttıracakı öngörülebilir (Pelen, 2020; Kim ve Lee, 2019; Gülmez ve Özmen, 2021).

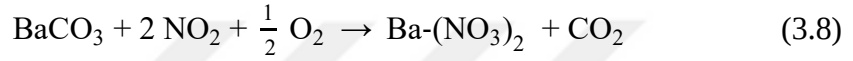
3.5.2 Azot Oksit Depolama ve İndirgeme Sistemleri

Dizel motorlardan atmosfere salınan egzoz gazının içeriğindeki azot oksit oranının azaltılması için kullanılan bir diğer strateji de azot oksit depolama ve indirgeme sistemleri (NSR, İng.: *Nitric oxide storage and reduction*) olarak tanımlanır (Kuwahara ve Okubo, 2020). Bu sistemlerin çalışması iki aşamalı olmaktadır (Bennett, 2010). İkinci aşamada gerçekleşecek indirgeme reaksiyonlarında azot oksitlerinin NO₂ formunda olmasının daha faydalı olması ve normal dizel motor yanması sonucunda egzoz gazı içeriğindeki azot oksitlerin çoğunluk kısmının NO olması sebebiyle, öncelikle NO bileşiklerinin NO₂ formuna dönüştürülmesi gereklidir (Kuwahara ve Okubo, 2020). Bu sebeple birinci aşamadan önce bu değişimin gerçekleşmesi sağlanır. Bu değişimin gerçekleşmesi, soy metaller kullanılarak Eşitlik 3.4, 3.5, 3.6 ve 3.7’de görüldüğü gibi dört aşamalı bir zincir reaksiyonla sağlanır (Kuwahara ve Okubo, 2020).

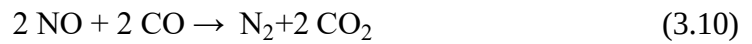
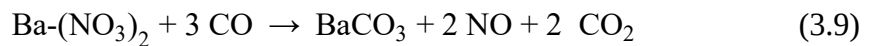


Yukarıda gösterilen denklemlerde -Pt olarak gösterilen ürünler, platin metali üzerinde absorbe olmuş ilgili kimyasal ifade etmektedir. Bu tepkimelerde platin yerine paladyum ve rodyum da kullanılabilir. Bu metaller arasından platin, NO bileşiklerinin NO₂ formuna dönüşmesi konusunda diğer metallere göre daha yüksek performans gösterirken paladyum ve rodyum NO_x salımlarının tamamen yok edilmesi konusunda daha yüksek performans göstermektedir (Kuwahara ve Okubo, 2020).

Azot oksitlerin tamamı NO₂ formuna dönüştürüldükten sonra birinci aşamaya geçilir. Bu aşamada depolama materyalleri görev yapmaktadır. Bu materyaller azot oksitleri ile reaksiyona girme eğilimi yüksek olan alkali ve toprak alkali metal oksitleri ve karbonatları ile kaplı elemanlardır (Hirschbichler, 2010). Egzoz gazı içeriğindeki azot oksit, bu oksitler veya karbonatlar tarafından absorbe edilir (Bennett, 2010). Bunlar arasında baryum bazlı depolama materyalleri en çok tercih edilen tip olmaktadır (Kuwahara ve Okubo, 2020). Bu aşamada, NO₂, baryum bazlı bileşikle ve ardından nitrat haline dönüştürülmek üzere oksijen ile reaksiyona girer (Hirschbichler, 2010). Bu tepkime denklemi Eşitlik 3.8’de gösterilmiştir.



Böylece NO₂ bileşikleri baryum bazlı materyaller tarafından absorbe edilmiş olur. Bu aşamada azot oksit depolama safhası sona ermektedir. İkinci aşamada, materyallerin temizliği başka bir ifade ile yeniden nitrik oksit absorbe etmek üzere hazır hale getirilmesi süreci gelmektedir. Bu aşamada, hedeflenen indirgemenin yapılabilmesi için ortama CO ve/veya HC girişi yapılması gerekmektedir. Bu maddeler, indirgeyici olarak rol aldıkları tepkime ile (Hirschbichler, 2010) bir önceki aşamada depolanan nitrik oksitlerin azot ve oksijen moleküllerine ayrıştırılmasını sağlar. Bu amaçla, modern motorlarda elektronik kontrol üniteleri tarafından motor yanmasının zengin karışımla yapılması veya egzoz devresi üzerine yerleştirilen bir burner vasıtasıyla yakıt püskürtülerek zengin karışumlu bir yanma gerçekleşmesi sağlanır (Bennett, 2010). Örneğin CO bileşiğinin indirgeyici olarak kullanıldığı bir tepkimede, daha önceki aşamada gerçekleşen tepkimede ürün olarak çıkan baryum nitratın azot ve oksijen moleküllerine dönüşümünü sağlayan zincir tepkime Eşitlik 3.9 ve Eşitlik 3.10’da gösterilmiştir (Hirschbichler, 2010; Kuwahara ve Okubo, 2020).



Böylece, egzoz gazı içeriğindeki azot oksitleri, önce depolanıp daha sonra moleküllerine ayrıştırılarak atmosfere salınmaktadır. Bu sistemin önemli bir yan etkisi de birinci aşamada baryum nitrat oluşumu sırasında oluşturulan şartlar azot oksitlerden daha önce kükürt oksitlerin tutulumunun sağlanarak baryum sülfat oluşumuna sebep olmasıdır (Engström, Anbertsson, Soglundh, Fridell ve Smedler, 1999). Oluşan baryum sülfat ikinci kademeye geçildiğinde gerçekleşen reaksiyonlarla moleküllerine ayrıştırılamamaktadır. Bu durum katalizörler üzerinde sürekli bir birikim olmasına ve zamanla katalizörlerin azot oksit indirgeme işlevinin azalmasına sebep olmaktadır (Fridell ve Skoglundh, 2004). Biriken kükürt oksitlerinin moleküllerine ayrıştırılabilmesi ve katalizörlerden arındırılabilmesi için desülfürizasyon adı verilen işlem yapılır. Bu işlemde, katalizörler kısa bir süreliğine 650°C üzerine kadar ısıtılır. Bu koşullarda baryum sülfat içerisine absorbe edilmiş olan kükürt oksitlerin kendiliğinden ayrıştırılması sağlanır (Hirschbichler, 2010). Bu sistemde, yukarıda açıklandığı gibi egzoz devresi üzerine soy metallerden oluşan parçalar ve katalizörler yerleştirilmekte ve bu ortamda özel bir brülör ile ilave bir yanma sağlanmaktadır. Bu durum, egzoz devresinde egzoz gazının akışına karşı bir direnç oluşturmaktadır. Bu sebeple, bu sistemler egzoz devresi üzerine yerleştirilen tüm ilave sistemlerde olduğu gibi egzoz karşı basıncı üzerinde bir artışa sebep olmaktadır.

3.5.3 Dizel Partikül Filtreler

Dizel partikül filtreler (DPF), egzoz gazı içeriğindeki partikül madde salımlarını azaltmak üzere kullanılan, partiküllerin yüksek sıcaklığa dayanıklı filtreler üzerinde tutulmasıyla akış halindeki gazdan ayrılması prensibi ile çalışan bir son işleme sistemidir (Heywood, 2018).

DPF sistemleri dizel motorlarda çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadır (Hirschbichler, 2010). Bu sistemler, egzoz gazının egzoz devresi üzerinde akışına direnç göstermesi sebebiyle çok önemli bir egzoz karşı basıncı kaynağıdır. Akışa karşı olarak, hem filtrelerin kendisinin hem de filtre üzerinde biriken ve henüz rejenerasyona uğramamış partiküllerin göstermiş olduğu direnç egzoz karşı basıncını arttırmaktadır (Martyr ve Plint, 2012). Her ne kadar egzoz karşı basıncı artışının partikül madde

salımlarını arttırma özelliği bu sistemlerle absorbe edilebilse de artan yakıt sarfiyatı engellenememektedir (Zhang, Qi, Shuai ve Wang, 2018). Ayrıca, artan yakıt sarfiyatına paralel olarak artacak olan karbondioksit salımlarının engellenebilmesi için ilave sistemlerin kullanımı gerekmektedir.

3.5.4 Dizel Oksidasyon Katalizörleri

Daha önce bahsedildiği üzere, egzoz gazı içeriğinde hidrokarbon, partikül madde ve karbonmonoksit maddeleri motordaki yanma sırasında herhangi bir sebeple bazı oksidasyon reaksiyonlarının tamamlanamaması sebebiyle ortaya çıkmaktadır. Bu maddelerin oksidasyonunu sağlayacak bir ortam oluşturulması halinde bu reaksiyonlar tamamlanabilmekte ve böylece bahsi geçen hava kirleticilerin atmosfere salınması engellebilmektedir (Wade ve Farrauto, 2012).

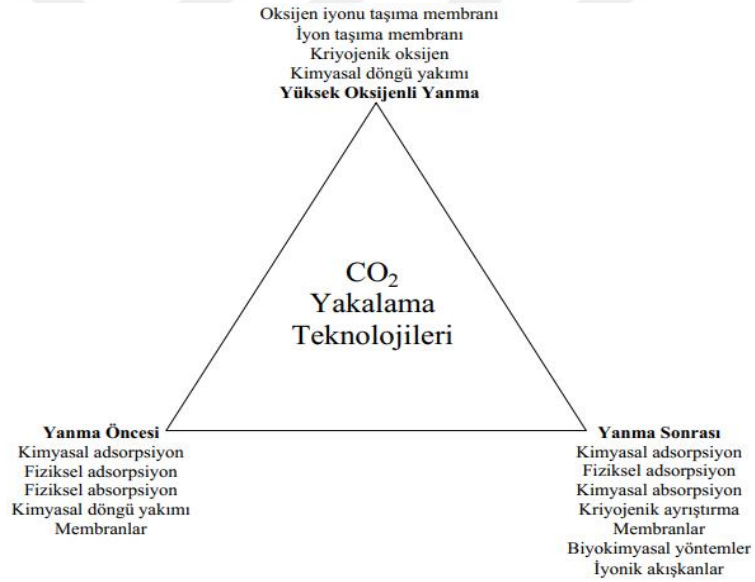
Katalitik konvertör olarak da bilinen dizel oksidasyon katalizörleri (DOC), egzoz gazı içeriğindeki karbonmonoksit ve hidrokarbonların, egzoz gazının sıcaklığının ve egzoz gazı içeriğindeki su buharının kullanılmasıyla oksidasyona uğrayabilmesi için uygun şartların oluşmasını sağlayan bir egzoz gazı son işleme sistemidir (Hirschbichler, 2010). DOC sistemleri, egzoz devresi üzerine yerleştirilen katalizör özellikli malzemelerden yapılmış katalist elemanları sayesinde, bulunduğu ortamdaki gerçekleşmesi gereken tepkimeleri hızlandırmakta ve böylece bahsi geçen hava kirletici maddelerin egzoz gazının sıcaklığında oksidasyona uğramasını sağlamaktadır (Heywood, 2018).

Günümüzde kullanılan katalitik konvertörler, paslanmaz çelik bir dış gövdenin içerisinde, platin grubu katalizör özellikli kaplama malzemesiyle kaplanmış, egzoz gazının akışına izin veren petek biçiminde bir yapıda bulunan bir tasarıma sahiptir (Tomasic ve Jovic, 2006). Doğal katalizör yapısı gereği, katalizör madde akış halindeki gazla ne kadar yoğun oranda temas ederse, gerçekleşmesi beklenen kimyasal tepkimeler belli bir üst limite kadar o kadar yüksek oranda hızlanacaktır. Bu da bu sistemle indirgenmesi amaçlanan hava kirleticilerin egzoz gazı içeriğinden o kadar yüksek oranda temizlenmesini sağlayacaktır. Ancak, bu sistemdeki katalizörde artan

temas yüzeyi sebebiyle akışa karşı gösterilen direnç, egzoz devresi üzerine yerleştirilen ve egzoz gazının akışına karşı direnç gösteren diğer tüm sistemlerde olduğu gibi egzoz karşı basıncını arttırmaktadır

3.5.5 Karbon Yakalama Teknolojileri

Yanma öncesinde yakıt içeriğindeki karbonun veya yanma sonrası oluşan karbondioksitin tamamının veya bir kısmının çeşitli yöntemlerle yeni bir ürüne dönüştürülmesi işlemi karbon yakalama olarak adlandırılmaktadır. (Coelho, Perecin, Rei, Escobar, Freiria vd., 2022). Karbon yakalama işlemi için kullanılan çok sayıda yöntem vardır. Bu yöntemlerin adları ve gruplandırması Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Karbondioksit yakalama yöntemleri (Zhang, Borhani ve El-Naas, 2018; IPPC, 2021)

Şekil 3.2’de gösterilen karbon yakalama yöntemleri arasından yanma öncesi grubunda yer alan yöntemlerde, yanma öncesi yakıttan karbondioksit çıkarılması işlemi uygulanır (Theo, Lim, Hashim vd., 2016; Zhang, Borhani ve El-Naas, 2018). Yüksek oksijenli yanma grubunda yer alan yöntemlerde ise yanma öncesi hava içeriğinde bulunan azotun hava içinden ayrıştırılması sonucu yanma odasına hava yerine oksijence zengin bir gaz verilmesi işlemi uygulanır (Wang vd., 2018). Yüksek oksijenli yanma dizel motorlar alanında son yıllarda üzerinde sıklıkla çalışmalar

yapılan önemli bir araştırma konusudur. Bu yöntem kullanımıyla karbondioksit salımları önemli ölçüde azalmakta, partikül madde ve NO_x salımları da tamamen ortadan kaldırılabilir (Mobasheri, Izza, Aitouche, Peng ve Bakir, 2021). Son olarak, yanma sonrasında oluşan karbondioksitin egzoz gazı içerisinde ayrıştırılmasını sağlayan yöntemler de yanma sonrası grubunda gösterilmiştir. Bu yöntemlerin kullanımında da egzoz gazı içeriğindeki karbondioksit %90'a kadar yüksek oranda ayrıştırılabilir (Sharma ve Marechal, 2019).

Karbon yakalama teknolojileri henüz gelişmekte olan bir egzoz gazı son işleme sistemidir. Yukarıda açıklandığı üzere, bu sistemlerle ilgili çok sayıda alternatif mevcuttur. Ancak özellikle yanma sonrasında işlem yapılarak karbon içeren moleküllerin egzoz gazından ayrıştırılmasını sağlayan sistemlerin bazılarının egzoz karşı basıncını arttıracakları öngörülebilir. Ancak, bu sistemlerin egzoz gazı içeriğindeki karbon içeren bileşikler önemli ölçüde ayrıştırılabildiği dikkate alındığında, egzoz karşı basıncı yükselmesi kaynaklı olarak ortaya çıkması beklenen ilave karbondioksit salımlarının da engelleneceği öngörülebilir.

3.5.6 Egzoz Gazı Yıkama Sistemleri

Dizel motorlarda, egzoz gazı içeriğindeki kükürt oksitlerin indirgenmesini sağlayarak atmosfere salımını engellemek üzere kullanılan en yaygın sistemlerden biri egzoz gazı yıkama sistemleridir. Bu sistemler, partikül madde salımlarının engellenmesinde de etkilidir (Mussatti ve Hemmer, 2002).

Egzoz gaz yıkama sistemlerinin ilk örnekleri egzoz gazının genellikle su olarak tercih edilen bir sıvı içerisinde geçirildiği sistemlerken son yıllarda konvansiyonel sistemlere ek olarak kuru kimyasal katkılarıyla egzoz gazının asit üretimine sebep olan gazlardan arındırılmasını sağlayan sistemler de bulunmaktadır (Pence, 2012). Bu sistemlerden su veya başka bir sıvı ile işlem yapılan sistemler ıslak yıkama sistemleri, kuru kimyasal kullanılarak işlem yapılan sistemler ise kuru yıkama sistemleri olarak sınıflandırılır (Exhaust Gas Cleaning Systems Association [EGCSA], 2012). Bu iki

sistem dışında hem ıslak hem de kuru olarak kullanılabilen hibrit sistemler de mevcuttur (ICCT, 2020).

Egzoz gazı ıslak yıkama sistemleri, açık ve kapalı sistemler olarak ikiye ayrılır. Denizcilik endüstrisinde özellikle, düşük maliyetli olması sebebiyle açık sistemler daha sık tercih edilmektedir (ICCT, 2020). Deniz suyuna erişimin kolay olduğu endüstri tesisleri için de benzer bir durum olacağı öngörülebilir.

Egzoz gazı içeriğinde kükürt oksitleri, herhangi bir formdaki su ile temas ettiğinde reaksiyona girerek sülfirik ve sülfüroz asit oluşumuna sebep olur (Gülmez, 2015). Bu asitler deniz suyunun doğal alkalinitesinde veya tatlı suyun yükseltilmiş alkalinitesinde tepkimeye girerek sodyum sülfat tuzları oluşturur (ABS, 2018). Böylece kükürt oksitleri indirgenmiş olur.

Egzoz gazı yıkama sistemleri, egzoz gazının akışını zorlaştırması sebebiyle egzoz karşı basıncını önemli ölçüde yükseltmektedir (Lloyds Register, 2012). Bu sistemlerde, egzoz gazının su içerisinden geçirilmesi, akış halindeki egzoza su püskürtülmesi veya egzoz gazına kuru kimyasal toz püskürtülmesi durumlarında egzoz gazının akışına bir direnç gösterilmiş olmaktadır. Bu durum, egzoz karşı basıncının artmasına sebep olmaktadır.

BÖLÜM 4

LİTERATÜR TARAMASI

Dizel motorlarda çeşitli çalışma koşullarının, egzoz karşı basıncı üzerindeki etkisi veya egzoz karşı basıncının, bir dizel motorun performansı üzerindeki etkisi birçok çalışmanın konusu olmuştur. Günümüze kadar yapılan çalışmalar, egzoz karşı basıncı ile ilgili olarak önemli bilgilere ulaşılmasını sağlamıştır. Günümüzde, özellikle egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkisinin değerlendirilebilmesi amacıyla yeni çalışmalara ihtiyaç olup olmadığının belirlenebilmesi için geçmişte yapılan çalışmaların değerlendirilmesi ve literatürde yer alan boşlukların belirlenmesi gerekmiştir. Tezin bu bölümünün amacı, egzoz karşı basıncı ile ilgili olarak literatürde yer alan mevcut çalışmaların amacını, yöntemini ve sonuçlarını derleyerek literatürdeki boşlukları belirlemektir. Tezin bu bölümü, beş kısım altında incelenmiştir. Birinci kısımda, literatür taramasının yapılabilmesi için takip edilen yöntem açıklanmıştır. İkinci kısımda, egzoz gazı devresi üzerine yerleştirilen çeşitli sistemlerin egzoz karşı basıncı üzerindeki etkisinin araştırıldığı çalışmalara yer verilmiştir. Üçüncü kısımda, egzoz devresi üzerinde yerleştirilen sistemlerin oluşturduğu egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkilerinin incelendiği çalışmalara yer verilmiştir. Dördüncü kısımda, egzoz devresi üzerinde çalışan sistemlerden bağımsız olarak egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkisinin değerlendirildiği çalışmalar incelenmiştir. Beşinci kısımda, mevcut literatürün genel değerlendirmesi yapılmış ve tezin özgün değeri tartışılmıştır.

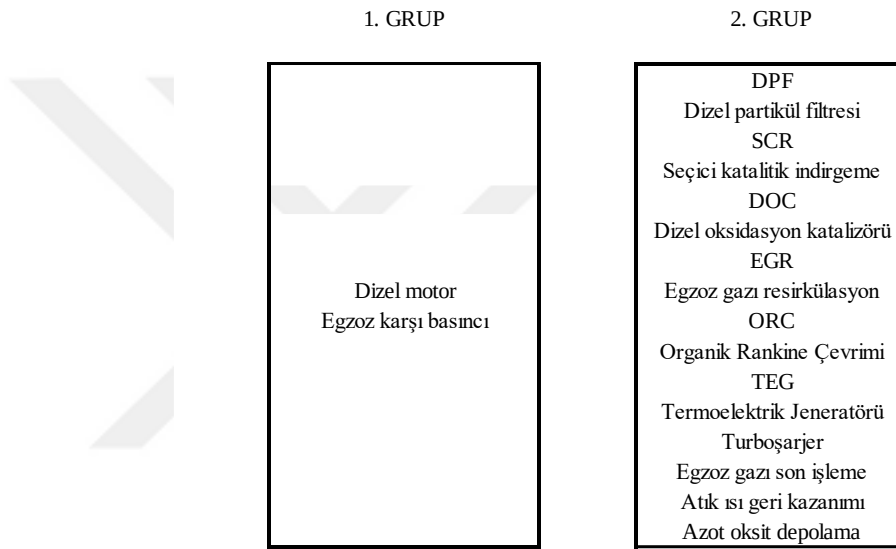
4.1 Literatür Taraması İçin İzlenen Yöntem

Literatür taramasında öncelikli olarak *WOS* ve *Scopus* veri tabanlarına ait arama motorlarında, belirlenen anahtar kelimelerle oluşturulan kombinasyonların İngilizce versiyonları kullanılarak arama yapılmıştır. Yapılan aramalar ile dizel motorlarda kullanılan çeşitli sistemlerin egzoz karşı basıncı üzerindeki etkisini inceleyen çalışmalara ve egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkilerini inceleyen çalışmalara ulaşılması hedeflenmiştir. Aramalarda uygulanan filtrelerle ulaşılan çalışmaların, literatür taraması ile ulaşılması hedeflenen amaca uygun olup

olmadığının belirlenebilmesi için, ulaşılan çalışmaların başlık ve özet bölümleri incelenmiş ve uygun olmayan çalışmalar sonuçlar arasından çıkarılmıştır. Bir sonraki aşamada, özet ve başlıklarına göre literatür taraması hedeflerine uygun olduğu belirlenen çalışmaların tam metin olarak detaylı incelemesi yapılmış ve yine uygun olmayan çalışmalar sonuçlar arasından çıkarılmıştır. Yapılan elemeler sonucunda yapılan literatür taraması hedefine uygun olan çalışmaların amaç, yöntem ve sonuçları özetlenmiştir.

Arama motorlarında kullanılan kombinasyonların belirlenebilmesi için öncelikle arama motorlarında İngilizce olarak bu tez çalışmasının anahtar kelimelerinden egzoz karşı basıncı ve dizel motor kelime gruplarının birlikte yer aldığı çalışmalar aranmıştır. Arama sonuçları genel olarak incelendiğinde, ulaşılan çalışmaların genel olarak iki ana tema üzerinde kümelendiği saptanmıştır. Bu kümelerden birincisinin, egzoz devresi üzerine yerleştirilen son işleme sistemleri, egzoz gaz resirkülasyon sistemleri ve atık ısı geri kazanım sistemleri gibi sistemlerin sebep olduğu ilave karşı basıncı etkilerinin değerlendirildiği çalışmaları içerdiği görülmüştür. İkinci kümede, egzoz gazı son işleme sistemlerinden veya atık ısı geri kazanım sistemlerinden egzoz devresi üzerine yerleştirilen sistemlerden bağımsız olarak, egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkilerini analiz eden çalışmaların yer aldığı görülmüştür. İki farklı kümede yer alan çalışmaların, amaç olarak birbirlerinden belirgin bir şekilde ayrıştığı değerlendirilerek literatür taraması için takip edilen prosedürün iki grup için ayrı ayrı uygulanmasına karar verilmiştir. Birinci kümede yer alan çalışmalar incelendiğinde, bu çalışmalarda genel olarak egzoz devresi üzerine yerleştirilen sistemlerin oluşturduğu olumsuz etkileri en düşük seviyeye düşürmek veya bu sistemlerin oluşturduğu faydayı en yüksek seviyeye çıkarmak üzerine çeşitli yöntemlerin yer aldığı görülmektedir. İkinci kümede ise genel olarak egzoz karşı basıncının, valf veya orifis benzeri devre elemanları ile kasıtlı olarak yükseltildiği ve egzoz karşı basıncı yükselmesinin yakıt sarfiyatı, termal verim, mekanik verim, silindir içi motor performans diyagramları ve motorun çevresel etkileri gibi performans parametreleri üzerindeki etkilerinin değerlendirildiği çalışmaların yer aldığı görülmüştür.

Yapılan tarama ile ulaşılan çalışmalar incelendiğinde, birinci kümede yer alan, egzoz devresi üzerine yerleştirilen son işleme sistemleri, egzoz gaz resirkülasyon sistemleri ve atık ısı geri kazanım sistemleri gibi sistemlerin sebep olduğu ilave karşı basıncı etkilerinin değerlendirildiği çalışmaları diğer çalışmalardan ayırmak için bu çalışmaların yer aldığı bir grup çalışma içerisinde anahtar kelimeleri kullanılarak sıklık analizi yapılmıştır. Yapılan sıklık analizi sonrası en sık tekrar eden 10 anahtar kelime belirlenmiştir. Bu anahtar kelimeler Şekil 4.1’de 2. grup başlığı altında gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Literatür taraması için kullanılan anahtar kelimeler

Filtre uygulayarak, birinci kümede yer alan çalışmalara ulaşabilmek amacıyla, çalışmaların başlık, özet veya anahtar kelimeler kısımlarında Şekil 4.1’de 1. grupta yer verilen kelimelerin tamamı ve 2. grupta yer verilen kelimelerin en az birinin yer aldığı çalışmalar aranmıştır. Bu aramalar sonucunda, iki arama motorunda toplamda çakışmalar dahil 191 adet çalışmaya ulaşılmıştır. Arama motorları sonuçlarında birden fazla defa yer alan çalışmaların tekrar eden kopyaları ve özet incelemeleri yapılarak literatür taraması amacına uygun olmadığına karar verilen çalışmalar arama sonuçları arasından çıkarılmış ve böylece tam metin incelemesi yapmak için seçilen çalışma sayısı 53’e düşürülmüştür. Tam metin incelemelerinin de tamamlanmasıyla birinci kümede yer alarak özetlenen çalışma sayısı 39’a düşürülmüştür.

Birinci kümede yer alan çalışmalar üzerinde tam metin incelemesi yapılırken, bu çalışmalardan bazılarının, egzoz devresi üzerine yerleştirilen çeşitli sistemlerin egzoz karşı basıncı üzerindeki etkilerini gözlemlemeyi amaçlarken bazılarının da bu sistemlerin sebep olduğu egzoz karşı basıncının motorlardaki çeşitli performans göstergeleri üzerindeki etkilerini gözlemlemeyi amaçladığı tespit edilmiştir. Bu amaçla, detaylı incelemeler sunulurken, birinci kümede ulaşılan çalışmalar iki ayrı başlık altında incelenmiştir.

Filtre uygulayarak, ikinci kümede yer alan çalışmalara ulaşabilmek amacıyla, çalışmaların başlık, özet veya anahtar kelimeler kısımlarında Şekil 4.1’de 1. grupta yer verilen kelimelerin tamamı geçen ve 2. grupta yer verilen kelimelerin hiçbirinin yer almadığı çalışmalar aranmıştır. Bu aramalar sonucunda, iki arama motorunda toplamda çakışmalar dahil 69 adet çalışmaya ulaşılmıştır. Arama motorları sonuçlarında birden fazla defa yer alan çalışmaların tekrar eden kopyaları ve özet incelemeleri sonucunda literatür taraması amacına uygun olmadığına karar verilen çalışmalar arama sonuçları arasından çıkarılmış ve böylece tam metin incelemesi yapmak için seçilen çalışma sayısı 33’e düşürülmüştür. Tam metin incelemelerinin de tamamlanmasıyla ikinci kümede yer alarak özetlenen çalışma sayısı 14’e düşürülmüştür.

4.2 Egzoz Gazı Devresi Üzerine Yerleştirilen Çeşitli Sistemlerin Egzoz Karşı Basıncı Üzerindeki Etkisi

Sistematik literatür taraması ile tespit edilen, egzoz devresi üzerine yerleştirilen sistemlerin sebep olduğu egzoz karşı basıncın incelendiği 12 çalışmaya bu başlık altında yer verilmiştir.

Fenghu, Xiurong, Yan ve Danfeng (2009), yayımladıkları çalışmada, çok ince ağaç üzerine karbon laminasyonu ile üretilmiş özel bir malzemeyle ağ örgüsü, yapılmış bir DPF’de, bu malzeme seçiminin partikül yakalama yeteneği, egzoz karşı basıncı ve ürün kullanım ömrü üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmada, hem deneysel

bulgular elde edilmiş hem de teorik hesaplamalar yapılmıştır. Deneysel çalışma için 6.81 l silindir hacmine sahip 117 kW güç üretebilen bir motor ile 3 farklı porozite ve gözenek alanına sahip filtreler kullanılmıştır. Yapılan analizlerde, teorik çalışma sonuçları ile ölçüm sonuçlarının her bir filtre tipi için oldukça tutarlı olduğu görülmektedir. Elde edilen sonuçlar, filtrede porozite ve gözenek alanının artmasının egzoz karşı basıncı artışını azalttığını göstermektedir.

Williams, McCormick, Luecke, Brezny, Geiselman vd. (2011), bir çalışmada, kül oranı yüksek bir yakıt kullanımının çeşitli egzoz gazı son işleme sistemlerinin çalışma performansları üzerindeki etkilerini analiz etmiştir. Deneysel çalışmada 8.8 l motor hacmine sahip 300 hp güç üretebilen, turboşarjlı bir test motoru kullanılmıştır. Bu motorun egzoz devresi üzerine SCR, DPF ve DOC sistemleri monte edilmiş ve bu sistemlerin çalışma sürecinde sebep olduğu basınç düşüşünün partikül birikimine göre değişimi gözlemlenmiştir. Çalışmada gözlemlerin daha kısa sürede tamamlanabilmesi için uygun bir hızlandırılmış yaşlandırma yöntemi kullanılmıştır. Çalışmada DPF ve DOC parçaları 150000 mil kullanım ömrüne denk gelecek oranda DPF ve SCR katalistleri de 435000 mil kullanım ömrüne denk gelecek oranda kül birikimine maruz bırakılmıştır. Sonuçlara göre, 150000 millik kullanım ömründe, yüksek kül ihtiva eden yakıt kullanımı sebebiyle DPF'de biriken ilave kül birikiminin, egzoz devresinde %6.8 oranında ilave karşı basınç oluşturmaya sebep olduğu görülmüştür. Test yakıtı kaynaklı ilave kül birikmesiyle DOC sisteminde, NO₂ indirgeme oranının %30 oranında azaldığı saptanmıştır.

Jun, Gong, Yuan, Yu ve Tang (2011) yayımladıkları bir çalışmada DPF üzerinde partikül madde birikiminin egzoz karşı basıncı ve motor gürültüsü üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Çalışmada, gürültü, egzoz gazı ve partikül madde kaynağı olarak 5.9 l silindir hacmine sahip bir dizel motor kullanılmıştır. Motorun çalışması sırasında, egzoz devresi çıkışına yerleştirilen bir mikrofonla egzoz karşı basıncının yükselmesi ve partikül madde miktarının artmasının gürültü emisyonları üzerindeki etkisi gözlemlenmiştir. Sonuçlara göre, partikül birikmesi ve karşı basınç yükselmesiyle egzoz gürültüsü azaldığı görülmüştür. Partikül filtre üzerindeki 6 g/l seviyesindeki partikül birikimi egzoz gürültüsünün 15-20 dB azalmasına sebep olduğu saptanmıştır.

Partikül birikiminin egzoz karşı basıncı üzerindeki etkileri değerlendirildiğinde, temiz bir filtrede egzoz karşı basıncı değeri 15 kPa olarak ölçülürken, filtrede partikül birikimi arttıkça egzoz karşı basıncının 64 kPa'ya kadar arttığı görülmüştür.

Dimou, Sappok, Wong, Fujii, Sakamoto vd.. (2012) yayımladıkları bir çalışmada bir DPF'de ağ malzemesinin porozitesi ve ağın gözenek boyutunun egzoz karşı basıncı üzerindeki etkisini araştırmıştır. Çalışmada, farklı özellikte filtreler için filtrelerdeki kül birikiminin ve partikül birikiminin filtrenin oluşturacağı karşı basınç üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. Çalışmada kullanılan deney düzeneğinde her bir filtrenin eşit boyuttaki örnekleriyle birlikte bir partikül jeneratörü kullanılmıştır. 0 - 20 g/l arasında farklı oranlarda kül barındıran filtre örneklerinde biriken partikül miktarına göre karşı basıncın yükselmesi ölçülmüştür. Böylece, malzeme cinsinin, filtre gözenek boyutunun, kül birikim miktarının ve partikül miktarının filtrenin oluşturduğu karşı basınç üzerindeki etkisi gözlemlenmiştir. Çalışma sonuçları, filtre malzemesinde porozitenin artmasıyla egzoz karşı basıncı düştüğünü göstermektedir. Bununla birlikte, filtrede partikül birikimi arttıkça, porozitenin sağladığı olumlu etkinin azaldığı ve biriken partikül miktarının 5 g/l üzerine çıkmasıyla filtre malzemesinin bir etkisinin kalmadığı görülmüştür.

Schmidt, Rose, Müller, Sumser, Chebli vd. (2013) yaptıkları çalışmada değişken geometriye ve değişken volüt hacmine sahip bir turboşarjerin kullanıldığı bir dizel motorda, volüt hacmi değişiminin sebep olduğu karşı basınç değişiminin motor performansı üzerindeki etkisini araştırmıştır. Çalışmada, volüt hacmindeki değişime göre, EGR ve lambda çıkışlarındaki basınç değerlerinin emme manifoldunda ölçülen basınç değerine göre mutlak farkları, bu farkların özgül yakıt sarfıyatı üzerindeki etkisi ve kullanılan türbinle oluşan sistemin performansını gözlemlmek amaçlanmıştır. Çalışmada yapılan deneylerde kullanılan turboşarjerde, şaftın yukarı ve aşağı yönlü aksel olarak hareket ettirilmesi sonucu türbin kanatlarının taradığı alanın değiştirilmesi ile volüt hacmi değiştirilmiştir. Çalışmanın sonuçlarına göre, volüt hacminin düşmesiyle emme manifold basıncının arttığı görülmektedir. Aynı şekilde, volüt hacminin düşmesine paralel olarak, emme manifoldu ile türbinin EGR girişi ve emme manifoldu ile türbinin lambda girişi arasındaki basınç farklarının azaldığı

görülmektedir. Volüt hacminin maksimum olduğu durumda emme manifoldu ile EGR girişi arasındaki basınç farkı yaklaşık 0 mbar olarak ölçülürken volüt hacminin azalmasıyla basınç farkı yaklaşık -180 mbar'a kadar düşmüştür. Volüt hacminin maksimum olduğu durumda emme manifoldu ile lambda girişi arasındaki basınç farkı yaklaşık 160 mbar olarak ölçülürken volüt hacminin azalmasıyla basınç farkı yaklaşık -280 mbar'a kadar düşmüştür. Benzer şekilde, volüt hacminin azalmasıyla egzoz karşı basıncı %3.5'e kadar yükselmiştir. Ayrıca, volüt hacminin azalmasıyla özgül nitrik oksit salımları düşmüş, is salımları yükselmiş ve egzoz gazı sıcaklığı önce düşmüş sonra volüt hacminin azalmaya devam etmesiyle biraz yükselmiştir.

Qiao ve Liu (2014) yayımladıkları bir çalışmada bir DPF için en uygun rejenerasyon sıklığının belirlenmesi için bir yöntem önerisi sunmuştur. Çalışmada, bu yöntem için ölçülen basınç farkının motor sıcaklığına göre düzeltilmesi için de ayrı bir yöntem önerilmiştir. Deneysel çalışma için 2 litre silindir hacmine sahip maksimum 110 kW güç üretebilen 4 silindirli bir dizel motor kullanılmıştır. Deneyler sırasında, farklı egzoz sıcaklıkları ve farklı egzoz kütleli debilerinde egzoz karşı basıncının aldığı değerler ölçülmüş ve bu değerler için sıcaklık düzeltmesi yapılmıştır. Çalışmanın sonuçları sıcaklık düzeltmesi yapılmasının en uygun rejenerasyon zamanının belirlenmesi üzerinde oldukça önemli olduğunu göstermektedir. Çalışmada farklı egzoz sıcaklıkları ve farklı egzoz debileri için ölçülen egzoz basınç düşüşü değerleri incelendiğinde ise basınç düşüşü ile egzoz gazının sıcaklığı ve kütleli debisi arasında doğru orantı olduğu görülmüştür.

Bermudez, Serrano, Piqueras ve Campos (2015) yayımladıkları bir çalışmada, egzoz devresi üzerine DPF yerleştirilmiş bir dizel motorda, filtre girişinden su enjekte edilmesinin egzoz karşı basıncı ve egzoz salımları üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalarda 2000 cc'lik 4 silindirli maksimum 100 kW güç üretebilen bir dizel motor, uygun bir dinamometre, çeşitli sıcaklık ve basınç sensörleri, yakıt debi ölçeri, emme havası debi ölçeri, torkmetre ve devir ölçer kullanılarak oluşturulan test düzeneği kullanılmıştır. Yapılan testler, yalnızca DPF kullanılan sistem ile DPF ile birlikte filtre öncesi su püskürtme sistemi kullanılan sisteminin karşılaştırmasını içermektedir. Çalışmanın sonuçlarına göre, filtre öncesinde 3

saniyelik su püskürtme sürecinde, egzoz karşı basıncının önce ani olarak yükseldiği daha sonra başlangıç değerinin altına düştüğü sonrasında ise kademeli olarak dengelendiği görülmektedir. Bu süreçte, egzoz gazı içeriğindeki hava kirleticilerin hacimsel oranlarında ani düşüşler görülmektedir.

Cui, Cai, Fan, Shi, Gu vd. (2018) yayımlamış oldukları bir çalışmada, DPF gözenekleri üzerinde tutulmuş olan kül miktarının filtredeki partikül yakalama yeteneği ve egzoz karşı basıncı üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. Deneysel olarak sürdürülen çalışmada, DPF'nin öncesinde ve sonrasında partikül madde dağılım miktarı ölçülerek filtrenin çeşitli koşullardaki partikül tutma kabiliyeti incelenmiştir. Bunun için birbirini takip eden üç ardışık rejenerasyon sürecinde egzoz karşı basınçlar ve partikül tutma kabiliyetleri araştırılmıştır. Ayrıca rejenerasyonun etkisini gözlemlemek amacıyla rejenerasyonla elde edilen karbon kütlesi ve filtre üzerindeki bölgesel sıcaklıklar takip edilmiştir. Bu çalışmanın sonucunda filtre üzerinde kül kalıntı miktarının artmasıyla, filtrenin partikül tutma kabiliyetinin yükseldiği tespit edilmiştir. Buna bağlı olarak, her bir rejenerasyon sonucunda egzoz karşı basıncının arttığı görülmüştür.

Wilbrecht ve Beitelschmidt (2018) yayımlamış oldukları bir çalışmada, dizel-elektrikli sevk sistemine sahip bir lokomotifte, egzoz devresi üzerine TEG modülleri donatılmasının, egzoz devresinin kapladığı alan ve bu sistemlerin sebep olduğu egzoz karşı basıncı etkisi gibi tasarım kriterleri açısından değerlendirilmesi amaçlanmıştır. Dizel-elektrik lokomotiflerde, mevcut sistemlerde egzoz susturucusunun sökülerek yerine iki farklı tipte modüle sahip TEG modüllerini içeren prototip iki sistem monte edilerek deneysel bir çalışma yürütülmüştür. Çalışmada, hem farklı modül tiplerinin karşılaştırması hem de genetik algoritma kullanılarak bahsedilen tasarım limitleri dahilinde bir dizayn optimizasyonu yapılmıştır. Yapılan optimizasyon çalışmasında, tasarlanan sistem için belirlenen optimizasyon limitleri, maksimum egzoz debisi için 3116 kg/h, maksimum egzoz gazı sıcaklığı için 410 °C, maksimum egzoz karşı basıncı için 25 mbar, maksimum TEG modülü ölçüleri için 663x450x240 mm ve finlerin maksimum termal iletkenliği için 25 W/m.K olarak belirlenmiştir. Bu tasarım limitleri dikkate alındığında, belirlenen en uygun tasarım koşullarında geri kazanılan enerji

miktarlarının tek kademeli TEG sistemi için yaklaşık 3000 W, iki kademeli TEG sistemi için ise yaklaşık 2500 W olduğu görülmektedir. Çalışmada, seçilen egzoz karşı basıncı azami değerinin 25 mbar yerine 15 mbar olması durumunda, geri kazanılacak enerjinin % 12 oranında düşeceği değerlendirilmiştir. Benzer şekilde, egzoz karşı basıncı azami limiti 35 mbar olması durumunda geri kazanılacak enerjinin % 4 oranında daha yüksek olacağı öngörülmüştür.

Zhang, Sun, Wu ve Lu vd. (2019) yayımladıkları bir çalışmada birbirinden farklı geometrik tasarımlara sahip SCR karıştırıcılarının motor ve SCR performansı üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Sistemlerin performanslarının belirlenmesinde, SCR performansını gösteren diğer parametrelerle birlikte partiküllerin kristalleşme miktarları ve egzoz devresinde karşı basınç artış oranları dikkate alınmıştır. Çalışmada, egzoz karşı basınçların karşılaştırılması konusunda öncelikle, hesaplamalı akışkanlar dinamiğine dayalı bir simülasyon modeli yapılmıştır. Daha sonra, 97 kW gücünde bir motor, uygun dinamometre ve kontrol üniteleri, yakıt akış ölçeri, ara soğutucu ve egzoz gazı analizöründen oluşan bir test düzeneği kullanılarak deneysel veriler toplanmıştır. Deney sonuçları ve simülasyon sonuçlarının örtüştüğü görülmüştür. Çalışmanın sonuçlarına göre, dört farklı karıştırıcı tasarımının karşılaştırmasında tasarımlar arasında özellikle düşük sıcaklıklardaki kristalleşme oranlarında önemli farklılıklar bulunmaktadır. Egzoz karşı basıncı açısından değerlendirme yapıldığında, tasarımlar arasında en düşük egzoz karşı basıncı oluşturan sistemle karşılaştırma yapıldığında, diğer sistemlerin sırasıyla % 3,6, % 8,4 ve %0,6 oranlarında ilave egzoz karşı basıncı oluşturduğu tespit edilmiştir. Çalışma sonuçlarında, egzoz karşı basınç yükselmesinin motor performansı üzerinde olumsuz bir etkisi olacağı öngörülmüş ancak çalışmada karşı basınç yükselmesinin motor performansı üzerindeki etkisi araştırılmamıştır.

Thirumurugaveerakumar (2020) tarafından yapılan bir çalışmada belirli bir dizel motor için egzoz susturucusunun en uygun geometrik tasarımına ulaşabilmek üzere susturucu tasarımının motor performansı üzerindeki etkisinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Yapılan çalışmada, egzoz susturucusunun sebep olduğu egzoz karşı basıncının susturucu tasarımına göre değişimi analiz edilmiştir. Çalışmada, motor

üzerinde orijinal halinde bulunan egzoz susturucusuna ek olarak üç farklı susturucu modeli tasarlanmış ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak bu modellerin egzoz karşı basıncı üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir.

Li, Jue, Lou, Zhong ve Zhang (2020) yayımladıkları bir çalışmada iki farklı egzoz gazı son işleme sisteminin filtreleme ve egzoz karşı basıncı etkisi yönlerinden karşılaştırmalı performans değerlendirmesini yapmıştır. Çalışmada 65 kW güç üretebilen 4 silindirli 3,5 litre silindir hacmine sahip bir test motoru, bu motoru yükleyebilmek için kullanılan bir dinamometre, yakıt debi ölçeri ve partikül madde boyutunu ölçmek için kullanılan bir cihazın entegrasyonu ile oluşturulan bir deney düzeneği kullanılmıştır. Bu deney düzeneği üzerinde, egzoz devresi üzerine sırayla DOC+DPF içeren bir filtreleme sistemi ve EDPF sistemi kullanımının etkileri araştırılmıştır. Çalışmanın sonuçlarına göre, iki sistem karşılaştırıldığında, düşük ve orta motor yüklerinde DOC+DPF sisteminin ortalama %99.6, EDPF sisteminin ortalama %97.2 oranında ayrıştırma yapabildiği görülmüştür. Kütlesel partikül madde engelleme oranlarında da DOC+DPF sisteminin EDPF sistemi karşısında benzer bir üstünlüğü bulunduğu görülmektedir. Bu iki sistemin egzoz karşı basıncı artırma etkileri üzerinden bir karşılaştırma yapıldığında EDPF sisteminin çok düşük oranlarda egzoz karşı basıncı etkisine sebep olduğu görülürken DOC+DPF sisteminin egzoz karşı basıncını %300'ün üzerinde arttırdığı tespit edilmiştir.

Bu bölümde, incelenen çalışmalar ışığında, dizel motorlarda egzoz devresi üzerine, egzoz salımlarını düşürmek veya atık ısıdan enerji elde etmek amacıyla yerleştirilen çeşitli sistemlerin egzoz karşı basıncını yükselttiği sonucuna ulaşılmıştır. Çalışmalarda belirlenen sınırlar dikkate alındığında, bu sistemlerin sebep olduğu ilave egzoz karşı basıncı etkisinin 1 kPa'dan başlayarak 25-30 kPa değerlerine kadar ulaşabildiği görülmüştür.

4.3 Egzoz Devresi Üzerine Yerleştirilen Sistemlerin Oluşturduğu Egzoz Karşı Basıncının Motor Performansı Üzerindeki Etkisi

Sistemik literatür taraması ile egzoz devresi üzerine yerleştirilen sistemlerin oluşturduğu egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkisinin incelendiği çalışmalarda yapılan değerlendirmelerin temel olarak üç performans parametresi üzerine yoğunlaştığı tespit edilmiştir. Bu performans parametrelerinden birincisinin özgül yakıt sarfıyatı, ikincisinin egzoz salımları ve üçüncüsünün yanma kondisyonu olduğu dikkate alınarak bu bölüm üç farklı alt kısım olarak tasarlanmıştır.

Literatür taraması sonucunda bulunan çalışmaların kümelenmesi neticesinde, egzoz devresi üzerine yerleştirilen çeşitli sistemlerin oluşturduğu ilave egzoz karşı basıncının motorlarda önemli bir performans parametresi olan özgül yakıt sarfıyatı üzerindeki etkisinin değerlendirildiği 12 adet akademik çalışma tespit edilmiştir. Çalışmalar kümelenirken, egzoz karşı basıncı yükselmesinin, özgül yakıt sarfıyatı üzerindeki etkilerinin incelendiği ancak diğer performans göstergeleri üzerindeki etkilerinin incelenmediği çalışmalar dikkate alınmıştır.

Kopperoinen, Kytö ve Mikkonen (2011), yayımladıkları bir çalışmada, bir DPF'nin rejenerasyon süresinin egzoz karşı basıncı ve özgül yakıt sarfıyatına etkisini değerlendirmişlerdir. Çalışmada 103 kW güç üretebilen turboşarjlı EGR, DOC ve DPF sistemleri içeren bir otomobil motoru kullanılmıştır. Otomobilin 10000 kilometrelik kullanıma denk gelen süreçte, EN590, %30 oranında hidrojenle işlenmiş bitkisel yağ içerikli yakıt, %100 oranda hidrojenle işlenmiş bitkisel yağ içeren yakıt ve %10 oranında metil ester içeren bitkisel yakıt kullanılarak testler yapılmıştır. Çalışmada ulaşılan bulgulara göre egzoz devresindeki egzoz karşı basıncı artışı rejenerasyonun hemen sonrasında 52 mbar olurken, rejenerasyondan hemen önce 85 mbar ve rejenerasyon sırasında 135 mbar olmaktadır. Yakıt tipine göre karşılaştırma yapıldığında, EN590 ve %30 bitkisel yağ içerikli yakıtta rejenerasyon sıklığının diğer yakıtlara oranla daha yoğun olduğu dikkat çekmektedir. Çalışmada yer alan bir diğer sonuçta ise rejenerasyon aralığı ile rejenerasyon kaynaklı ilave yakıt sarfıyatı ilişkisi

göze çarpmaktadır. Buna göre, rejenerasyon sıklığı arttıkça km başına yakıt sarfiyatının arttığı tespit edilmiştir.

Tourlanias ve Koltsakis (2011) çeşitli tiplerde egzoz gazı son işleme sistemlerinin dizel motorların performansı üzerindeki etkisini belirlemek üzere modelleme temelli bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada Euro 6 standartlarında partikül madde ve nitrik oksit salımı yapılmasını sağlayan çeşitli son işleme sistemlerinin spesifik bir motor araç kombinasyonunun performansı üzerindeki etkisi matematiksel modelleme tekniği kullanılarak analiz edilmiştir. Yapılan analizlerde, motor araç kombinasyonun belirleyici performans kriteri olarak egzoz karşı basıncı yükselmesi sebebiyle oluşan ilave yakıt sarfiyatı ve CO₂ salım oranları kullanılmıştır. Matematiksel modellemelerin sonuçlarına göre, son işleme sistemlerinin NO_x salımlarını düşürme kabiliyeti dikkate alındığında, daha düşük egzoz karşı basıncı ve dolaylı olarak daha düşük ilave yakıt sarfiyatı oluşturması sebebiyle SCR sistemlerinin en etkili sistem olduğu sonucuna varılmaktadır. Filtrelerin rejenerasyonu da dikkate alındığında ve yakıt sarfiyatları açısından değerlendirme yapıldığında, sıralamanın DOC – DPF ve SCR olarak değiştiği görülmektedir.

Sun, Sun, Wu, Hu ve Zhang (2013) yayımlamış oldukları bir çalışmada, bir DPF'nin performansı, partikül yakalama yeteneği, egzoz karşı basıncı, özgül yakıt sarfiyatı ve egzoz salımları yönlerinden değerlendirilmiştir. Çalışmada yapılan deneylerde, turboşarjlı, hava soğutmalı, 4 zamanlı, maksimum 75 kW güç üretebilen bir dizel motor, uygun boyutta bir dinamometre, egzoz gazı analizörü, yakıt debi ölçeri ve diğer ölçüm ekipmanlarından oluşan deney düzeneği kullanılmıştır. Çalışmada sunulan sonuçlar incelendiğinde, en uygun motor yükünde, DPF kullanımının egzoz karşı basıncını 15 kPa değerinden 24 kPa'ya kadar yükselttiği ve bu yükselme durumunda özgül yakıt sarfiyatının yaklaşık % 2,2 oranında yükseldiği tespit edilmiştir. Aynı motor çalışma koşullarında DPF kullanımı ile NO_x salımlarının yaklaşık %5 arttığı, is salımlarının ise yaklaşık %85 oranında azaldığı görülmektedir.

Millo vd. (2015) yayımladıkları bir çalışmada, çeşitli malzeme tipleriyle üretilmiş DPF'lerde malzeme tipinin egzoz karşı basıncı ve özgül yakıt sarfiyatı üzerindeki

etkilerini araştırmıştır. Çalışmanın ilk aşamasında seçilen üç farklı filtre malzemesiyle üretilen filtreler kullanılarak deneysel sonuçlar elde edilmiştir. Daha sonra bu deneysel sonuçlar kullanılarak tek boyutlu bir simülasyon modeli oluşturulmuştur. Çalışmada oluşturulan bu model, partikül birikmesi sonucu, filtrelerde oluşan egzoz karşı basınç yükselmesinin yakıt sarfiyatı üzerindeki etkisini analiz etmek amacıyla kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, egzoz karşı basıncı değerinin 3 kPa'ya kadar yükselmesiyle, özgül yakıt sarfiyatının farklı sürüş modlarına göre değişmek üzere ortalama %0,75 oranında yükseldiği görülmüştür. Benzer şekilde, özgül yakıt sarfiyatının 6 kPa egzoz karşı basıncında ortalama olarak % 1,65 ve 9 kPa egzoz karşı basıncı artışında ortalama %2,45 oranında yükseldiği tespit edilmiştir.

Bei, Zhang, Yang, Song, Wang vd. (2015) yayımladıkları bir çalışmada ısıtıcı akışkan olarak bir dizel motorun egzoz gazının kullanıldığı bir ORC sisteminin egzoz karşı basıncı ve özgül yakıt sarfiyatı üzerindeki etkilerini değerlendirmişlerdir. Çalışmada seçilen motor modeli ve ORC sisteminin evaporatorü GT-Power programında simüle edilmiş ve egzoz karşı basıncındaki yükselmenin üretilen motor gücü, motor torku ve özgül yakıt sarfiyatı üzer Euro 6 indeki etkisi değerlendirilmiştir. Simülasyon sonuçlarına göre, ORC sisteminin sebep olduğu egzoz karşı basıncı artışının özgül yakıt sarfiyatını arttırdığı görülmüştür. Örneğin 2500 devir/dk motor hızında yapılan değerlendirmeler göz önüne alındığında egzoz karşı basıncının yaklaşık 145 Pa artması üretilen güçte 60 W'lık kayba, üretilen motor yükünde yaklaşık 0,25 Nm kayba ve özgül yakıt sarfiyatında yaklaşık 0,25 g/kWh artışa sebep olmaktadır.

Serrano, Bermudez, Piqueras ve Angiolini (2015) tarafından yayımlanan bir çalışmada, egzoz devresi üzerine DPF yerleştirilmiş bir dizel motorda, filtre girişinden su enjekte edilmesinin egzoz karşı basıncı ve özgül yakıt sarfiyatı üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalarda 2000 cc'lik, 4 silindirli maksimum 100 kW güç üretebilen bir dizel motor, uygun bir dinamometre, çeşitli sıcaklık ve basınç sensörleri, yakıt debi ölçeri, emme havası debi ölçeri, torkmetre ve devir ölçer kullanılarak oluşturulan deney düzeneği kullanılmıştır. Deney sonuçlarına göre, filtrenin rutin çalışması sırasında, filtre öncesi su püskürtülmesinin, partikül

birikmesine bağılı egzoz karşı basıncının yükselmesinin etkisi daha az hissedilmesini sağladığı görülmüştür. Filtre öncesi su püskürtülmesinin özgül yakıt sarfiyatı üzerindeki etkileri değerlendirildiğinde, iki farklı sonuca ulaşılmaktadır. Buna göre, DPF'nin temiz olduğu rejenerasyonu takip eden süreçte su püskürtülmesiyle özgül yakıt sarfiyatının değişmediği görülmüştür. Bununla birlikte rejenerasyonun yaklaştığı ve partikül birikiminin arttığı süreçte, su püskürtülmesiyle özgül yakıt sarfiyatının azaldığı tespit edilmiştir.

Karvountzis-Kontakiotis vd. (2017) tarafından yayımlanan bir çalışmada, bir otomobil motoruna ait egzoz gazının ısıtıcı akışkan olarak kullanıldığı bir ORC sisteminin sebep olduğu egzoz karşı basıncı ve ilave ağırlık artışının özgül yakıt sarfiyatı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Sistemin performans parametresi olarak ORC üzerinden üretilen enerji ve tüm sistemin özgül yakıt sarfiyatı seçilmiştir. Egzoz karşı basıncının motor performansı ve özgül yakıt sarfiyatı üzerindeki etkilerini gözlemek üzere altı silindirli 7.25 l silindir hacmine sahip bir dizel motor kullanılarak deneysel bir çalışma yürütülmüştür. Çalışmada, ORC performansını analiz etmek üzere detaylı bir ORC sistem modeli oluşturulmuştur. Çalışmanın sonuçları, egzoz devresi üzerine yerleştirilen ısı değiştiricinin yüzey alanının artırılmasının ısı transfer oranını artırması sebebiyle ORC sisteminde daha fazla enerji üretilbildiğini ancak bu durumun egzoz karşı basıncını ve toplam sistem ağırlığını arttırdığını göstermektedir. Bu sonuç, egzoz ısı değiştiricisi yüzey alanının egzoz karşı basıncı, geri kazanılan enerji miktarı ve toplam sistem ağırlığı ile ilişkili olduğunu ifade etmektedir. Çalışma sonuçlarına göre, egzoz karşı basıncı artışının özgül yakıt sarfiyatını arttırdığı tespit edilmiştir. 100 kPa egzoz karşı basıncında özgül yakıt sarfiyatı yaklaşık 210 g/kWh ölçülürken 150 kPa'da yaklaşık 211 ve 250 kPa'da yaklaşık 213 g/kWh olarak ölçülmüştür.

Zhang, Wong vd. (2018) tarafından sürdürülen bir çalışmada bir DPF sisteminin neden olduğu özgül yakıt sarfiyatını tahmin etmek üzere bir yöntem geliştirilmiştir. Bu amaçla, ilave yakıt sarfiyatının hesaplanabilmesi için matematiksel bir model ve deneysel verilere dayanan bir yöntem geliştirilerek test edilmiştir. Çalışmada önerilen yöntemle, DPF üzerinde kül birikiminin filtrenin tüm kullanım ömrü boyunca sebep

olacağı egzoz karşı basıncı ve böylece ilave yakıt sarfiyatı ve filtrede biriken külün çeşitli yöntemlerle bertaraf edilmesinin ilave yakıt sarfiyatının önlenmesi üzerindeki katkısı hesaplanmıştır.

Lan vd. (2018) yayımladıkları çalışmada bir otomobil egzozunun atık ısısında TEG kullanılarak enerji geri kazanımı sağlanmasının karşılaştırmalı analizini yapmıştır. Bu amaçla, yüksek verimli bir TEG modelinin egzoz devresi üzerine iki farklı yerleşim planında kullanıldığı yarı ampirik bir matematiksel model geliştirilmiştir. Bu model, uygulamanın yapıldığı aracın yarı ampirik modelini, dinamik egzoz sistem modelini, dinamik soğutma sistemi modelini ve dinamik TEG modelini içermektedir. Kurulan simülasyon modeli ile TEG kullanımının ekstra ağırlık etkisi, soğutma sisteminde kullanılan pompanın ilave enerji sarfiyatının etkisi, DC-DC konverterde yaşanan enerji kaybının etkisi ve TEG sistemin sebep olduğu egzoz karşı basıncının motor performansındaki etkisi analiz edilmiştir.

Bhure (2018) tarafından yayımlanan bir çalışmada, DOC ve EGR sistemleriyle donatılmış bir dizel motorda egzoz karşı basıncı yükselmesinin motor performansı üzerindeki etkilerini analiz etmiştir. Çalışmada, egzoz karşı basıncı, egzoz devresi üzerine eklenen bir karşı basınç kontrol valfi kullanılarak yükseltilmiş ve farklı motor yüklerinde valfin farklı konumları için motor performans analizi yapılmıştır. Çalışmanın sonuçları valf kesit alanının azaltılmasıyla egzoz karşı basıncının yükseldiğini ve özgül yakıt sarfiyatının düştüğünü göstermiştir. Çalışmada valfin kısılmasıyla egzoz karşı basıncının değişimi gözlemlenmemiştir.

Andwari, Pesyridis, Esfahanian, Zadeh ve Hajialimohammadi (2019) yayımladıkları bir çalışmada, bir dizel motorun egzoz atık ısısından faydalanmak üzere ORC ve turbo-compound sistemlerinin eş zamanlı olarak kullanımının egzoz karşı basıncı ve özgül yakıt sarfiyatı üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Çalışmada iki atık ısı geri kazanım sistemi ve dizel motordan oluşan düzenek GT-Power programı kullanılarak 1-D olarak modellenmiştir. Her iki sistem de atık ısı geri kazanım oranları ve egzoz karşı basınç artışı sebebiyle motorda görülen özgül yakıt sarfiyatı artışı konularında değerlendirilmiştir. Sonuçlara göre, iki atık ısı geri kazanım sistemi

kullanımının düşük yüklerde toplam sistem verimini düşürdüğü ve özgül yakıt sarfiyatını arttırdığı, yüksek motor yüklerinde ise geri kazanılan gücün artması sebebiyle özgül yakıt sarfiyatının azaldığı tespit edilmiştir.

Gao, Wang, Tian, Cai ve Shu (2020) tarafından yayımlanan bir çalışmada hibrit bir otomobilin motoruna ait egzoz gazının ısıtıcı akışkan olarak kullanıldığı bir ORC sisteminin sebep olduğu egzoz karşı basıncı ve ilave ağırlık artışının özgül yakıt sarfiyatı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Çalışmada, ORC sistemiyle hibrit araç sevk sistemini entegre edildiği dinamik bir simülasyon modeli oluşturulmuştur. Modelin oluşturulması için MATLAB programının SIMULINK aracı ve REFPROP veritabanı kullanılmıştır. Çalışmanın sonuçları, incelenen hibrit araç sistemine ORC sisteminin entegre edilmesinin toplam sistem verimini % 3,22'ye kadar arttırdığını göstermektedir. Bununla birlikte, yalnızca dizel motorun özgül yakıt sarfiyatı açısından değerlendirme yapıldığında, artan egzoz karşı basıncının, özgül yakıt sarfiyatını düşük motor yüklerinde yaklaşık %2, yüksek motor yüklerinde ise yaklaşık %5,8 oranında arttırdığı tespit edilmiştir.

Sistemik literatür taraması sonucunda bulunan çalışmaların kümelenmesi neticesinde egzoz devresi üzerine yerleştirilen çeşitli sistemlerin oluşturduğu ilave egzoz karşı basıncının egzoz salımları üzerindeki etkisinin değerlendirildiği 6 adet akademik çalışma tespit edilmiştir. Çalışmalar kümelenirken, egzoz karşı basıncı yükselmesinin, egzoz salımları üzerindeki etkilerinin incelendiği ancak yanma kondisyonu üzerindeki etkilerinin incelenmediği çalışmalar dikkate alınmıştır.

Alriksson vd. (2006) yayımlamış oldukları bir çalışmada, EGR oranının motor performansı üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Yapılan deneylerde, tek silindirli, 4 valfli, 2 l silindir hacmine sahip, elektronik enjeksiyonlu bir test motoru kullanılmıştır. Çalışmada elde edilen sonuçlar incelendiğinde, EGR oranının yükseltilmesiyle egzoz karşı basıncının yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, EGR çevirme oranının %50'nin üzerine çıkmasıyla NO_x salımlarının düştüğü ve özgül yakıt sarfiyatının yükseldiği tespit edilmiştir.

Braun, Rabl ve Mayer (2013) tarafından yayımlanan bir çalışmada EGR'li bir dizel motorda, silindir içerisine yüksek basınçlı emme havası ve ekstra yüksek basınçlı yakıt sağlanmasının motor performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Yürütülen deneysel çalışmalarda, 4 silindirli, 1.6 l motor hacmine sahip bir dizel motor ve çeşitli ölçüm cihazlarından oluşan düzenek kullanılmıştır. Kullanılan test motorunun orijinal halinde bulunan değişken geometriye sahip turboşarjer yerine emme havasını harici olarak sağlayan bir sistem ve turboşarjerin sebep olacağı karşı basınç etkisini simüle etmeye yarayacak bir karşı basınç oluşturma sistemi kullanılmıştır. Çalışmada ihtiyaç duyulan turboşarjerin çalışma koşullarına göre egzoz karşı basınç verisi silindir içi anlık basınç verileri ile türbinin ve kompresörün güç denklemleri kullanılarak üretilen bir formül kullanılarak belirlenmiştir. Sonuçlara göre, deney koşullarında yüksek basınçlı emme havası sağlanmasıyla PM salımlarının %75 oranında, CO salımlarının ise % 15 oranında düşürülebildiği görülmüştür. Bununla birlikte yüksek basınçlı emme havasına ek olarak yüksek basınçlı yakıt püskürtmesinin de sağlanmasıyla PM salımlarının %95 oranında azaltıldığı tespit edilmiştir.

Chen ve Lv (2015) tarafından yürütülen bir çalışmada, bir dizel motorun egzoz devresi üzerine yerleştirmek amaçlı olarak tasarlanan ve SCR sistemi ile egzoz susturucusunun entegre edilmesini içeren bir sistemin performans değerlendirmesi yapılmıştır. Yapılan değerlendirmede kullanılan performans kriterleri, sistem boyutu, gürültü emisyonları, SCR sisteminin nitrik oksit salımlarını indirgeme konusundaki etkililiği ve sistemin sebep olduğu egzoz karşı basınç yükselmesi dikkate alınmıştır. Performans değerlendirmesi yapılabilmesi için motor egzoz devresinin orijinal hali olan egzoz susturuculu sistem üzerine monte edilen SCR sistemi ile yeni tasarlanan susturucu ve SCR kombinasyonundan oluşan sistem karşılaştırılmıştır. Çalışmada, detaylı bir matematiksel model hazırlanmıştır. Ayrıca, simülasyon sonucu bulunan veriler doğrulama amaçlı deneysel bulgularla karşılaştırılmıştır. Çalışmada egzoz karşı basınç yükselmesi değerlendirilirken sistemin giriş ve çıkışı arasındaki basınç düşüşü değerlendirilmiştir. Çalışmada kapsamında herhangi bir sistemin sebep olduğu egzoz basınç düşme miktarı için azami değerin belirlenmesi için deneysel bir analiz yapılmıştır. Bu analizde 2,5, 3,5 ve 5 kPa egzoz karşı basınç değerlerinde emme havası kütleli debisi ve egzoz gazı içeriğindeki ppm cinsinden nitrik oksit oranı değerlerinin

karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışmanın sonuçları, yeni tasarlanan sistemin egzoz gürültü şiddeti, nitrik oksit indirgeme kabiliyeti ve egzoz devresi üzerindeki basınç düşüşü konusunda daha iyi performans gösterdiğini kanıtlamaktadır. Çalışmada, sistemlerin egzoz karşı basınç performanslarının değerlendirilebilmesi için yapılan deneysel analizlerde, egzoz karşı basıncı yükselmesinin kütleli emme havası debisini önemli oranda düşürdüğü, egzoz gazı içeriğindeki hacimsel NO_x oranını da önemli ölçüde azalttığı görülmektedir. İlgili deney düzeneği özelinde yapılan değerlendirmelerde, egzoz karşı basıncının 2,5 kPa'dan 3,5 kPa'ya yükselmesinin olumsuz etkileri olsa da kabul edilebilir limitler içerisinde yer aldığı ancak egzoz karşı basıncının 3.5 kPa'yı geçtiği durumlarda olumsuz etkinin şiddetinin arttığı saptanmıştır. Bu sebeple ilgili çalışma kapsamında sistemlerin değerlendirilmesi için belirlenen azami egzoz karşı basıncı değeri 3.5 kPa olarak kabul edilmiştir. Yeni tasarlanan sistemin sebep olduğu karşı basınç yükselmesinin 3 kPa civarında olması sebebiyle sistemin karşı basınç yükselmesi yönünden uygun olduğu sonucuna varılmıştır.

Lee, Ha ve Choi (2016) sürdürdükleri bir çalışmada EGR olmayan bir dizel motorda, EGR eklenmesi durumunda EGR soğutma kapasitesinin NO_x salımları üzerindeki etkisini araştırmıştır. Bu amaçla 2902 cc silindir hacmine sahip 4 silindirli ve en yüksek 145 hp güç üretebilen bir dizel motor kullanılarak deneysel analizler yapılmıştır. Çalışmada yapılan deneyler sırasında EGR'nin oluşturacağı egzoz karşı basıncını simüle etme üzere farklı ölçülerde orifisler kullanılmıştır. Çalışmanın sonuçları incelendiğinde, egzoz karşı basıncı artışının is salımlarının artmasına sebep olduğu ve NO_x salımlarını düşürdüğü tespit edilmiştir.

Wang, Ge vd. (2018) tarafından yayımlanan bir çalışmada, platin katkılı filtre malzemesi kullanılan bir DPF'de kül miktarının hava kirletici salımları üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Çalışmada kül miktarının artmasıyla partikül madde salım miktarları, kirletici gaz salım miktarları ve dizel motorların çevresel performans kriterlerini belirleyen çeşitli regülasyonlarda yer almayan karbonil bileşikler, uçucu organik gaz bileşikler gibi kirleticilerin salım miktarlarının değişimi deneysel olarak gözlemlenmiştir. Çalışmada elde edilen sonuçlar, filtre üzerinde tutulan kül miktarının

yükselmesiyle HC ve CO salımlarında belirgin bir artış gözlemlendiği, CO₂ ve NO_x salımlarında ise önemli bir değişim olmadığı tespit edilmiştir. Çalışma kapsamında kül birikimi sonucu görülen bu değişikliklerin temel sebebinin egzoz karşı basıncı yükselmesi olduğu değerlendirilmiştir.

Lu vd. (2019) tarafından yayımlanan bir çalışmada metanol ve konvansiyonel dizel yakıtının aynı anda kullanıldığı çift yakıtlı bir dizel motordaki NO₂ salımlarının konvansiyonel dizel motordaki salımlarla karşılaştırması yapılmıştır. Bu amaçla, öncelikle mevcut literatür ışığında, çift yakıtlı dizel motorlardaki azot dioksit oluşum süreci nümerik olarak analiz edilmiştir. Daha sonra deneysel olarak yakıttaki metanol oranı, EGR sistemi çalışma parametreleri ve egzoz karşı basıncının azot dioksit salımlarındaki etkisi analiz edilmiştir. Bu şekilde çalışma kapsamında EGR sisteminin egzoz karşı basıncı üzerindeki etkisi de gözlemlenmiştir. Sonuçlara göre püskürtülen metanolün miktarıyla NO₂ salımları arasında pozitif korelasyon tespit edilmiştir. Ayrıca, sisteme EGR entegre edilmesinin azot dioksit salımlarını düşürdüğü ancak EGR sebebiyle artan egzoz karşı basıncının toplam azot oksit salımlarını arttırdığı görülmüştür.

Sistemik literatür taraması sonucunda bulunan çalışmaların kümelenmesi neticesinde egzoz devresi üzerine yerleştirilen çeşitli sistemlerin ilave egzoz karşı basıncının yanma kondisyonu üzerindeki etkisinin değerlendirildiği 9 adet akademik çalışma tespit edilmiştir. Çalışmalar kümelenirken, egzoz karşı basıncı yükselmesinin, egzoz salımları üzerindeki etkilerinin incelendiği ancak yanma kondisyonu üzerindeki etkilerinin incelenmediği çalışmalar dikkate alınmıştır.

Black, Eastwood, Tufail, Winstanley, Hardaupas vd. (2007) yayımladıkları bir çalışmada, kanat açılarının değiştirilebildiği bir turboşarj ile güçlendirilmiş bir dizel motorda, türbin kanat açılarının konumunun yanma performansı üzerindeki etkilerini analiz etmişlerdir. Çalışmada, özellikle motorun yüklenme ve yük boşalmasını ifade eden geçiş süreçlerindeki performans değişimi analiz edilmiştir. Deneyler ile elde edilen sonuçlara göre, türbin kanatlarının akışı engelleyecek şekilde döndürülmesi veya akışı çok rahatlatarak şekilde döndürülmesi durumlarında, motor veriminin

düştüğü görülmektedir. Bununla birlikte, kanat açılarının akışı engelleme yönünde döndürülmesiyle, IMEP_p değerlerinin arttığı, emme zamanında alınan hava miktarının azaldığı ve egzozda duman yoğunluğunun yükseldiği tespit edilmiştir.

Zheng, Asad, Reader, Tan ve Wang (2009) yayımladıkları bir çalışmada, yakıt olarak çeşitli biyodizel türevleri kullanılan bir dizel motorda, düşük motor yüklerinde performans iyileştirmesi yapabilmek amacıyla çeşitli yakıt püskürtme stratejileri kullanımının etkilerini analiz etmişlerdir. Çalışmada, EGR oranındaki ve egzoz karşı basıncındaki yükselmenin motor performansı ve egzoz salımları üzerindeki etkisi de değerlendirilmiştir. Deneysel olarak sürdürülen çalışmada, 4 silindirli 2 l silindir hacmine sahip bir test motoru, uygun boyutta bir dinamometre ve ölçüm ekipmanları kullanılmıştır. Kullanılan test motorunda, 4 silindirden 3 tanesinde yüksek sıcaklıkta yanma sağlanırken bir tanesinde EGR oranının ve egzoz karşı basıncının harici olarak kontrolüyle düşük sıcaklıkta yanma gerçekleştirilerek karşılaştırma yapılması sağlanmıştır. Çalışmada EGR dönüştürme oranının artırılması ve egzoz karşı basıncının yükseltilmesinin, silindir içi maksimum basınç değerlerinin düşmesine yanma evrelerinin ertelenmesine ve toplam yanma zamanının kısılmasına sebep olduğu görülmüştür. Ayrıca, düşük yüklerde, EGR oranı ve egzoz karşı basıncının yükselmesiyle özgül NO_x salımlarının azaldığı, hidrokarbon salımlarının arttığı ve IMEP_n değerlerinin bir miktar azaldığı görülmektedir.

Cong vd. (2009) yayımladıkları bir çalışmada, silindir içerisinde bir önceki çevrimden kalan artık gaz miktarını hesaplamak üzere bir yöntem geliştirilmiştir. Bu sayede, egzoz karşı basıncı artışının motor performansı ve artık gaz miktarı üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Deneyler için 510 cm³ silindir hacmine sahip, doğal emişli bir test motoru kullanılmıştır. Çalışmada, artık gaz miktarı, bir silindirdeki yanmanın anlık olarak kesilmesi ve yanma olan son çevrimden itibaren egzoz gazı içeriğindeki CO₂ oranının düşük tepki süresine sahip bir egzoz gazı analizörü ile ölçülmesi ile belirlenmiştir. Çalışmanın sonuçları, farklı motor hızları ve motor yükleri için karşılaştırmalar içermektedir. Elde edilen bulgulara göre, egzoz karşı basıncının yaklaşık %60 oranında yükseltilmesi, silindir içerisinde bir önceki çevrimden kalan

gaz miktarını yüksek motor yükünde yaklaşık %80 oranında arttırmaktadır. Daha düşük bir motor yükünde ise, egzoz karşı basıncının yaklaşık %60 oranında yükseltilmesi, silindir içerisinde bir önceki çevrimden kalan gaz miktarını yaklaşık %30 oranında arttırmaktadır. Görüldüğü üzere, motor yükü azaldıkça, egzoz karşı basıncı aynı oranda artmasına rağmen artık gaz miktarı daha düşük oranlarda yükselmektedir. Çalışmada, egzoz karşı basıncı artışının IMEP_p değerlerini de arttırdığı tespit edilmiştir.

Frackowiak vd. (2009) yayımladıkları bir çalışmada, bir HCCI motorda egzoz karşı basıncı artışının yanma kondisyonu üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. Çalışma, Ricardo Wave programı kullanılarak yapılmış bir matematiksel model ve 6 silindirli 4 valfli bir test motoru kullanılarak elde edilen deney sonuçları kullanılarak tamamlanmıştır. Deneylerde, egzoz karşı basıncı, egzoz devresi üzerine yerleştirilen farklı boyutlardaki orifisler kullanılarak düzenlenmiştir. Çalışmada elde edilen bulgular, egzoz karşı basıncındaki yükselmenin, silindir içerisine alınan emme havasını kısıtladığı ve böylece emme zamanında alınan hava miktarını azalttığını göstermektedir. Çalışmanın bir diğer sonucuna göre silindir içerisinde artık gaz miktarı oranı arttıkça, IMEP_p değerlerinin de arttığı gözlemlenmiş ve bu durumda çevrimde kayıpların arttığı ifade edilmiştir.

Cong vd. (2011) tarafından yayımlanan bir çalışmada, egzoz karşı basıncı artışının yanma performansı üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Çalışmada yapılan deneylerde, 510,7 cm³ silindir hacmine sahip, doğal emişli, 1400 bar yakıt püskürtme basıncına sahip, 4 silindirli bir test motoru, uygun boyutta bir dinamometre, silindir içi basınçölçer, emme havası basınç ve sıcaklık ölçer, egzoz gazı analizörü ve diğer ölçüm aletlerinden oluşan düzenek kullanılmıştır. Çalışma kapsamında deneysel olarak elde edilen bulguları desteklemek amacıyla Ricardo Wave programıyla bir modelleme yapılmıştır. Çalışmanın sonuçlarına göre, egzoz karşı basıncının yükselmesi dizel çevrimindeki pompalama işinin artmasına sebep olmaktadır. Egzoz karşı basıncı yükseltilmesiyle, yanma zamanlarının ertelendiği, maksimum silindir içi basınçların düştüğü ve yanma zamanlarının kısaldığı görülmüştür. Çalışmada, egzoz karşı basıncı ile birlikte yakıt püskürtme zamanlaması da değiştirilerek çeşitli analizler yapılmıştır.

Egzoz karşı basıncının egzoz salımları üzerindeki etkisi incelendiğinde ise, egzoz karşı basıncının artmasıyla NO_x salımlarının azaldığı, is, HC ve CO salımlarının yükseldiği görülmektedir.

Kim ve Bae (2017) yapmış oldukları bir çalışmada, yüksek basınç/düşük basınç döngülü bir egzoz gaz resirkülasyon sistemi yerine, motor içi döngüsü ve düşük basınç döngüsünü içeren bir egzoz gaz resirkülasyon sistemi kullanılmasının elverişlilik analizini yapmışlardır. Çalışmada, yüksek egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki olumsuz etkisini ortadan kaldırmak ve daha düşük egzoz karşı basıncı sayesinde emme valfini daha uzun süre açık tutup daha geç kapatarak motorun hacimsel verimini arttırmak amacıyla, egzoz gaz resirkülasyon sisteminin işleyişi değiştirilmiştir. Çalışmanın sonuçlarına göre, emme valfi kapanma zamanlamasının geciktirilmesiyle, NO_x ve is salımlarının azaldığı saptanmıştır. EGR’de yapılan değişikliklere istinaden egzoz karşı basıncının azaltılmasıyla, motorda görülen pompalama kayıplarının azaldığı tespit edilmiştir.

Michos, Lion, Vlaskos ve Taccani (2017) tarafından yapılan bir çalışmada turboşarjlı marin tipi bir dizel motorun egzoz devresi üzerine kurulan bir ORC sisteminin egzoz karşı basıncı ve motor performansı üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Ricardo Wave yazılımı kullanılarak yapılan çalışmada, farklı turboşarj stratejilerinin ve farklı ORC yapılandırmalarının etkisi de araştırılmıştır. Yapılan analizlerde, 0-100 mbar arasında değişen egzoz karşı basıncının motorun özgül yakıt sarfıyatı, yakıt ve emme havası kütleli debileri, egzoz kütleli debisi, efektif basınç, türbin giriş ve kompresör basınçları ile diğer performans parametreleri üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Çalışmanın sonuçları, egzoz karşı basıncının yükselmesiyle özgül yakıt sarfıyatı ve efektif basıncın yükseldiğini, emme havası kütleli debisinin ise düştüğünü göstermektedir. Çalışmada, egzoz karşı basıncı ile doğrudan ilişkili sonuçlar dışında çeşitli motor performans parametreleri, turboşarj stratejileri ve egzoz karşı basıncı arasındaki ilişkinin açığa çıkarılmasını sağlayan önemli sonuçlar bulunmaktadır.

Jääskeläinen ve Majeovski (2017) yürütmüş oldukları bir çalışmada egzoz türbinleriyle atık ısı geri kazanımı sağlanan bir dizel motorda, bu sistemin performans değerlendirmesini yapmışlardır. Çalışmada elde edilen bulgulara göre, egzoz türbinlerinin diğer atık ısı geri kazanım sistemlerine göre egzoz karşı basıncını daha çok arttırdığı görülmüştür. Ayrıca, çalışmada elde edilen sonuçlara göre, egzoz karşı basıncı artışının $IMEP_g$ değerlerini düşürürken, $IMEP_p$ değerlerini yükselttiği tespit edilmiştir.

He ve Wang (2017) atık ısı geri kazanımı sağlanabilmesi için kullanılan termoelektrik jeneratörlerinin, oluşturduğu egzoz karşı basıncı artışının motor performansı üzerindeki etkisini belirleyerek bu jeneratörlerin performans optimizasyonunu sağlamak bir araştırma yapmışlardır. Yapılan çalışmada, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak termoelektrik jeneratörleri için konveksiyon ısı transfer sabiti ve jeneratörlerin sebep olduğu egzoz karşı basıncı tahminlemek için parametrik bir model oluşturulmuştur. Çalışmada, termoelektrik jeneratörleri ile oluşturulan egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkisini tahmin etmek üzere ise GT-Power yazılımı kullanılarak parametrik modelleme yapılmıştır. Çalışma kapsamında yapılan parametrik modellemeler kullanılarak, egzoz devresi üzerine yerleştirilen termoelektrik jeneratörlerinin yerleşimi ve boyutları ile ilgili en uygun seçimler belirlenmiştir.

4.4 Egzoz Karşı Basıncının Motor Performansı Üzerindeki Etkisi

Çalışma kapsamında sürdürülen sistematik literatür taraması ile egzoz devresi üzerine yerleştirilen sistemlerden bağımsız olarak, egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkisinin incelendiği 14 çalışmaya bu başlık altında yer verilmiştir.

Tauzia, Chesse ve Maiboom (2008) tarafından yapılan bir çalışmada egzoz çıkışının suya aktarıldığı marin tipi bir dizel motorda, dalga yüksekliğinin değişmesi sebebiyle periyodik olarak değişen egzoz karşı basıncının motor çalışma parametreleri üzerindeki etkisi gözlemlenmiştir. Termodinamik modelleme ile yapılan çalışmada

egzoz devresi içerisine deniz suyu girmesi de modele dahil edilerek analizler yapılmıştır. Çalışmanın sonuçları incelendiğinde, egzoz karşı basıncının yükselmesiyle emme havası basıncı, trbın giriş basıncı ve emme havası kütlesel debisinin azaldığı, trbın giriş ve çıkış sıcaklıklarının arttığı görülmektedir.

Avustralya Devleti Savunma Dairesi'ne bağlı Savunma Bilim ve Teknoloji Organizasyonu tarafından yayımlanan bir raporda, (Hield, 2011) bir dizel motorda egzoz karşı basıncının dizel motor operasyonu üzerindeki etkisinin belirlenmesi yönelik olarak yapılan bir bilimsel çalışma yer almıştır. Ricardo Wave yazılımı kullanılarak yapılan çalışmada, Avustralya'daki denizaltı motorlarına benzer nitelikteki, 11 litre silindir hacmine sahip, 6 silindirli ve turboşarjlı bir test motoru parametrik olarak modellenmiş, egzoz karşı basıncının yükselmesinin motor performansı üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Yapılan çalışmada, test motorunun 1800 devir/dk motor hızında 1000 Nm tork ürettiği durumdaki performansı dikkate alınmıştır. Çalışmanın sonuçlarına göre, egzoz karşı basıncı yükselmesiyle, çevrimde egzoz zamanı zamanında silindir içi basınçların yükseldiği, emme valfinin açık olduğu sırada ve sıkıştırma zamanında silindir içi basınçların dştği, g zamanında silindir içi basıncın st l nokta yakınlarında dştği ancak egzoz valfinin açılmasıyla yükseldiği görülmektedir. Çalışmada yer alan ortalama basınçlarla ilgili sonuçlara göre ise egzoz karşı basıncın yükselmesiyle sürtünme ortalama indike basıncının dştği, IMEP_p değerinin yükseldiği, IMEP_n ve IMEP_g değerlerinde ise önemli bir değişim olmadığı görülmektedir. Çalışma sonuçlarında, ayrıca, egzoz karşı basıncının yükselmesiyle turboşarjer giriş ve çıkışlarındaki basınç ve sıcaklık değerlerinin değişimi de yer almaktadır.

Roy, Uzzal, Joardder ve Uddin (2010) tarafından yapılan bir çalışmada egzoz karşı basıncının motor performansı ve egzoz salımları üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Yapılan çalışmada, tek silindirli, doğal emişli, 4 zamanlı bir dizel motorda, farklı motor hızlarında, 0-80 mmHg arasında değişen egzoz karşı basıncının özgül yakıt sarfiyatı, termal verim, NO_x salımları, CO salımları ve egzoz is miktarı üzerindeki etkisi tespit edilmiştir. Çalışmada, egzoz karşı basıncı, egzoz devresi üzerine yerleştirilen bir valf yardımıyla arttırılmış ve cıvalı bir manometre kullanılarak ölçüm

yapılmıştır. Çalışmada egzoz karşı basıncının, belirlenen oranlarında değiştirilmesiyle yakıt sarfiyatı ve termal verim üzerinde kayda değer bir artış görülmediği sonucuna ulaşılmıştır. Hava kirletici madde oranları açısından değerlendirildiğinde egzoz karşı basıncının yükselmesiyle NO_x salımlarının sabit kaldığı veya çok düşük oranlarda azaldığı, CO salımlarının ise önemli ölçüde yükseldiği görülmüştür.

Sinuka ve diğer. (2014) yakıt olarak biyodizel ve biyoyakıt karışımları kullanılan bir dizel motorda yakıt basıncı ve egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkilerini gözlemlemek üzere deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada, maksimum 74 kW güç üretebilen, 4 silindirli bir dizel motor, uygun boyutta bir dinamometre ve çeşitli ölçüm ekipmanlarından oluşan bir deney düzeneği kullanılmıştır. Yakıt olarak, atık yemeklik yağ ve jatrofadan elde edilmiş biyodizellerin motorin ile farklı oranlarda karıştırılmasıyla elde edilen karışımlar kullanılarak yapılan deneylerde, egzoz karşı basıncının en yüksek 2000 devir/dk'da 16,3 mbar'a kadar yükseltilmesini de içeren çeşitli senaryolarda ölçümler alınarak analizler yapılmıştır. Çalışmanın deneysel sonuçları incelendiğinde, test yakıtı içeriğindeki biyodizel oranı arttıkça egzoz karşı basıncı değerinin daha düşük oranlarda yükseldiği görülmektedir. Bu durumun sebebi olarak, daha yüksek viskoziteye sahip biyodizel ve benzeri yakıtlarda, yanma sırasında ulaşılan maksimum basınç ve sıcaklıkların daha düşük olması ve böylece egzoz gazının ortalama sıcaklığının daha düşük olması gösterilebilir. Çalışmada, egzoz karşı basıncı yükselmesinin motorda egzoz gazının dışarı atımını zorlaştırdığı bu durumun da motorun çevrimini tamamlaması için daha fazla güç sarf edilmesi gerektiğini göstermiştir.

Mittal, Donahue ve Winnie (2015) yapmış oldukları deneysel çalışmada elektrik üretimi amacıyla kullanılan bir dizel motorda egzoz karşı basıncının motor performansı ve egzoz salımları üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Çalışmada kullanılan deney düzeneği, altı silindirli, turboşarjlı ve maksimum yükte 500 kW güç üretebilen bir motor-alternatör düzeneği ile egzoz salımları, sıcaklık ve basınç ölçümleri için kullanılan çeşitli sensörlerden ve debi ölçerlerden oluşmaktadır. Çalışmada, her bir motor gücü için iki farklı egzoz karşı basıncı değeri kullanılarak

değerlendirme yapılmıştır. Örneğin, test motorunun 500 kW güç ürettiği durumda, egzoz karşı basıncının değerleri yaklaşık 18 ve 38 inç WC olarak ölçülürken, motorun yaklaşık 400 kW güç ürettiği durumda egzoz karşı basınç değerleri yaklaşık 12 ve 23 inç WC olarak ölçülmüştür. Çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar incelendiğinde, egzoz karşı basıncının yükselmesi sonucunda, özgül yakıt sarfiyatının arttığı, NO_x salımlarının önemli ölçüde azaldığı, egzoz gazı içeriğindeki O₂ oranının düştüğü, CO salımlarının yükseldiği, is ve partikül madde salım oranlarının da önemli ölçüde yükseldiği görülmektedir.

Desale, Patil ve Arakerimth (2015) tarafından yapılan bir çalışmada egzoz karşı basıncının 4 silindirli bir dizel motorun egzoz salımları üzerindeki etkisini deneysel olarak analiz etmek amaçlanmıştır. Çalışmada, farklı motor yükleri ve motor hızlarında değişen egzoz karşı basıncı değerlerine göre motor tarafından salım yapılan hava kirletici madde oranları ölçülmüştür. Yapılan deneylerde maksimum 7,6 kW güç üretebilen, 5000 devir/dk hıza ulaşabilen, turboşarjlı, 2,5 litrelik bir test motoru, uygun boyutta bir dinamometre ve egzoz gazı analizöründen oluşan deney düzeneği kullanılmıştır. Çalışmada egzoz karşı basıncı 1,5 kPa'ya kadar yükseltilmiştir. Belirlenen aralıkta egzoz karşı basıncı yükseltmesi, özellikle düşük yüklerde CO ve HC salımlarının artmasına sebep olurken, yüksek yüklerde CO salımlarını arttırmazken HC salımlarının yükselmesine sebep olduğu görülmüştür.

Changmin ve Sichuan (2016) tarafından yürütülen çalışmada zıt pistonlu bir dizel motorda egzoz karşı basıncı artışı ve emme port açılma zamanlamasının doğru akımlı süpürme karakteristikleri üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak yapılan çalışmanın sonuçları, egzoz karşı basıncının emme manifoldundaki emme havası kütsel debisi ve her bir çevrimde silindir içerisine alınan emme havası miktarı üzerinde belirleyici etkisi olduğunu göstermektedir. Sonuçlar detaylı olarak incelendiğinde, egzoz karşı basıncının 1,65 bar'dan 2 bara çıkmasıyla hacimsel verim yaklaşık %1 oranında azalırken egzoz karşı basıncının 2,5 bar'a yükseltilmesiyle hacimsel verim %1,5 oranında azalmaktadır.

Yang, Dev, Jeftic, Aversa, Ravi vd. (2017) tarafından yapılan bir çalışmada farklı motor yükleri ve egzoz karşı basınçları altında egzoz basınç dalgalarının değişimi incelenmiştir. Deneysel ve parametrik yöntemlerin bir arada kullanıldığı çalışmanın deneysel verileri, 2 l silindir hacmine sahip, 4 silindirli bir motorun 3 silindirinin çok düşük ve sabit yükte çalıştırılırken, tek silindirin yüklenmesiyle çalıştırılan bir test motoru ve uygun büyüklükte dinamometreden oluşturulan deney seti kullanılarak toplanmıştır. Deney düzeneği ile verilerin toplanmasında emme havası ve egzoz gazının fiziksel özellikleri ile yakıt püskürtme zamanlaması ve basıncının anlık değerleri sensörlerle toplanarak veri analiz sistemine aktarılmıştır. Çalışmanın sonuçlarına göre, egzoz basınç dalgalarının karakteristik özelliklerinin belirlenmesinde, silindir içi basınçların ve egzoz karşı basıncının temel etken olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, sonuçlar, egzoz gazının devredeki akış hızının sürekli dalgalandığını ve basınç dalgalarına benzer bir formda yükselip düştüğünü göstermektedir.

Sapra, Godjevac, Visser, Stapersma ve Dijkstra (2017) tarafından yapılan ve deneysel veriler ve simülasyon sonuçlarına dayandırılarak yürütülen bir çalışmada egzoz karşı basıncının marin tipi bir dizel motorun performans karakteristikleri üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Çalışmada, egzoz devresi üzerine yerleştirilen bir kelebek valf yardımıyla egzoz karşı basıncı yükselmesinin orta devirli, turboşarjlı bir dizel motorun farklı motor yükü ve hızlarında çalıştırıldığı durumlarda motor performansı üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Deneysel çalışmaya ek olarak, farklı etken parametrelerin etkilerini tahmin etmek üzere bir simülasyon modeli kullanılmıştır. Çalışma, egzoz karşı basıncının yükseltilmesinin özgül yakıt sarfiyatının artmasına, motora giren emme havası debisinin düşmesine ve egzoz manifold sıcaklığının yükselmesine sebep olduğunu göstermektedir. Ayrıca, egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki olumsuz etkisinin şiddetinin governor ve turboşarjere ait çalışma parametrelerine bağlı olarak değiştiği tespit edilmiştir.

Sivaram, Rajavel, Jayakuar ve Vinothkumar (2017) tarafından yapılan deneysel çalışmada egzoz karşı basıncının tek silindirli bir dizel motorun performansı üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Çalışma kapsamında test motorunun egzoz

devresinin uzunluğu değiştirilerek farklı egzoz karşı basınçları oluşması sağlanmış ve değişen egzoz karşı basınçlarının motor performansı üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Deney düzeneği, maksimum 3,7 kW güç üretebilen bir dizel motor, uygun boyutta bir dinamometre ve çeşitli ölçüm ekipmanlarının bir araya getirilmesiyle oluşturulmuştur. Çalışmanın sonuçları değerlendirildiğinde, egzoz karşı basıncının yükseltilmesinin tüm motor yüklerinde yakıt sarfiyatını arttırdığı ve termal verim ve hacimsel verimi düşürdüğu gözlemlenmiştir.

Kovacs ve Eilts tarafından yürütölmüş olan bir çalışmada (2018) genellikle buji ateşlemeli motorlarda kullanılan Miller çevriminin bir dizel motorda uygulamasının deneysel ve parametrik analizi yapılmıştır. Çalışmada, teorik temelli olarak, emme havası basıncının yükseltilmesi ile bu çevrimin dizel motorlarda da verimli bir şekilde kullanılabileceği öngörölmüş ancak bu çevrimin kullanılması sonucu emme havası basıncı ile egzoz karşı basıncı arasındaki farkın değişiminin motor performansına etkisinin bir araştırma konusu olması gerektiği değerlendirilmiştir. Bu amaçla yapılan çalışma kapsamında, tek silindirli bir dizel motor, dinamometre ve ölçüm ekipmanlarından oluşan bir deney düzeneği kullanılarak elde edilen ölçüm sonuçları, tek boyutlu bir simölasyon modeli ile oluşturulan 6 silindirli bir dizel motorun matematiksel modellemesinde kullanılarak analizler yapılmıştır. İki aşama olarak gerçekteştirilen çalışmanın ilk aşamasında, egzoz devresi üzerine yerleştirilen bir akış kontrol valfi ile turboşarjere aktarılan egzoz debisinin ayarlandığı bir test motorunda Miller Çevrimi'ne uygun valf zamanlamalarının egzoz salımları ve motor performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Çalışmanın ikinci aşamasında ise performans iyileştirmesi yapmak amacıyla, iki kademeli bir turboşarjerde kademe oranlarının optimizasyonu yapılmıştır. Çalışmanın sonuçlarına göre, teorik olarak emme havası basıncının yükseltilerek Miller çevriminin dizel motorlarda da verimli bir şekilde kullanılabileceği öngörölse de ölçüm sonuçlarına göre, dizel çevrimine kıyasla özgül yakıt sarfiyatının düşürölebilmesi için turboşarjer veriminin çok yüksek olması gerektiği anlaşılmıştır. Öngörölen performans artışının elde edilememesinin en önemli nedeni olarak, bu çevrimde artan egzoz karşı basıncının motor performansını olumsuz olarak etkilemesi gösterilmiştir.

Mahabadipour, Partridge, Jha, Srinivasan ve Krishnan (2019) tarafından yapılan çalışmada, deneylerle elde edilen bulgular ve GT Suite programı kullanılarak elde edilen simülasyon sonuçları birlikte kullanılarak egzoz karşı basıncının krank mili açısına göre değişen anlık silindir içi ekserji durumu üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Çalışmada tek silindirli, 1,827 litre silindir hacmine sahip bir dizel motor, uygun boyutta bir dinamometre, piezoelektrik silindir içi basınçölçer, şarj amplifikatörü ve enkoder kullanılarak elde edilen verilerle basınç-krank mili açısı diyagramları hazırlanarak analizler yapılmıştır. Çalışmanın sonuçlarına göre, egzoz karşı basıncının artmasıyla egzoz zamanındaki kümülatif ekserji oranının düzenli olarak azaldığı görülmektedir. Örneğin, emme havası basıncının 1.5 bar, motor hızının 1500 devir/dk olduğu durumda, egzoz karşı basıncının 1 bar'dan 1,8 bar'a çıkartılmasıyla kümülatif ekserji oranı %34'ten %17'ye düştüğü görülmektedir.

Kasprzyk, Hunicz, Rybak, Geca ve Mikulski (2020) tarafından yapılan deneysel çalışmada, genellikle buji ateşlemeli motorlarda egzoz çıkışında egzoz gazı içeriğindeki oksijen seviyesini ölçmek üzere kullanılan oksijen sensörünün, yanma kontrolünü sağlamak üzere bir dizel motorda kullanılması durumunda motordaki yüksek egzoz karşı basıncının sensörün ölçüm hassasiyeti üzerindeki etkisinin analiz edilmesi amaçlanmıştır. Çalışma kapsamında tek silindirli ve orijinal halinde üzerinde turboşarjer bulunmayan bir test motoru kullanılmıştır. Çalışmada, turboşarjeri olmayan motorda turboşarjer etkisini taklit etmek üzere emme girişine harici bir süperşarjer ve egzoz devresi üzerine turboşarjerin oluşturacağı egzoz karşı basıncına benzer oranda bir karşı basınç oluşturmak üzere bir egzoz karşı basınç valfi yerleştirilmiştir. Bu yöntemle yüksek egzoz karşı basıncı altında çalışması sağlanan test motorunun egzoz gazı içeriğindeki oksijen oranı, oksijen sensörü ve gelişmiş egzoz gazı analizörü ile eş zamanlı olarak ölçülerek iki sensörün ölçüm sonuçları karşılaştırılmıştır. Çalışmanın sonuçları egzoz karşı basıncının oksijen sensörünün ölçüm hassasiyeti üzerindeki olumsuz etkisini göstermektedir. Sonuçlara göre, egzoz karşı basıncının 160 kPa seviyesine kadar yükseltilmesiyle oksijen sensörünün ölçüm hata oranının %37'ye kadar yükseldiği görülmektedir. Çalışma kapsamında, ayrıca, ölçüm sonuçlarının düzeltilmesinin yapılabilmesi amacıyla anlık egzoz karşı basıncı değerinin de bir girdi parametresi olarak kullanıldığı bir ampirik formül önerilmiştir.

Fernoaga, Sandu ve Balan (2020), dizel motorlardaki egzoz karşı basıncının motorun efektif güç üretimi üzerindeki etkisini gözlemlemek üzere deneysel bir çalışma yürütmüşlerdir. Ayrıca, çalışmada elde edilen deneysel veriler ışığında, motorun egzoz karşı basıncını da içeren çeşitli çalışma parametreler kullanılarak efektif gücün tahmin edilmesi üzerine bir öneri geliştirilmiştir. Çalışmada değişken motor yükleri ve değişken motor hızları için analizler yapılmıştır. Çalışmanın sonuçları arasında yer alan ve egzoz karşı basıncının motorun efektif güç üretimi üzerindeki etkilerini gösteren sonuçlar değerlendirildiğinde, tüm motor yükleri ve motor hızları için geçerli olmak üzere, egzoz karşı basıncının artmasının motorun efektif gücünün düşürdüğü görülmektedir. Örneğin, %90 motor yükünde ve 2000 devir/dk motor hızında egzoz karşı basıncı 350 mmWC seviyesindeyken yaklaşık 141 kW güç üretilebilirken egzoz karşı basıncının 770 mmWC seviyesine yükselmesinde 139,5, 1500 mmWC seviyesine yükselmesinde ise yaklaşık 136 kW güç üretimi yapılabilmektedir. Yeterli deneysel veri sağlanması durumunda, egzoz karşı basıncının efektif güç üretimi üzerindeki etkisinin çok küçük hata oranları ile tahmin edilebileceği tespit edilmiştir.

4.5 Genel Değerlendirme ve Tezin Özgün Değeri

Sistematik literatür taramasıyla, egzoz devresi üzerine, egzoz salımlarını düşürmek veya atık ısıdan enerji elde etmek amacıyla yerleştirilen çeşitli sistemlerin sebep olduğu egzoz karşı basıncı etkisi, bu sistemlerin sebep olduğu karşı basınç yükselmesinin motor performansına etkileri ve bu sistemlerden bağımsız olarak egzoz karşı basıncının yükseltilmesinin motor performansına etkisinin incelendiği çalışmalar tespit edilmiştir. Tespit edilen çalışmalar, amaç, yöntem ve bulguları çerçevesinde değerlendirilmiş ve böylece egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkisi ile ilgili literatürde yer alan çalışmaların somut bulguları derlenmiştir. Egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkileri ile ilgili olarak, ulaşılabilmiş literatürde, üzerinde henüz yeteri kadar çalışma yapılmadığı tespit edilen ve çalışılmasının literatüre katkı sağlayacağı değerlendirilen konular belirlenmiştir. Belirlenen konuların tezin amacını oluşturması planlanmıştır.

Literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde, egzoz karşı basıncı artışını etkileyen sebeplerin analiz edildiği veya egzoz karşı basıncı yükselmesinin motor performansı üzerindeki etkilerinin gözlemlendiği çok sayıda çalışma olduğu görülmektedir. Hem turboşarjlı hem de doğal emişli motorlar için egzoz karşı basıncının yükselmesinin, özgül yakıt sarfiyatını yükselttiği, motorun güç üretim kabiliyetini olumsuz etkilediği, yanma performansının düşmesine sebep olduğu, ısı verimi düşürdüğü ve hacimsel verimi düşürdüğü tespit edilmiştir. Bunun yanında, CO ve HC salımlarının arttığı, NO_x salımlarının azaldığı, motor vibrasyonun arttığı ve ses emisyonlarının arttığı görülmektedir. Literatürdeki çalışmalar arasında yalnızca birkaç çalışmanın egzoz karşı basıncı yükselmesinin silindir içi basınç dağılımına, indike basınçlara, pompalama kayıplarına ve basınç değişim karakteristiklerine etkisini gözlemlemeyi amaç edindiği tespit edilmiştir. Bu çalışmalar arasından, Zheng vd. (2008) yapmış olduğu çalışmada, bir dizel motorda EGR oranının %60 seviyesine yükseltilmesi sebebiyle oluşan egzoz karşı basıncının yükselmesinin silindir içi maksimum basınç değerinin düşmesine yol açtığı, yanma evrelerinin gecikmesine yol açtığı ve toplam yanma süresinin kısalmasına sebep olduğu sonuçlarına ulaşmıştır. Bu çalışma, EGR oranının arttırılmasıyla silindir içi basınç karakteristiklerinde meydana gelen değişimlerin araştırılması konusunda önemli bilgiler sunmaktadır. Çalışma kapsamında yapılan deney sonuçlarının sunulduğu diyagramlarda gösterilen silindir içi basınç ölçümleri yalnızca yanmanın gerçekleştiği süreçleri kapsamaktadır. Bu sebeple, elde edilen deney sonuçları, egzoz karşı basınç yükselmesinin yalnızca sıkıştırma evresinin son 40 derecesi ile yanmanın gerçekleştiği ve güç evresinin başladığı ilk 40 derece aralığındaki etkisini göstermektedir. Ancak, egzoz karşı basınç yükselmesinin en önemli etkilerinden birinin pompalama indike basıncını arttırması olarak beklenirken, bu çalışmada egzoz karşı basıncın bu etkisi dikkate alınmamıştır. Çalışmanın amacının, dizel motorlarda enerji verimliliğinin yükselmesini sağlayacak stratejileri incelemek olması sebebiyle, egzoz karşı basınç yükselmesinin mekanik verim ve hacimsel verim üzerindeki etkisi değerlendirilmemiştir.

Egzoz karşı basıncı yükselmesinin yanma performansı üzerindeki etkisinin değerlendirildiği bir diğer çalışmada (Hield, 2011) egzoz karşı basıncının silindir içi

basınç dağılımı üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Çalışmaya göre, egzoz karşı basıncı yükselmesiyle, çevrimde egzoz zamanında silindir içi basınçların yükseldiği, emme valfinin açık olduğu sırada ve sıkıştırma zamanında silindir içi basınçların düştüğü, güç zamanında silindir içi basıncın üst ölü nokta yakınlarında düştüğü ancak genişlemenin devam etmesini takiben egzoz valfinin açılmasıyla yükseldiği görülmektedir. Çalışmada yer alan ortalama indike basınçlarla ilgili sonuçlara göre ise egzoz karşı basıncın yükselmesiyle sürtünme ortalama indike basıncının düştüğü, pompalama ortalama indike basıncın yükseldiği, net ve brüt ortalama indike basınçlarda ise önemli bir değişim olmadığı görülmektedir. Ancak, bu çalışmada deneysel çalışma yapılmamış, analizler bir simülasyon programı yardımıyla yapılmıştır. Sonuçlarda nicel değerlere yer verilmemiştir.

Egzoz karşı basıncı yükselmesinin yanma kondisyonu üzerindeki etkisini gözlemek amacıyla yapılan bir diğer çalışmada (Cong vd., 2009), egzoz karşı basıncı yükselmesiyle her bir çevrim sonrası silindir içerisinde kalan artık gaz miktarının arttığı gözlemlenmiştir. Bu çalışmada artık gaz miktarının yükselmesinin sebep olacağı etkilerle ilgili literatüre dayalı değerlendirmeler yapılsa da bu etkileri gözlemlemeye yönelik herhangi bir ölçüm veya simülasyon yapılmamıştır.

Cong vd. (2011) tarafından yapılan bir diğer çalışmada ise egzoz karşı basınç yükselmesinin silindir için yanma performansına etkisini gözlemek amacıyla iki farklı karşı basınç değerinde yanma kondisyonları karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada karşılaştırmalar yapılırken püskürtme zamanlamalarının değişiminin etkisi de gözlemlenmiştir. Çalışma, egzoz karşı basıncının yanma kondisyonu üzerindeki etkileri konusunda önemli sonuçlar sunsa da çalışma kapsamında egzoz karşı basınç yükselmesinin hacimsel verim ve mekanik verim üzerindeki etkilerinin incelenmediği görülmektedir. Çalışmada, egzoz karşı basıncının yanma kondisyonuna etkisi gözlemlenirken her bir çevrim başına püskürtülen yakıt miktarının sabit tutulduğu görülmüştür. Bu sebeple, egzoz karşı basınç yükselmesinin silindir içi basınç dağılımına etkisi yalnızca eşit yakıt sarfıyatı koşulunda gözlemlenmiştir. Bu durumda motorun üretmiş olduğu güç değeri değişecektir. Bu sebeple, çalışmada egzoz karşı

basıncı yükselmesinin motor performansına etkisinin, motorun aynı gücü ürettiği durumda değerlendirilemediği görülmektedir.

Mahabadipour vd. (2019) tarafından yapılan çalışmada, egzoz karşı basınç yükselmesiyle kümülatif ekserji oranları arasındaki ilişki gözlemlenmiştir. Bu çalışmada termal ve mekanik ekserji analizleri yapılmıştır. Çalışmanın amaçları arasında egzoz karşı basıncı yükselmesinin; motor verimleri, yakıt sarfiyatı ve hava kirletici gaz salımları üzerindeki etkilerinin değerlendirilmesi yer almamaktadır.

Literatür taraması sonucunda, özellikle 2010'lu yıllarda egzoz gazı son işleme sistemleri ve egzoz gazı atık ısı geri kazanım sistemlerinin öneminin anlaşılması, teknolojisinin gelişmesi ve yaygınlaşmasıyla bu sistemlerin sebep olacağı egzoz karşı basınç yükselmesinin motor performansı üzerindeki etkilerinin araştırılmasının çok sayıda bilimsel çalışma için motivasyon kaynağı oluşturduğu anlaşılmıştır. Yapılan çeşitli çalışmalarda, egzoz karşı basıncı yükselmesinin motor performansı üzerindeki etkisi birçok boyutta ele alınmıştır. Literatürde yer alan çalışmaların sonuçları derlendiğinde, halen bazı konuların yeterince aydınlatılmadığı tespit edilmiştir. Literatürde yer alan önemli eksikliklerden biri, egzoz karşı basınç yükselmesinin, silindir içi basınç karakteristikleri üzerinde sabit motor yüklerindeki etkisinin karşılaştırmalı bir analizinin yapılmamış olmasıdır. Ayrıca, yapılan çalışmalarda genel olarak motor şaftına aktarılan döndürme momentinin en yüksek olduğu noktada ölçümlerin alındığı ve değerlendirmelerin buna göre yapıldığı görülmüştür. Ancak, motorun egzoz karşı basınç yükselmesinin maksimum dizayn yüküne göre daha düşük motor yüklerindeki etkisi analiz edilmemiştir. Literatürde eksik olan diğer bir durum ise hiçbir çalışmada egzoz karşı basınç yükselmesinin motorun mekanik verimi üzerindeki etkisinin değerlendirilmemiş olmasıdır. Son olarak, egzoz karşı basıncı yükselmesinin motor performansı üzerinde sebep olabileceği olumsuz etkiler dikkatle incelenmiş olsa da bu etkilerin ortadan kaldırılması veya etkisinin azaltılması için öneriler veya bu önerileri destekleyecek deneysel çalışmalar yapılmadığı görülmüştür.

Bu çalışmada, literatürde eksik olduğu tespit edilen konulardan yola çıkarak, doğal emişli dizel motorlarda egzoz karşı basıncı yükselmesinin motorun tüm performans

parametreleri üzerindeki etkisinin kapsamlı bir analizi yapılmıştır. Bu amaçla, egzoz karşı basıncı yükselmesinin; yanma evrelerinin başlangıç ve bitiş zamanları, yanma evrelerinin karakteristikleri, $IMEP_n$, $IMEP_g$, $IMEP_p$, p_e , özgül yakıt sarfiyatı, hacimsel verim, yakıt dönüşüm verimi ve mekanik verim üzerindeki etkileri detaylı bir şekilde incelenmiştir. Bunlara ek olarak, egzoz karşı basıncı artışının hacimsel ve özgül egzoz salımları üzerindeki etkileri ele alınmıştır.



BÖLÜM 5

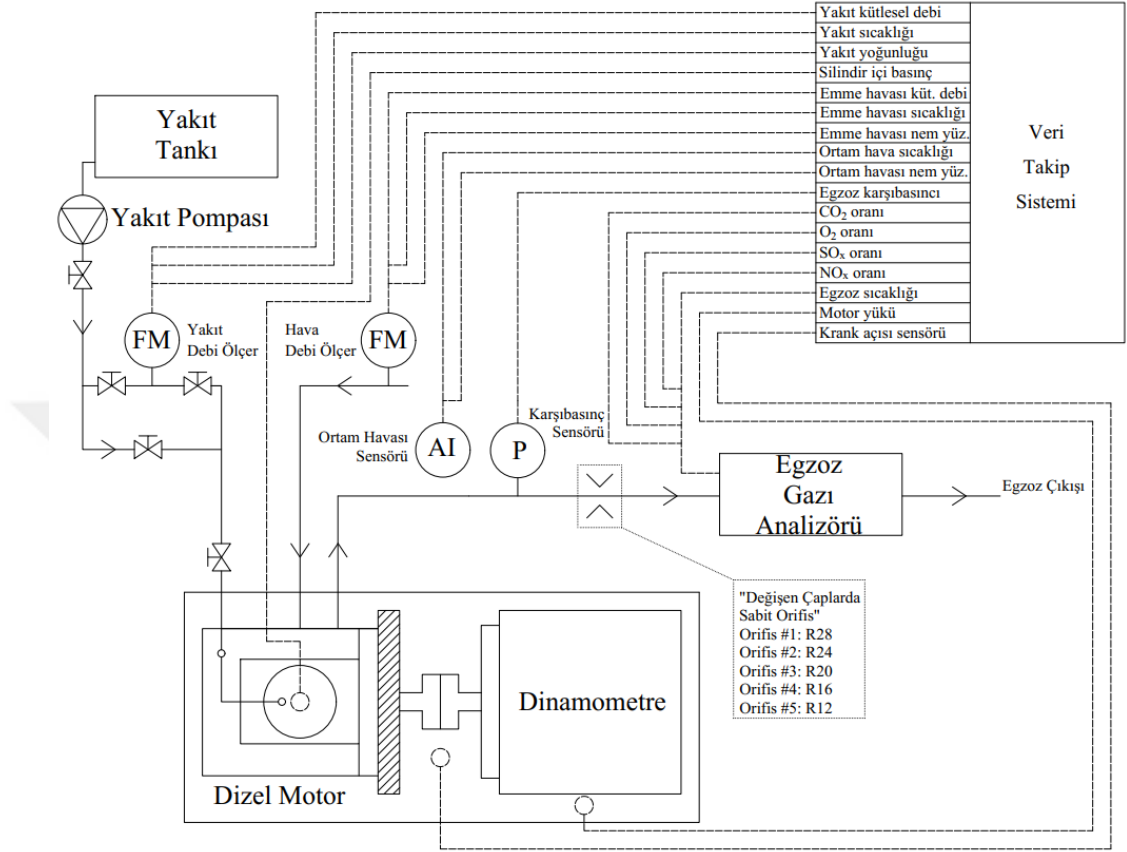
MATERYAL VE YÖNTEM

Yapılan deneysel çalışmalarda, dizel motorlarda egzoz karşı basıncının motor performansı ve egzoz salımları üzerindeki etkilerinin analiz edilmesi amaçlanmıştır. Test koşullarında ölçümlerin yapılabilmesi amacıyla bir deney düzeneği tasarlanmış, kurulumu yapılmış ve kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda, belirlenen prosedürler takip edilmiş, deneyler sonucunda elde edilen verilerin güvenilirliği test edilmiş ve uygun hesaplama yöntemleri kullanılarak ölçülen verilerden yeni veriler türetilmiştir. Bu bölümde, yürütülen deneylerde kullanılan ekipmanlar ve ölçüm ekipmanları ile ilgili detaylı bilgiler, deneylerde ve sonuçların analizinde takip edilen prosedürler ve deney sonuçları kullanılarak yapılan hesaplamalar detaylı olarak açıklanmıştır.

5.1 Deneylerde Kullanılan Ekipmanlar

Deney düzeneği, testlerin yapılabilmesi amacıyla bir adet dizel motor, motorun çalışması sırasında direnç uygulayarak motorun yüklenmesini sağlayan motor şaftına mekanik olarak bağlı bir dinamometre, yakıt tankından motora yakıt transferi yapmak üzere kullanılan bir adet harici yakıt pompası ve çeşitli ölçüm araçları kullanılarak oluşturulmuştur. Motor, yüklü bir şekilde çalışırken motorun performansını ve çevresel etkilerini analiz etmek için kullanılan veriler, ölçüm araçları ile elde edilmiştir. Deney düzeneği üzerinde, motor yükünü ölçmek için kullanılan bir adet yük hücresi, krank açısının anlık değerini gösteren bir krank açısı sensörü, yakıtın debisini ve bazı fiziksel özelliklerini ölçmek için kullanılan yakıt akış ölçer, emme havasının debisini ve bazı fiziksel özelliklerini ölçmek için kullanılan hava akış ölçer, ortam havasının fiziksel özelliklerini ölçmek için kullanılan ortam havası sensörü, egzoz gazının içeriğinde bulunan hava kirleticilerin hacimsel oranını belirlemek üzere kullanılan egzoz gazı analizörü, silindir içerisindeki anlık basınç değerini ölçmek üzere silindir içi basınçölçer ve egzoz devresi üzerindeki karşı basıncı ölçmek üzere kullanılan basınç sensörü bulunmaktadır.

Deney düzeneğinde yer alan ekipmanlar ve düzeneğin şematik görünümü Şekil 5.1’de gösterilmiştir.



Şekil 5.1 Deney düzeneği genel görünüm

Şekil 5.1’de görüldüğü gibi deney düzeneği içerisinde yer alan tüm ölçüm ekipmanlarından elde edilen veriler “Veri Takip Sistemi” aracılığı ile toplanmaktadır. Şekilde gösterilen tüm ekipmanlara ait teknik özellikler, görseller ve ekipmanların kullanılması için ekipmanlar üzerinde yapılan değişiklikler ile ilgili detaylar bu bölümde yer almaktadır.

5.1.1 Test Motoru

Deneysel çalışmaları yürütmek üzere, tek silindirli, 4 zamanlı, hava soğutmalı, doğal emişli, direkt püskürtmeli, Antor marka, 4LD820 model bir dizel motor

kullanılmıştır. Test motorunun bazı teknik özellikleri ve deneylerde sabit tutulan bazı operasyonel parametreler ile ilgili bilgiler Tablo 5.1’de gösterilmiştir.

Tablo 5.1 Test motoru teknik özellikleri (Anadolu Motor, 2010)

Özellikler	Değer
Silindir çapı	102 mm
Strok hacmi	817 cm ³
Sıkıştırma oranı	17:1
Üretilen azami tork	48 Nm (1600 devir/dk)
Üretilen azami güç	13 kW (3000 devir/dk)
Enjektör açma basıncı	200 bar
Yakıt püskürtme zamanlaması	ÜÖN 22,5° öncesi

Deneylerde kullanılan test motoruna ait görsel Şekil 5.2’de gösterilmiştir.

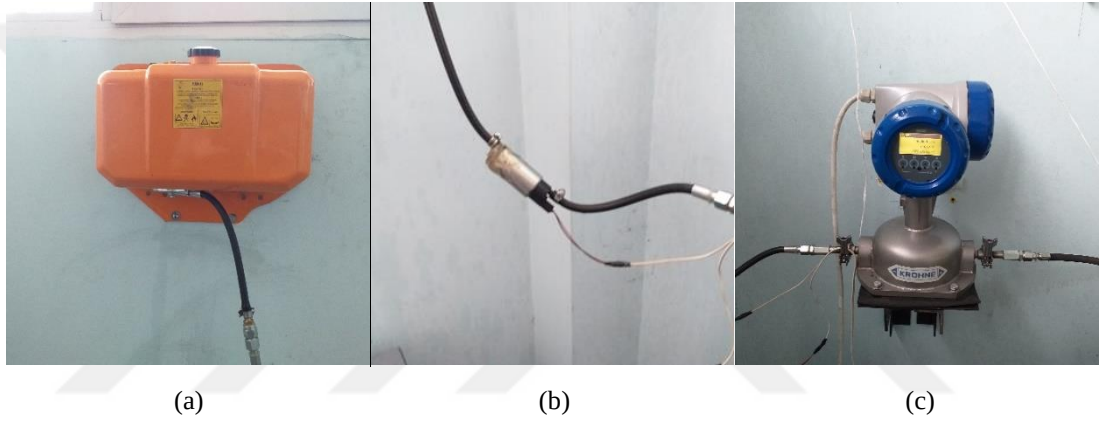


Şekil 5.2 Test motoru (Kişisel arşiv, 2020)

Test motorunun, yapılacak deneylerde kullanılacak ölçüm aletleri ve ilave ekipmanların montajına uygun hale getirilebilmesi için motor yakıt devresi, egzoz devresi, emme havası devresi ve silindir kapağı üzerinde bazı değişiklikler yapılmıştır.

5.1.1.1 Yakıt Devresi Üzerinde Yapılan Değişiklikler

Test motorunun yakıt devresi üzerine, yakıt akış ölçeri monte edilebilmesi için bazı değişiklikler yapılmıştır. Motorun ticari olarak temin edilebilir halinde motor bloğu üzerine bağlı olarak kullanılan yakıt tankı yerinden sökülerek laboratuvar içerisine harici olarak monte edilmiştir. Akış ölçerin sebep olacağı basınç kaybının oluşturacağı motor performans kayıplarının önüne geçebilmek amacıyla yakıt tankı ile yakıt akış ölçeri arasına bir yakıt pompası monte edilmiştir. Yakıt devresi üzerinde yer alan ekipmanlara ait görseller Şekil 5.3'te gösterilmiştir.

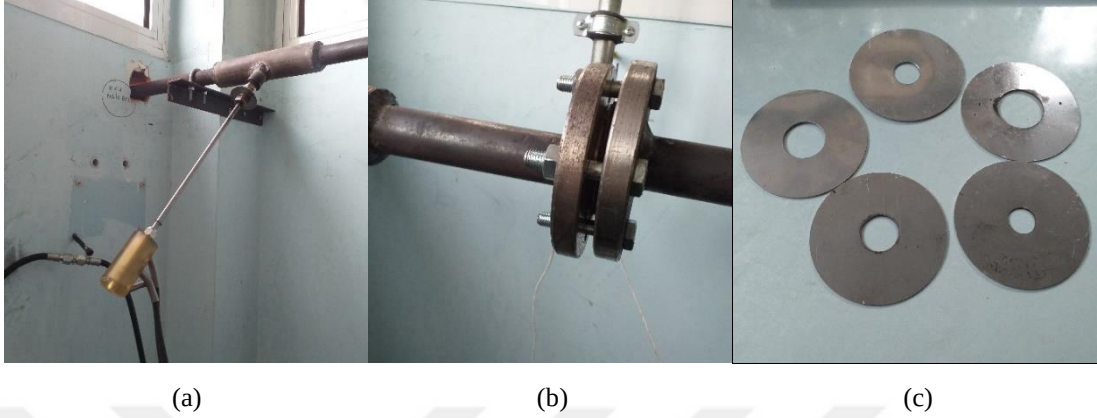


Şekil 5.3 Yakıt devresi üzerinde yer alan ekipmanlar, (a) Yakıt tankı, (b) Yakıt pompası, (c) Yakıt akış ölçeri (Kişisel arşiv, 2020)

5.1.1.2 Egzoz Devresi Üzerinde Yapılan Değişiklikler

Test motorunun egzoz çıkışına, egzoz gazını transfer etmek üzere, 1,5 metre uzunluğunda, 40 mm çapında yarı esnek, yüksek sıcaklık dayanımına sahip çelik boru ve 4 metre uzunluğunda 1 1/4" çapında demir boru olmak üzere toplam 5,5 metrelik egzoz devresi imal edilerek monte edilmiştir. Egzoz devresi üzerine, egzoz gazı içeriğindeki hava kirletici oranlarını ölçmek üzere egzoz gazı analizörünün bağlanabilmesi için uygun bir manşon kaynak yapılarak eklenmiştir. Egzoz devresi üzerinde, karşı basıncı arttırabilmek için arasına farklı çaplarda orifisler eklenebilecek 2 adet flanş monte edilmiştir. Egzoz devresi üzerine monte edilmek üzere kullanılacak

orifisler AISI-304 paslanmaz çelik malzemeden üretilmiştir. Devre üzerinde yapılan değişiklikler ile ilgili görseller Şekil 5.4’te gösterilmiştir.

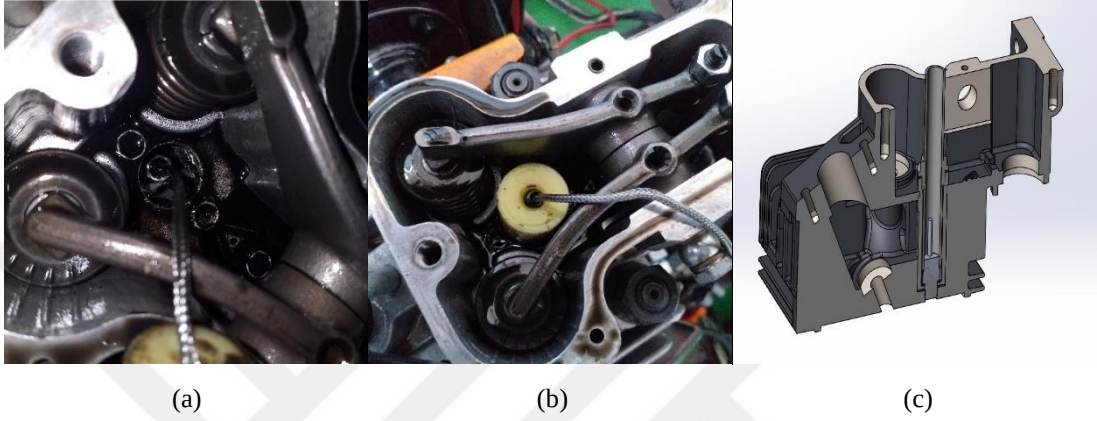


Şekil 5.4 Egzoz devresi üzerinde yer alan ekipmanlar, (a) Egzoz gazı analizörü bağlantısı ve analizör probu (b) Orifis bağlantısına uygun flanş, (c) Farklı boyutlardaki orifisler (Kişisel arşiv, 2020)

5.1.1.3 Silindir Kapağı Üzerinde Yapılan Değişiklikler

Test motoru üzerine silindir içi basınç sensörü montajı yapılabilmesi için silindir kapağı üzerinde bazı işlemler yapılmıştır. Test motoru hava soğutmalı bir motor olduğu için külbütör mekanizmalarının olduğu bölge ile silindir kapağı tabanı arasında, emme ve egzoz devre bağlantıları, enjektör yuvası ve emme-egzoz valf bağlantılarına ek olarak hava soğutma kanalları da bulunmaktadır. Yapılan değişikliklerde, külbütör mekanizmasının yerleştirildiği bölgenin tabanından başlanarak dikey freze ile silindir kapağının tabanını oluşturan 10 mm kalınlığındaki çelik bölüme kadar ulaşan 16 mm çapında bir delik açılmıştır. Silindir kapağının tabanının oluşturan çelik bölüme, açılan 16 mm çapındaki deliğin merkezi ile aynı hizada olacak şekilde 7 mm çapında yanma odasına kadar ulaşan bir delik açılmıştır. Bu deliğin içerisine basınç sensörü bağlantısını yapabilmek üzere uygun kılavuz ile M7 0,75 mm diş açılmıştır. Böylece basınç sensörünün yanma odasına yakın bir konuma doğrudan montajı sağlanmıştır. Külbütör mekanizmalarının bulunduğu bölgeye açılan 16 mm çapındaki delik sebebiyle, bu bölgeden oluşacak yağ kaçağını engellemek üzere önlem alınmıştır. Bu amaçla, tam daire merkezinde basınç sensörünün veri aktarım kablusunun geçebileceği 4 mm çapında bir delik açılmış olan,

tabanı konik, üst gövdesi silindir şeklinde, 18 mm çapında, 80 mm yüksekliğinde, kestamit malzemeden bir parça imal edilerek uygun şekilde monte edilmiştir. Son olarak, külbütör kapağı üzerine de bir delik açılarak sensör veri aktarım kablusunun motor dışarısına ulaştırılması sağlanmıştır. Silindir kapağı üzerinde yapılan değişiklikleri gösteren fotoğraflar Şekil 5.5'te gösterilmiştir.



Şekil 5.5 Silindir kapağı üzerinde yapılan değişiklikler, (a) Külbütör mekanizmalarının bulunduğu bölüme açılan 16 mm çapında delik ve basınç sensörünün montajı (b) Yağ kaçağını engellemek üzere özel olarak imal edilen kestamit parça, (c) Sensör montajı taslak çizimi (Kişisel arşiv, 2020)

5.1.1.4 Emme Havası Devresi Üzerinde Yapılan Değişiklikler

Test motorunun emme havası giriş devresi üzerinde, emme havası akış ölçeri montajı yapılabilmesi amacıyla bazı değişiklikler yapılmıştır. Test motorunun fabrika çıkışında, emme havası giriş devresi üzerinde bulunan emme hava filtresi çıkartılmış, yerine 200 mm çapında esnek ve 2,5 metreye kadar uzayabilen metal borudan bir emme havası devresi ve bu devre üzerine yerleştirilmiş emme havası akış ölçeri monte edilmiştir. Esnek bir boru kullanılmasının amacı, motorda oluşan titreşim sebebiyle emme havası akış ölçerinin olumsuz etkilenmesini engellemektir.

Kullanılan akış ölçerin kullanma talimatlarında geçen çalışması için uygun koşulların tamamı sağlanmıştır. Bu koşulların bir tanesi akışın sürekli olmasıdır. Motorun emme devresinde atımlı akış görülmesi sebebiyle bu akışın sürekli akış haline getirilebilmesi için akış ölçer ile motor arasına eklenen emme devresi sönümleme tankı

olarak kullanılmıştır. Sönümlemenin yapılabilmesi için emme havası akış ölçerinin çıkışına esnek borunun öncesine 12 mm çapında bir orifis eklenmiş ve 2,5 metreye kadar uzayabilen esnek borunun boyu akışın sürekli hale geldiği uzunluğa kadar uzatılmıştır. Böylece, emme havası girişine eklenen elemanlardan kaynaklanabilecek ilave basınç düşüşünün oranı mümkün oldukça azaltılmıştır. Emme havası devresi üzerine eklenen parçaları gösteren görsel Şekil 5.6’da gösterilmiştir.



Şekil 5.6 Emme havası devresi üzerinde yapılan değişiklikler (Kişisel arşiv, 2020)

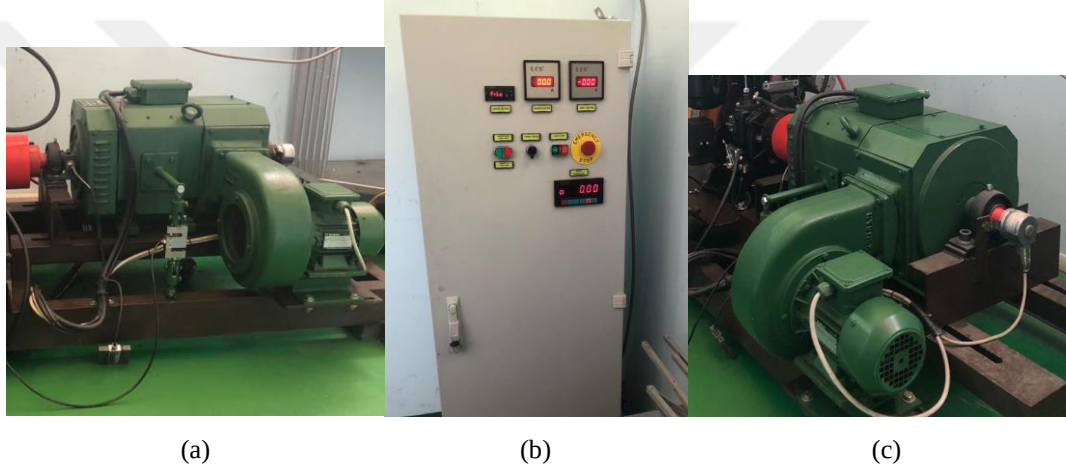
5.1.2 Dinamometre

Deney düzeneğinde yer alan temel ekipmanlardan bir diğeri, test motorunun şaftına mekanik olarak bağlanmış ve test motoruna istenen oranda karşı kuvvet uygulanarak belirlenen oranda yüklenmesini sağlayan dinamometredir. Dinamometreye ait teknik özellikler Tablo 5.2’de gösterilmiştir.

Tablo 5.2 Dinamometre teknik özellikleri

Özellikler	Değer
Marka	Kemsan A.Ş.
Model	KK 160
Motor tipi	Doğru akım motoru
Güç	22 kW
Dönme hızı	3000 devir/dk (mak.)
Ağırlık	165 kg

Dinamometrenin motora bağlanması ve ilk testleri üretici firmanın tesislerinde yapılmıştır. Dinamometre üzerinde, motorun krank açısının tespit edilmesini sağlayan bir enkoder, şafta uygulanan kuvveti ölçmek üzere kullanılan bir yük hücresi, bu yük hücresini dinamometre şaftına bağlayan ara kol ve motor hızını ölçmeyi sağlayan bir devir sensörü bulunmaktadır. Ayrıca, tüm sensörlerden gelen verilerin toplanmasını ve dinamometrenin kumanda edilmesini sağlayan elemanlar, harici bir pano kutusu içerisinde toplanmıştır. Dinamometre ve panosuna ait fotoğraflar Şekil 5.7’de gösterilmiştir.



Şekil 5.7 Dinamometre ve Panosu, (a) Dinamometre, yük hücresi, yük hücresini şafta bağlayan ara kol ve devir sensörü (b) Dinamometre panosu, (c) Dinamometre ve enkoder (Kişisel arşiv, 2020)

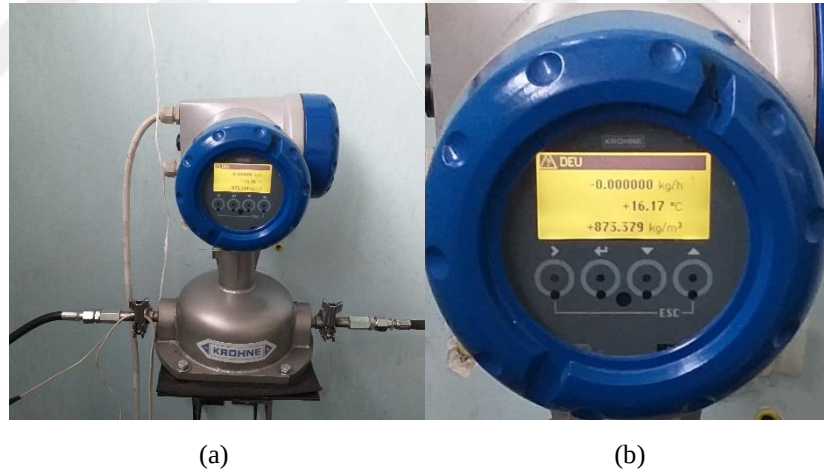
5.1.3 Yakıt Akış Ölçeri

Deney düzeneğinde bulunan test motorunun anlık yakıt sarfiyatını, yakıtın sıcaklığını ve yoğunluğunu ölçmek üzere “Coriolis” tipi yakıt akış ölçer kullanılmıştır. Yakıt akış ölçerinin, motor vibrasyonundan olumsuz etkilenmemesi için akış ölçer ile motor arasındaki bağlantı, yüksek basınç ve sıcaklığa dayanıklı, esnek hidrolik borular ve bu boruları birbirine bağlamaya yarayan hidrolik bağlantı elemanları ile sağlanmıştır. Ölçüm hatalarını engellemek üzere, motor enjektörü üzerinden gelen yakıt geri dönüşü akış ölçer çıkışına aktarılmıştır. Kullanılan yakıt akış ölçerine ait teknik bilgiler Tablo 5.3’te gösterilmiştir.

Tablo 5.3 Yakıt akış ölçer teknik özellikleri (Krohne, 2016)

Özellikler	Değer
Marka	Krohne
Model	Optimass 3000, MFC 400
Ölçüm prensibi	Coriolis kütleli debi ölçümü
Hata oranı (sıvı kütleli debi ölçümü)	Sıvı $\pm \%1$, Gaz $\pm \%0,5$
Tekrarlanabilirlik	$> \%0,05$
Ölçüm sıcaklığı	$-40 - 55\text{ }^{\circ}\text{C}$
Ölçüm basıncı	$-1 - 150\text{ bar}$
Yoğunluk ölçüm aralığı	$400 - 3000\text{ kg/m}^3$
Hata oranı (yoğunluk ölçümü)	$\pm 2\text{ kg/m}^3$

Yakıt akış ölçeri kullanılarak yapılan ölçümlerde, ölçüm sonuçları akış ölçer çeviricisi üzerindeki ekrandan okunarak verilerin toplandığı sisteme girilmiştir. Deney düzeneğinde bulunan yakıt akış ölçerine ait fotoğraf Şekil 5.8’de gösterilmiştir.



Şekil 5.8 Yakıt akış ölçeri, (a) Genel görünüm (b) Akış ölçer bilgi ekranı (Kişisel arşiv, 2020)

5.1.4 Emme Havası Akış ölçeri

Deney düzeneğinde bulunan test motorunun anlık emme havası sarfiyatını, havanın sıcaklığını ve yoğunluğunu yüksek hassasiyetle ölçmek üzere “Vorteks” tipi akış ölçer kullanılmıştır. Kullanılan emme havası akış ölçerine ait teknik bilgiler Tablo 5.4’te gösterilmiştir. Emme havası akış ölçeri kullanılarak yapılan ölçümlerde, ölçüm cihazı

dik olarak kullanılmış, akışın sürekli olduğu ve cihazın ölçüm yapabildiği kontrol edilmiş ve ölçüm sonuçları akış ölçer çeviricisi üzerindeki ekrandan okunarak verilerin toplandığı sisteme aktarılmıştır. Her bir ölçüm koşulu için emme havasının kütleli debisine ek olarak sıcaklığı ve yoğunluğu da ölçülerek kaydedilmiştir.

Tablo 5.4 Emme havası akış ölçer teknik özellikleri (Krohne, 2021)

Özellikler	Değer
Marka	Krohne
Model	Optiswirl 4200 C
Ölçüm prensibi	Karman Vorteks
Hata oranı (sıvı kütleli debi ölçümü)	$\pm \% 1,5$ ($Re \geq 20000$) $\pm \% 2,5$ ($10000 < Re < 20000$)
Hata oranı (gaz kütleli debi ölçümü)	$\pm \% 1,5$ ($Re \geq 20000$) $\pm \% 2,5$ ($10000 < Re < 20000$)
Tekrarlanabilirlik	$> \%0,1$
Ölçüm sıcaklığı	$-40 - 240$ °C

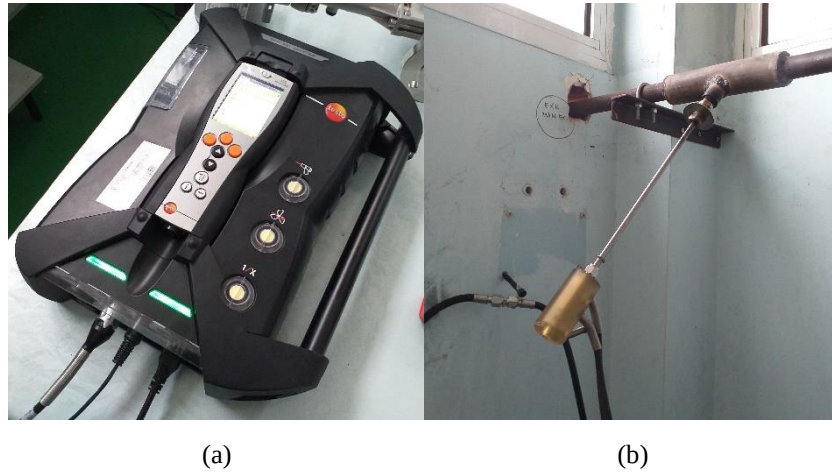
5.1.5 Egzoz Gazı Analizörü

Deneyler sırasında test motorunda gerçekleşen yanma sonucu oluşan hava kirletici maddelerin, egzoz gazı içeriğindeki hacimsel oranlarını ve egzoz gazının ölçüm noktasındaki sıcaklığını ölçmek üzere egzoz gazı analizörü kullanılmıştır. Ekipman, emisyon analizörü ve ölçüm probu olmak üzere iki ana kısımdan oluşmaktadır. Ölçüm probu ile egzoz devresi üzerinden anlık ve sürekli olarak numune alınmakta, analizör ile bu numune test edilerek egzoz gazı içeriğindeki ölçülmesi hedeflenen maddelerin hacimsel oranları saptanmaktadır. Egzoz gazı analizörünün marka ve modeli ile ölçüm yapabildiği hava kirletici çeşitlerini ve ölçüm aralıklarını içeren teknik bilgiler Tablo 5.5'te gösterilmiştir. Egzoz gazı analizörünün kalibrasyonu, üretici firma yetkili servisi tarafından yapılmıştır. Deney düzeneğinde yer alan egzoz gazı analizörü modeli, ölçümlerinin NO_x Teknik Kodu (2008) gerekliliklerine ve bu kod üzerinde Deniz Çevresi Koruma Komitesi'nin 251-66 numaralı kararıyla (MEPC, 2014) yapılan değişikliklerde yer alan gerekliliklere uygunluğu hususunda Germanischer Lloyd tarafından sertifikalandırılmıştır (Testo, 2012).

Tablo 5.5 Egzoz gazı analizörü teknik özellikleri (Testo, 2012a)

Özellikler	Değer
Marka	Testo
Model	Maritime 350
O ₂ ölçüm aralığı	0 - %25
CO ₂ ölçüm aralığı	0 - %40
CO ölçüm aralığı	0 – 3000 ppm
NO ölçüm aralığı	0 – 3000 ppm
NO ₂ ölçüm aralığı	0 – 500 ppm
SO ₂ ölçüm aralığı	0 – 3000 ppm
Egzoz gazı sıcaklığı ölçüm aralığı	-40 – 1000 °C
Egzoz gazı sıcaklığı ölçüm hata oranı	± 5 K
Hava kirletici oranları ölçüm hata oranı	NO _x Teknik Kod gerekliliklerini sağlar.

Tabloda görüldüğü gibi egzoz gazı analizörünün hava kirletici oranları ölçüm hassasiyetinin ilgili kod hükümlerine uygun olduğu görülmektedir. NO_x Teknik Kodu (2008) bünyesinde yer alan ilgili şartlara göre egzoz gazı analizörü ile yapılan ölçümlerde sapma oranı %2'nin altında olmalıdır. Deney düzeneğinde kullanılan egzoz gazı analizörüne ait görsel Şekil 5.9'da gösterilmiştir.



Şekil 5.9 Egzoz gazı analizörü, (a) Emisyon analizörü (b) Ölçüm probu (Kişisel arşiv, 2020)

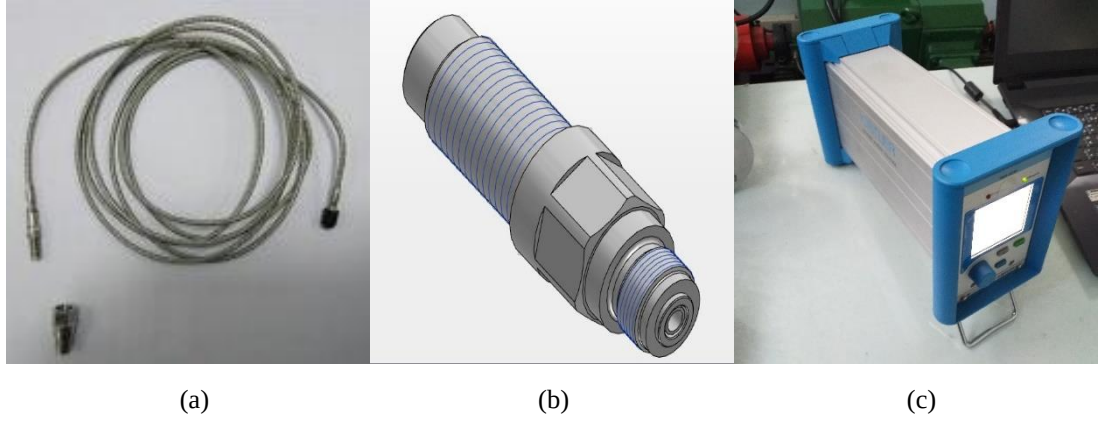
5.1.6 Silindir İçi Basınç Sensörü

Deneyisel çalışmalar sırasında test motorunda anlık basınç ölçümü yapılması amacıyla piezoelektrik basınç sensörü kullanılmıştır. Bu sensör, silindir kapağı üzerine açılan özel bir yuva içerisine monte edilerek silindir içerisindeki basınç değerlerinin anlık olarak takip edilmesi sağlanmıştır. Basınç sensörü, deneylere başlamadan önce motor üzerine monte edilmiş ve deneyler boyunca motor üzerinde sabit olarak kalmıştır. Piezoelektrik basınç sensörü ile birlikte, bu sensörden gelen veriyi anlık olarak oransal elektriksel gerilim sinyaline çevirmek üzere şarj amplifikatörü kullanılmıştır. Deneylerde kullanılan piezoelektrik basınç sensörüne ait teknik bilgiler Tablo 5.6’da gösterilmiştir.

Tablo 5.6 Piezoelektrik basınç sensörü teknik özellikleri (Kistler, 2020)

Özellikler	Değer
Marka	Kistler
Model	6052C
Basınç ölçüm aralığı	0 – 250 bar
Frekans	$\cong 160$ kHz
Hata oranı	150 – 250 °C aralığı için $<\pm 0,5$ bar

Piezoelektrik basınç sensöründe, gelen gürültülü veriyi yükseltmek, gelen veriyi işleyerek 0-10 V arasında oransal elektrik gerilimi değerine dönüştürmek ve sensörden gelen veriyi işleyerek dijital olarak aktarma işlemlerini yapabilmek üzere Kistler marka 5018A modeli şarj amplifikatörü kullanılmıştır. Deneyisel çalışmada, şarj amplifikatörü 0-100 bar arasındaki basınç değerini 0-10 V arasında elektriksel gerilim değerine çevirecek şekilde ve 100 kHz düşük geçiren filtre ile kullanılmıştır. Şarj amplifikatörünün tüm ayarları kullanım kılavuzuna (Kistler, 2021a) uygun olarak yapılmıştır. Şekil 5.10 piezoelektrik basınç sensörü ve şarj amplifikatörü ile ilgili görselleri göstermektedir.



Şekil 5.10 Piezoelektrik basınç sensörü ve şarj amplifikatörü, (a) Piezoelektrik basınç sensörü ve kablo (Kişisel arşiv, 2020) (b) Basınç sensörü modeli (Kistler, 2021b) (c) Şarj amplifikatörü (Kişisel arşiv, 2020)

5.1.7 Egzoz Karşı Basınç Sensörü

Deneysel çalışmalarda, egzoz devresi üzerine eklenen orifisler kullanılarak yükseltilecek egzoz karşı basıncı değerini egzoz devresi üzerinden anlık olarak ölçebilmek amacıyla bir basınç sensörü kullanılmıştır. Bu basınç sensörü, egzoz devresi üzerindeki atımlı akışın etkisini indirmek ve yüksek sıcaklık sebebiyle ölçüm yapabileceği sıcaklık limitlerinin aşımını engellemek amacıyla egzoz devresi üzerine 1 metrelik yüksek sıcaklığa dayanıklı esnek boru ile bağlanmıştır. Deneylerde kullanılan basınç sensörü ile ilgili teknik bilgiler Tablo 5.7’de gösterilmiştir.

Tablo 5.7 Basınç sensörü teknik özellikleri (Seed, 2021)

Özellikler	Değer
Çalışma gerilimi	0 – 5 V
Çıkış gerilimi	0,5 – 4,5 V
Çalışma akımı	< 10 mA
Basınç ölçüm aralığı	0 – 1,2 MPa
Ölçüm hata oranı	$\pm$ % 1,5
Tepki süresi	< 2 ms
Tekrarlanabilirlik	> %0,1
Ölçüm sıcaklığı	-10 – 110 °C

Basınç sensörü ölçüm verisi, Arduino Mega 2560 mikro denetleyici kullanılarak aktarılmıştır. Basınç sensörüne ait fotoğraf Şekil 5.11’de gösterilmiştir.



Şekil 5.11 Egzoz karşı basınç sensörü (Kişisel arşiv, 2020)

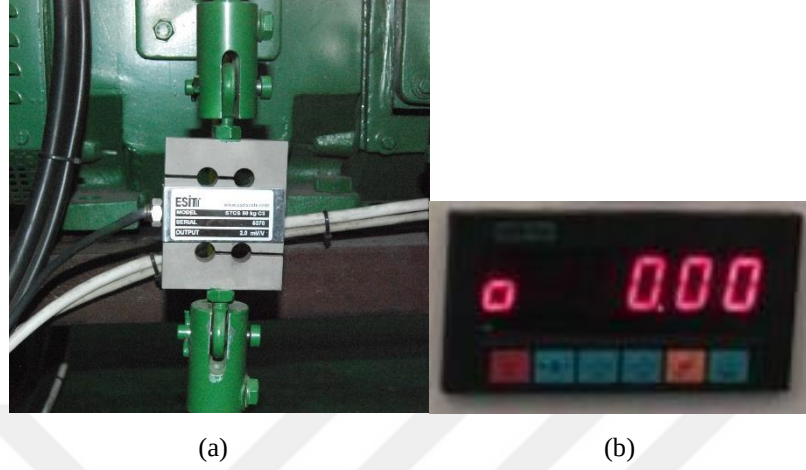
5.1.8 Yük Hücresi

Deneyisel çalışmalarda, dinamometre tarafından motora uygulanan karşı kuvvetin değerini ölçmek üzere yük hücresi kullanılmıştır. Deney düzeneğinde yer alan yük hücresi, dinamometre şaftının merkezine 25 cm uzaklığa sabitlenerek ölçümler yapılmıştır. Ölçüm sonuçları, yük hücresi ile birlikte, analog sensör verisini Newton biriminde kuvvet verisine çeviren, bu veriyi ekranda gösteren ve gösterilen verinin kontrolünü sağlayan PWI-P panel ekipmanı kullanılarak elde edilmiştir. Yük hücresine ait teknik bilgiler Tablo 5.8’de gösterilmiştir.

Tablo 5.8 Yük hücresi teknik özellikleri (Esit, 2021)

Özellikler	Değer
Yük hücresi marka ve modeli	Esit –STSC 50
İndikatör marka ve modeli	Esit - PWI-P
Maksimum ölçüm kapasitesi	50 kg
Hata oranı	$\leq \pm 0.05$
Sıfıra dönüş hata oranı	$\leq \pm 0.007$
Çalışma sıcaklığı	-40 – 80 °C

Yük hücresi ve birlikte kullanılan ekipmanlara ait fotoğraflar Şekil 5.12’de gösterilmiştir.



Şekil 5.12 Yük hücresi ve indikatörü, (a) Yük hücresi, (b) İndikatör ekranı (Kişisel arşiv, 2020)

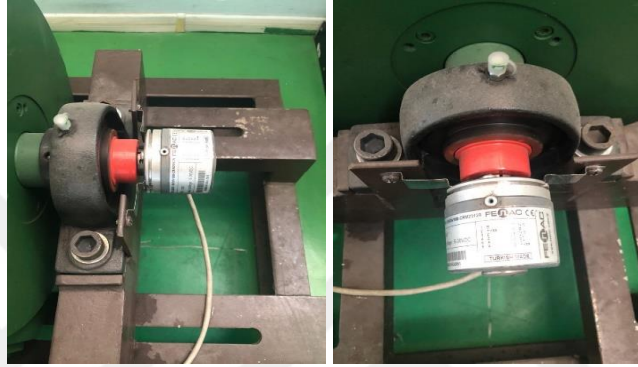
5.1.9 Enkoder

Deneysel çalışmaların sonuçları kullanılarak, krank mili açısına göre basınç değişimini gösteren diyagramlar çizilebilmesi için anlık silindir içi basınç ölçümüyle birlikte krank mili açısının da anlık ölçümünün yapılması gereklidir. Krank mili açısının ölçümü, dinamometre shaftı üzerine yerleştirilen ve dolayısıyla motorla birlikte dönen bir enkoder vasıtasıyla ölçülmüştür. Deney düzeneğinde yer alan enkoder ile ilgili teknik bilgiler Tablo 5.9’da gösterilmiştir.

Tablo 5.9 Enkoder teknik özellikleri (Fenac, 2021)

Özellikler	Değer
Marka ve model	Fenac – FNC 58EB
Besleme gerilimi	4,75 – 30 V
Devir başına atım (pulse)	100
Çıkış sinyali	A ve B (90° kayma ile) Z – Referans (devir başına 1 atım)
Flanş ölçüsü	Ø58 mm

Tabloda görüldüğü gibi enkoderden 3 farklı çıkış bulunmaktadır. Bu çıkışlardan A çıkışı ile B çıkışı arasında 90° kayma vardır. Bunun amacı enkoderin ölçüm sırasında dönüş yönünün de tayin edebilmesini sağlamaktır. Ancak, mevcut çalışmada, motor yalnızca tek yöne döndüğü için bu çıkışlardan bir tanesindeki atımları almak yeterli olmuştur. Ayrıca Z çıkışından alınan referans çıkışı da hem motor devrini ölçmek hem de A çıkışından alınan atımlarda tur dönümlerinin sayılabilmesini sağlamıştır. Enkodere ait fotoğraflar Şekil 5.13'te gösterilmiştir.



Şekil 5.13 Enkoder fotoğrafları (Kişisel arşiv, 2020)

5.1.10 Ortam Sensörü

Deneyler sırasında, laboratuvar ortamının sıcaklığını ve nem oranını ölçmek üzere ortam sensörü kullanılmıştır. Ortamın sıcaklığı ve nemliliği, özellikle egzoz gazı içeriğinde yer alan hava kirletici oranları kullanılarak yapılan hesaplamalarda ortam koşullarından kaynaklı düzeltmeleri yapmak üzere gerekli olmuştur. Deneylerde kullanılan ortam sensörüne ait teknik özellikler Tablo 5.10'da gösterilmiştir.

Tablo 5.10 Ortam sensörü teknik özellikleri (Testo, 2012b)

Özellikler	Değer
Marka ve model	Testo 610
Ölçüm aralığı (Sıcaklık)	-10 – 50 °C
Ölçüm aralığı (Nem)	0 - %100
Hata oranı (Sıcaklık), (Nem)	±0.5 °C, ±% 2,5

5.2 Deney Prosedürleri

Deneyisel çalışmalarda, bir dizel motorun egzoz devresi üzerindeki karşı basınç yükselmesinin motorun performans parametreleri ve çevresel etkileri üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Tezin amacını belirleyen koşulları oluşturabilmek için test motoru belirli yükler altında çalışırken egzoz devresindeki karşı basınç değerinin değişik oranlarda arttırılması sağlanmıştır. Farklı egzoz karşı basıncı değerlerinde, farklı motor yüklerinde ve farklı motor hızlarında motorun performans parametrelerinin hesaplanmasını sağlayacak verilerin ölçümleri yapılmıştır.

Deneylere başlamadan önce, deney düzeneğinde kullanılan tüm ölçüm aletlerinin testleri ve kalibrasyonu ilgili ekipmanların kullanım kılavuzuna uygun olarak yapılmıştır. Tüm deneyler sırasında, eş zamanlı olarak ölçülmesi gerekli olan parametreler haricindeki tüm parametrelerin ölçümleri tek tek ve sırayla yapılmış ve ölçümler sırasında tüm parametrelerin sabit olması sağlanmıştır. Her bir ölçümde, test motoru ilgili ölçümün yapılacağı koşullarda çalıştırılmış, ölçüm yapılacak motor hızı ve çalışma yükü ayarlandıktan sonra egzoz gazı analizörü bağlantı noktasından ölçülen egzoz gazı sıcaklığının kademeli olarak yükselip 3 dakika boyunca sabit kaldığı görülmüş ve daha sonra yapılması planlanan ölçümlere başlanmıştır. Tüm deneyler sırasında test laboratuvarı içerisinde yeterli miktarda hava olmasına dikkat edilmiştir.

Deneylere başlamadan önce ve deneyler sırasında, test motorunun performansını etkileyebilecek, deneylerde ölçülen veriler haricindeki laboratuvar koşullarında ölçülmesi mümkün olan bazı parametrelerin de ölçümü yapılarak sabit olduğu kontrol edilmiştir. Bu sebeple, yakıt püskürtme basıncı, valf klerensleri ve püskürtme zamanlaması ölçümleri yapılmış ve yanma odası bölgesinde kurum birikme durumu kontrol edilmiştir. Bu ölçümler, deney sonuçları arasında paylaşılmamış yalnızca test motorunun çalışma parametrelerinin tüm deneyler sırasında eşit koşullarda tutulduğu kontrol edilmesi amacıyla yapılmıştır.

Deneylerde elde edilen verilerin güvenilirliğinin sağlanabilmesi amacıyla, silindir içi anlık basınç değeri ve krank mili açısı ölçüsü dışındaki tüm parametreler ardışık

olmamak koşuluyla 3 farklı zamanda ölçülmüş ve bu değerlerin ortalaması ölçüm sonucu olarak kabul edilmiştir. Ayrıca ölçümü yapılan 3 farklı değerin ortalaması ile uç ölçüm değerleri arasındaki sapmanın %3 ve altında olduğu görülmüştür.

Deneyler sırasında, egzoz karşı basıncı yükseltmesi, egzoz devresi üzerine kaynaklanan flanşlar arasına sırasıyla yerleştirilen 5 farklı orifis ile yapılmıştır. Deneyler sırasında, öncelikle, test motorunun çalışmadığı durumda ölçüm yapılması planlanan boyuttaki orifis egzoz devresi üzerine yerleştirilmiş ve test motoru bu koşullarda çalıştırılmıştır. Motor hızı 3000 devir/dk seviyesine getirilip test motoru, egzoz sıcaklığının sabit kaldığı değere yükselene kadar yüksüz olarak çalıştırılmıştır. Ardından, test motoru, dinamometre ile belirlenen motor hızında ve belirlenen motor torku ile yüklenmiştir. Test motoru, ilgili çalışma koşullarında çalıştırılırken egzoz sıcaklığının önce yükselip sonra 3 dakika boyunca sabit kalması beklenmiştir. Uygun koşullar sağlandığında, sırasıyla, ortam sıcaklığı ve nemliliği, emme havası kütleli debisi, emme havası sıcaklığı, yakıt kütleli debisi, yakıt sıcaklığı, yakıt yoğunluğu, egzoz gazı analizörü bağlantı noktasındaki egzoz gazı sıcaklığı ve egzoz gazının ihtiva ettiği hava kirleticilerin hacimsel oranları ölçülerek, elde edilen veriler deney sonuçlarının toplandığı tabloya aktarılmıştır. Daha sonra, test motorunun yükü değiştirilerek, bir diğer ölçüm noktasında belirlenen ölçümler yapılmıştır. Motor yükünün değiştirildiği her durumda, egzoz gazı sıcaklığının 3 dakika boyunca sabit kalması beklenerek ölçümlere başlanmıştır. Egzoz devresi üzerine yerleştirilmiş ilgili orifis kullanılarak yapılması planlanan tüm ölçüm kombinasyonları tamamlandıktan sonra, motor durdurulup egzoz devresi üzerindeki orifis değiştirilerek tüm prosedürler yeni orifis boyutu için tekrarlanmıştır. Tüm orifislerle, tüm motor yüklerinde birinci tur ölçümler tamamlandıktan sonra tüm prosedürler ikinci ve üçüncü tur ölçümler için tekrarlanmıştır.

Deneylerde yapılan ilk tur ölçümlerde, yukarıda bahsedilen ölçümler tamamlandıktan sonra tüm orifis çeşitleri ve tüm motor yükleri için silindir içi anlık basınç değeri ile krank mili açısının anlık değerinin ölçümü eş zamanlı olarak yapılmıştır. Silindir içi anlık basınç değerinin birbirini takip eden her bir ölçüm seti başına 3000'in üzerinde ölçüm noktasındaki ölçüm değerleri ile bu değerlerden her

birinin ölçüm anında enkoder tarafından ölçülen krank mili açısının değeri kullanılarak MATLAB programında oluşturulan 3000 üstü satırlık ve 2 sütunluk matrise aktarılmıştır. Silindir içi anlık basınç değeri ve krank mili açısının anlık değeri ölçümleri ikinci ve üçüncü tur ölçümlerde tekrarlanmamıştır.

Deney prosedürleri takip edilirken, motor hızı, motor yükü ve orifis çapı ile ilgili ölçüm noktaları önceden belirlenmiştir. Deneyler süresince sırasıyla 28, 24, 20, 16 ve 12 mm çapındaki orifislerle, 1600 devir/dk motor hızında ve 8, 16, 24, 32, 40 Nm ve altıncı değer olarak da ilgili koşullarda ulaşılan en yüksek motor torku değerleri için ölçümler yapılmıştır.

Yapılması planlanan ölçüm tipi için uygun motor tork değeri ve motor hızı ayarlanması yapılırken, ölçüm düzeneğinin imkanlarından kaynaklı olarak, hedef olarak belirlenen değerlerin tam olarak ayarlanması mümkün olmamıştır. Bu sebeple, ölçüm noktalarının, motor hızı ile ilgili ölçüm hedefi olarak belirlenen değerden maksimum ± 10 devir/dk ve motor tork değeri için ölçüm hedefi olarak belirlenen değerden maksimum $\pm 0,1$ Nm sapması kabul edilmiştir.

5.3 Deney Sonuçları Kullanılarak Yapılan Hesaplamalar

Tez çalışmasında elde edilmek istenen, motor performansının ve çevresel etkilerin objektif olarak değerlendirmesine olanak sağlayan parametrelerin birçoğu, deney düzeneği kullanılarak doğrudan ölçülememektedir. Ancak, deney düzeneği kullanılarak elde edilen veriler, ulaşılması hedeflenen parametrelerin hesaplanabilmesine olanak sağlamaktadır. Motor performansını ve çevresel etkilerini değerlendirmek üzere kullanılabilecek olan birçok parametreye, deney düzeneği ile ölçülebilen, 2 veya daha fazla parametre kullanılarak yapılan hesaplamalarla ulaşılabilir. Mevcut deney düzeneği ile elde edilen veriler kullanılarak, motor torku, motor şaftına aktarılan güç, çevrim başına indike güç değerleri, ortalama indike basınçlar, ortalama efektif basınç, mekanik verim, hacimsel verim, özgül yakıt sarfiyatı, termal verim ve hava kirletici gazların özgül salım miktarları hesaplanabilmiştir.

Deney düzeneği kullanılarak, motor torkunu (M_e) hesaplayabilmek için Newton cinsinden şafta uygulanan kuvvet ve bu kuvvetin ölçümünü yapan ekipmanın dinamometre şaftına olan uzaklığı kullanılmıştır. Yük hücresinin dinamometre şaftına uzaklığı, üretici tarafından sağlanan kullanım kılavuzuna istinaden belirlenmiştir. Buna göre, motor torku Eşitlik 5.1 yardımıyla bulunmaktadır.

$$M_e = F \cdot x \quad (5.1)$$

Burada,

M_e : Motor torku (Nm)

F : Şafta uygulanan kuvvet (N)

x : Yük hücresinin motor şaftına uzaklığı (m)

Motor şaftına aktarılan efektif güç (P_e) değeri, motor torku ve motor şaftının açısal hızı kullanılarak hesaplanmıştır. Motor şaftının açısal hızı (ω), motor hızı kullanılarak hesaplanmıştır. Buna göre, motorun efektif gücü Eşitlik 5.2 kullanılarak açısal hız ise Eşitlik 5.3 kullanılarak bulunmaktadır.

$$P_e = M_e \cdot \omega \quad (5.2)$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (5.3)$$

Burada,

P_e : Efektif güç (kW)

ω : Açısal hız (rad/s)

n : Motor devir sayısı (1/dk)

Çevrim başına üretilen indike iş değerlerinin hesaplanması için silindir içi basınç değerinin silindir hacmine göre değişimini gösteren diyagramları oluşturan 3000 üzeri

satırlık ve 2 sütunluk veri seti kullanılmıştır. Bu veri setini oluşturan matrisin birinci sütununda basınç değeri, ikinci sütununda ise aynı satırda yer alan basınç değerinin ölçüldüğü krank mili açısındaki silindir hacmi değeri yer almaktadır. Herhangi bir krank mili açısındaki silindir hacmi Eşitlik 5.4 ve Eşitlik 5.5 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi \cdot B^2}{4} (1 + a - s(\theta)) \quad (5.4)$$

$$s(\theta) = a \cos(\theta) + \sqrt{l^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad (5.5)$$

Burada,

$V(\theta)$: Herhangi bir krank mili açısındaki silindir hacmi

V_c : Ölü hacim

B : Silindir çapı

l : Piston kolu, pin merkezleri arası uzunluğu

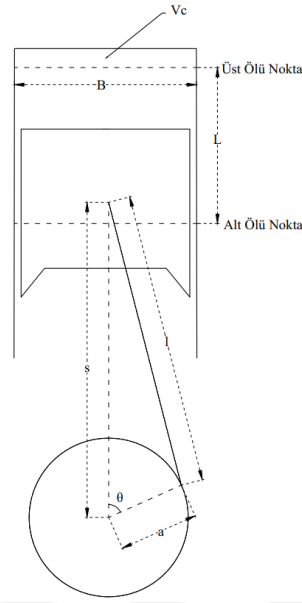
a : Krank pin çapı

L : Strok uzunluğu

$s(\theta)$: Herhangi bir krank mili açısında piston pin ile krankşaft merkezi arası eksenel uzunluk

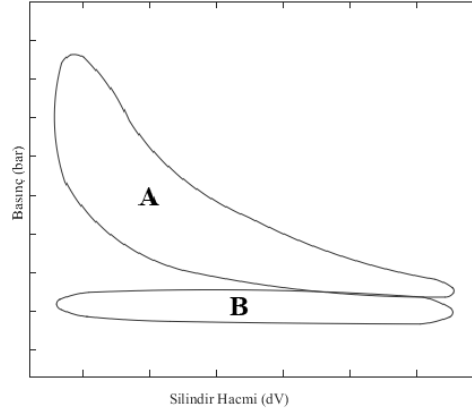
Bu hesaplamada kullanılan ölü hacim bilgisi üretici tarafından yayımlanan kullanma kılavuzundan elde edilmiştir. Böylece piston yüzeyi ve silindir kapağı tabanındaki girinti ve çıkıntıların hesaplamaları saptırması engellenmiştir.

Eşitlik 5.4 ve 5.5'te kullanılan değişkenlerin basit motor çizimi üzerindeki yerleşimleri Şekil 5.14'te gösterilmiştir.



Şekil 5.14 Krank mili açısının anlık değerine göre silindir hacmi hesaplaması için kullanılan parametrelerin 2 boyutlu basit motor çizimi üzerinde yerleşimi

İndike iş değerlerinin hesaplanabilmesi için, ilk olarak, motorun 720 derecelik basınç dağılımını gösteren tüm veri seti, her bir satırdaki krank mili açısı dereceleri dikkate alınarak, çevrimin emme, sıkıştırma, güç ve egzoz zamanları dikkate alınarak dörde ayrılmıştır. Daha sonra bu noktalar birleştirilerek basınç - hacim eğrilerinin yer aldığı kapalı yanma diyagramları oluşturulmuştur. Oluşturulan kapalı yanma diyagramında yer alan grafik çizgilerinin arasında kalan alanlar kullanılarak çevrim başına indike iş değerleri hesaplanmıştır. Şekil 5.14 örnek bir kapalı yanma diyagramında eğriler arasında kalan alanları göstermektedir. Bu diyagramda, özellikle pompalama indike iş değerini ifade eden bölümü daha net olarak gösterebilmek amacıyla basınç değerlerini ifade eden y ordinatı logaritmik olarak çizilmiştir.



Şekil 5.15 Kapalı yanma diyagramında oluşan alanlar

Şekil 5.15'te gösterilen kapalı diyagramda, A ile gösterilen alan, güç zamanı ile sıkıştırma zamanı basınç - hacim eğrileri arasında kalan alanı, B ile gösterilen alan ise egzoz zamanı ile emme zamanı basınç - hacim eğrileri arasında kalan alanı göstermektedir. Bu alanlardan A ile gösterilen alan çevrim başına brüt indike iş değerini (W_g), B ile gösterilen alan çevrim başına ortalama pompalama indike iş değerini (W_p) ifade etmektedir. Ayrıca, çevrim başına üretilen net indike iş değeri (W_n) Eşitlik 5.6 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$W_n = W_g - W_p \quad (5.6)$$

Görüldüğü üzere, ortalama indike iş değerleri motorun silindir hacmi ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Motor performansını yanma diyagramları kullanılarak, motorun büyüklüğü ve silindir hacminin etkisini dahil etmeden değerlendirebilmek üzere ortalama indike ve efektif basınç kavramları kullanılmıştır. Bu amaçla, çalışmada, $IMEP_n$, $IMEP_g$ ve $IMEP_p$ olmak üzere 3 farklı indike basınç türü ve ortalama efektif basınç (p_e) hesaplanmıştır. $IMEP_n$, $IMEP_g$ ve $IMEP_p$ parametreleri Eşitlik 5.7'de görüldüğü üzere ilgili indike iş değerinin strok hacmine bölünmesiyle elde edilir. Her bir indike basınç türünün hesaplanması için ilgili indike iş değeri ve silindir hacmi kullanılarak hesaplama yapılır.

$$IMEP_i = \frac{W_i}{V_h} \quad (5.7)$$

Burada, “ V_h ” silindir hacmini ifade etmektedir.

Ortalama efektif basınç hesaplaması, efektif güç değeri kullanılarak Eşitlik 5.8 ile hesaplanmaktadır.

$$p_e = \frac{P_e}{V \cdot n \cdot i} \quad (5.8)$$

Burada,

P_e : Efektif güç (kW)

p_e : Ortalama efektif basınç (kPa)

i : Çevrim sabiti (4 zamanlı motorlar için: 0,5) çevrim/devir

Silindir içi basınç değerleri kullanılarak hesaplanan bir diğer ortalama indike basınç parametresi de FMEP değeridir. FMEP, motorda pistonla aktarılan net işin şafta iletimine kadar ortaya çıkan kayıp iş üzerinden hesaplanmaktadır. Bu teorik değer, motorun sürtünmeleri yenmek üzere yaptığı iş değerinin silindir hacminden bağımsız olarak değerlendirilmesini sağlamaktadır. FMEP hesaplaması Eşitlik 5.9’da gösterilmiştir.

$$FMEP = IMEP_n - p_e \quad (5.9)$$

FMEP, yukarıda açıklandığı gibi motorda sürtünmelerden kaynaklı kayıplarla ilgili bir parametredir. Sürtünme kaynaklı kayıpların etkisini gösteren bir diğer parametre de mekanik verimdir. Test motorunun mekanik verimi Eşitlik 5.10 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\eta_m = \frac{p_e}{IMEP_n} \quad (5.10)$$

Test motorunun performansını gösteren bir diğer parametre, motorun nefes alabilme kabiliyetini gösteren hacimsel verim ifadesidir. Hacimsel verim, ölçüm sonucu belirlenen, silindir içerisine alınan gerçek kütleli hava miktarı ve teorik olarak silindir içerisine alınabilecek en yüksek kütleli hava miktarı kullanılarak Eşitlik 5.11’de gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_h}{\rho_h \cdot V_h \cdot n \cdot i \cdot 60} \quad (5.11)$$

Burada,

η_v : Hacimsel verim

$\dot{m}_h$: Emme havası akış ölçeri ile ölçülen saatlik emme havası kütleli debisi (kg)

ρ_h : Emme havası akış ölçeri ile akış ölçer çıkışına yerleştirilen orifis öncesinden ölçülen emme havası yoğunluğu (kg/m³)

Motorun yakıt sarfiyatı, yakıt akış ölçeri yardımıyla ölçülebilmektedir. Ancak, ölçülen değer, anlık üretilen güç miktarına, motor yüküne ve motor hızına göre değişim gösterdiği için motorun farklı koşullardaki yakıt harcama performansını değerlendirmek için yalnızca kütleli yakıt debisi kullanmak yeterli olmamaktadır. Bu sebeple, üretilen 1 kWh enerji başına sarf edilen yakıt miktarını ortaya çıkarmak üzere efektif özgül yakıt sarfiyatı kavramı kullanılmaktadır. Efektif özgül yakıt sarfiyatı Eşitlik 5.12 ile hesaplanmıştır.

$$b = \frac{\dot{m}_y}{P_e} \quad (5.12)$$

Burada,

b : Efektif özgül yakıt sarfiyatı (g/kWh)

$\dot{m}_y$: Yakıt akış ölçeri ile ölçülen saatlik kütleli yakıt debisi (g/h)

Motorun yakıt sarfıyatı ile ilgili olarak, farklı koşullarda çalışan, farklı özellikteki veya farklı büyüklükteki dizel motorların yakıt sarfıyatı performansını değerlendirmek üzere kullanılan bir diğer kavram da yakıt dönüşüm verimidir. Yakıt dönüşüm verimi, motora giren yakıtın enerji potansiyelinin hangi oranda faydalı işe çevrildiğinin ölçüsüdür. Yakıt dönüşüm verimi (η_t) Eşitlik 5.13 ile hesaplanmıştır.

$$\eta_t = \frac{3600 \cdot P_e}{\dot{m}_y \cdot Q_{ID}} \quad (5.13)$$

Burada, Q_{ID} yakıtın analiz sonuçlarında bulunan yakıtın alt ısı değer kavramını ifade eder. Dizel motorlarda yakıt sarfıyatı performansını gösteren en önemli parametrelerden bir tanesi de ısı verimidir. Motorun ısı verimi hesaplanırken, silindir içerisine gönderilen ancak kimyasal reaksiyona girmeden egzoz ile atılan yakıt miktarının bilinmesi gereklidir. Bu yakıt miktarının toplam yakıt sarfıyatından çıkartılarak motorda yanma için kullanılan net yakıt miktarının bilinmesi gerekmektedir (Pulkrabek 2016, Heywood, 2018). Ancak, mevcut deney düzeneği ile egzoz gazı ile atılan yakıt miktarı ölçülemediği için bu çalışmada ısı verim kavramı hesaplanmamıştır.

Test motorunun çevresel etkilerini araştırabilmek amacıyla egzoz gazı analizörü kullanılarak egzoz gazı içeriğindeki hava kirletici gazların hacimsel oranları ölçülmüştür. Ancak, ölçülen hacimsel oranlar, egzoz gazının toplam hacmine göre kıyaslanmış oranlar olduğu için bu ölçüm sonuçları kullanılarak motorun birim iş üretimi başına ortaya çıkarmış olduğu hava kirletici gaz miktarları bulunamamaktadır. Birim kWh başına üretilen kütleli hava kirletici gaz miktarlarının hesaplanması için NO_x Teknik Kodu'nda (2008) yer alan prosedürler uygulanmıştır. İlk olarak egzoz gazının kütleli debisi hesaplanmıştır. NO_x Teknik Kodu'na (2008) göre egzoz gazının kütleli debisini hesaplamanın 3 yolu vardır. Bunlardan birincisi, egzoz gazı kütleli debisinin doğrudan ölçümü, ikincisi, emme havası ve yakıt kütleli debisinin ölçümü ve toplanması ve üçüncüsü de yakıt debisi, yakıt içeriğindeki karbon oranı ve egzoz gazı içeriğindeki karbon içeren bileşiklerin hacimsel oranları üzerinden stokiyometrik

yanma denklemi kullanılarak hesaplama yapmak şeklindedir. Bu çalışmada, emme havasının ve yakıtın anlık kütleli debisi ölçüldüğü için ikinci yöntem kullanılmıştır. Egzoz gazı analizörü ölçüm sonuçları üzerindeki ıslak/kuru düzeltmesini kendi yazılımıyla yaptığı için ayrıca bir düzeltme katsayısı hesaplamaya gerek kalmamıştır. NO_x Teknik Kodu (2008), 5. 12. 4. hükmü gereğince egzoz gazı içeriğinde nitrik oksit oranı kullanılarak özgül nitrik oksit salım miktarının hesaplamasında düzeltme katsayısı kullanılması gerekmektedir. Bu düzeltme katsayısı aynı kodun 5.12.4.5 kısmında verilen ve Eşitlik 5.14'te gösterilen ara soğutma olmayan motorlar için uygun düzeltme katsayısı formülü kullanılmıştır.

$$k_{hd} = (1 - 0,0182(H_a - 10,71) + 0,0045(T_a - 298))^{-1} \quad (5.14)$$

Burada,

k_{hd} : Özgül nitrik oksit salımlarına hesaplaması için kullanılacak düzeltme katsayısı,

H_a : Emme hava akış ölçeri girişinde ölçülen hava nem oranı (g/kg)

T_a : Emme havası girişindeki hava sıcaklığı (K)

Egzoz gazı içeriğindeki g/kWh cinsinden hava kirletici özgül salım miktarlarını hesaplayabilmek için öncelikle her bir hava kirleticinin g/saat cinsinden kütleli debisini hesaplamak gerekmektedir. Bu hesaplamanın yapılabilmesi için NO_x Teknik Kodu'nda (2008) nitrik oksit salımları için Eşitlik 5.15 diğer hava kirletici gazların salımları için Eşitlik 5.16 önerilmiştir.

$$\dot{m}_{NOx} = \frac{\rho_{NOx}}{\rho_{egz}} c_{NOx} \dot{m}_{egz} k_{hd} \quad (5.15)$$

$$\dot{m}_{gaz} = \frac{\rho_{gaz}}{\rho_{egz}} c_{gaz} \dot{m}_{egz} \quad (5.16)$$

Burada,

$\dot{m}_{gaz}$: Gazın kütleli debisi (g/saat)

ρ_{nox} : Ölçüm noktasındaki egzoz sıcaklığındaki NO_x yoğunluğu (kg/m³)

ρ_{egz} : Ölçüm noktasındaki egzoz sıcaklığındaki egzoz yoğunluğu (kg/m³)

c_{gaz} : Egzoz gazı analizörü ile ölçülen hacimsel egzoz gazı oranı (ppm)

$\dot{m}_{egz}$: Kütleli egzoz debisi (g/saat)

Son olarak, hava kirletici gazların özgül salım miktarları, Eşitlik 5.17’de gösterildiği gibi, yukarıdaki formüllerle elde edilen hava kirletici gazların kütleli debilerinin motor şaftına iletilen efektif güce bölünmesiyle elde edilmiştir.

$$b_{gaz} = \frac{\dot{m}_{gaz}}{P_e} \quad (5.17)$$

Burada,

b_{gaz} : İlgili hava kirleticinin özgül salım miktarı (g/kWh)

Tezde, bu bölümde açıklanan formüller dışındaki hesaplamalar, birim dönüşümleri ve kabuller genel geçer yöntemlere uygun olarak yapılmıştır.

5.4 Silindir İçi Basınç Diyagramlarının Oluşturulması

Silindir içi basınç diyagramlarının oluşturulabilmesi için piezoelektrik basınç sensörü ile ölçülen anlık basınç verisi ile enkoder kullanılarak elde edilen atımlar kullanılarak hesaplanan anlık krank mili açısı veya elde edilen krank mili açısı kullanılarak hesaplanan anlık silindir hacmi değeri kullanılmıştır. Kullanılan basınç sensörü ile ölçülen veri, şarj amplifikatörü kullanılarak anlık olarak 0 – 10 V arasında değişen elektriksel gerilim değerine çevrilmiştir. Şarj amplifikatörünün voltaj çıkışındaki anlık değer kullanılan veri toplama sistemine (DAQ) aktarılmıştır. Ancak, silindir içerisinde ölçülen basınç değerinin tek başına kullanımıyla basınç - hacim veya

basınç krank açısı diyagramları hazırlamak mümkün değildir. Ölçülen basıncın büyüklüğü ile birlikte bu basıncın krank mili açısının hangi değerinde ölçüldüğü de önemlidir. Bu sebeple dinamometre şaftı üzerine monte edilmiş ve şafta mekanik olarak bağlı olması sebebiyle şaftla birlikte dönen enkoderden alınan dijital atım verisi de veri toplama sistemine aktarılmıştır.

Deney düzeneğinde yer alan enkoderin 3 farklı çıkışı bulunmaktadır. Bunlardan birincisi her $3,6^\circ$ krank mili açısında bir atım sinyali gönderen A kodlu çıkış, ikincisi A kodlu çıkıştan tam $0,9^\circ$ krank mili açısı sonrasında bir atım sinyali gönderen B kodlu çıkış ve son olarak her 360° krank mili açısında bir atım sinyali gönderen Z kodlu çıkıştır. B kodlu çıkış motorun dönüş yönünü öğrenmek amaçlı kullanmak üzere mevcuttur. Ancak çalışmada, motorun dönüş yönü bilindiği için B çıkışından elde edilen veri, veri analiz kartına aktarılmamıştır. Normal şartlarda, Z kodlu çıkıştan elde edilen atım verisi teoride krank mili açısının tam 0° ve 360° olduğu durumlarda elde edilmektedir. Ancak, enkoderlerin montajında hata olabileceği için deney düzeneğinde tam olarak 0° ve 360° krank mili açılarındaki atım sinyali vermesi beklenen Z çıkışının gerçek koşullarda atım sinyali verdiği krank mili açısı ile motordaki üst ölü noktadaki krank mili açısı arasındaki farkı belirlemek için bazı prosedürler takip edilerek üst ölü nokta düzeltilmesi yapılmıştır. Enkoderin Z kodlu çıkışından elde edilen ve motorun bir tam tur döndüğünde gönderilen atım sinyali ile A çıkışından elde edilen sinyal kullanılarak her bir çevrimin başlangıç ve bitiş noktaları belirlenmiştir. Ancak, kullanılan test motorunun 4 zamanlı bir motor olması sebebiyle bir çevrimi krank mili açısının 720° dönmesiyle tamamlamaktadır. Bu sebeple Z kodlu çıkıştan alınan ardışık atım sinyallerinden bir tanesi çevrimin başlangıç noktasını (360° krank mili açısı) belirlemek için kullanılırken takip eden ikinci sinyalin çevrimin başlangıç veya bitiş noktasının hesaplanmasında bir rolü bulunmamaktadır. Bu sebeple, hem veri sayısını azaltmak hem de karışıklıkların önüne geçmek için Z kodlu çıkıştan alınan verinin veri analiz kartına yazdırılması ile ilgili kod, silindir basıncının anlık değeri ile bağlantılı olarak hazırlanmıştır. Yani, eğer Z çıkışından atım sinyali alındığında silindir içerisindeki basınç değeri 3 bar'ın üzerindeyse başka bir ifade ile motor sıkıştırma veya güç zamanlarının birindeyse bu atım sinyali kaydedilmektedir. Ancak eğer Z

çıkışından atım sinyali alındığında silindir içerisindeki basınç değeri 3 bar'ın altındaysa bu atım sinyali kaydedilmemektedir.

Şarj amplifikatörünün analog çıkışından elde edilen elektriksel gerilim değerinin basınç değerine çevrilmesi için şarj amplifikatörünün referans değeri alınarak hesaplama yapılmıştır. Bu referans değer, amplifikatörün ekranından okunabildiği gibi, ölçümler öncesi seçilen maksimum ölçülebilecek basınç değerinin 10 V gerilim çıkışına oranlanmasıyla Eşitlik 5.18 yardımıyla da bulunabilir.

$$P_{ölçüm} = \frac{V_{ölçüm} P_{mak,amp}}{10} \quad (5.18)$$

Burada,

$P_{ölçüm}$: Ölçüm sonucu olarak hesaplanan basınç değeri (bar)

$V_{ölçüm}$: Ölçülen anlık elektriksel gerilim (V)

$P_{mak,amp}$: Şarj amplifikatörü üzerinden ayarlanan maksimum ölçüm basıncı (bar)

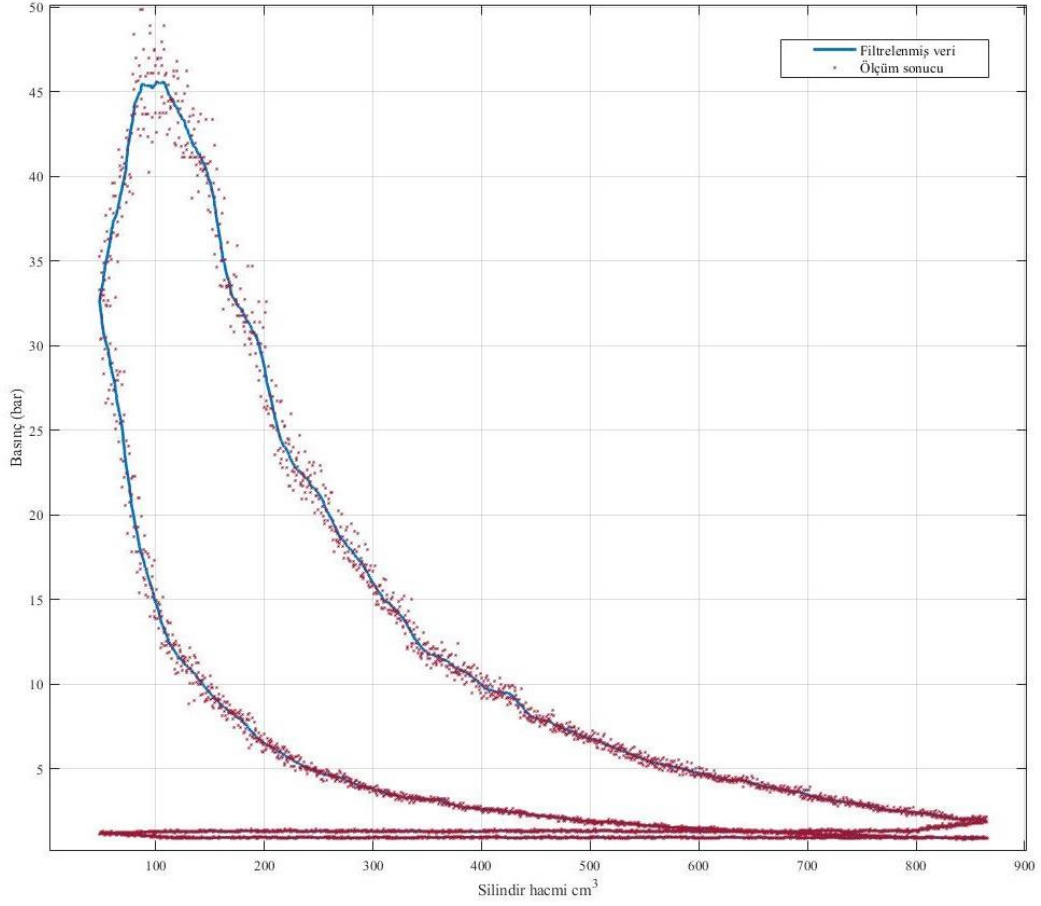
Basınç sensörü ve şarj amplifikatörü kullanılarak elde edilen basınç verileri ile enkoderden alınan krank mili açısı verisi bir araya getirilerek silindir içerisindeki basıncın krank mili açısına göre değişimini gösteren grafikler elde edilmiştir. Ancak, her ne kadar şarj amplifikatöründen elde edilen analog verinin üretilmesi sırasında sensörden alınan veri üzerinde veri doğrultması ve gürültü azaltılması için anlık olarak işlemler yapılsa da elde edilen verilerin değişken ve gürültülü olduğu görülmüştür. Bu sebeple, amplifikatör tarafından anlık olarak yapılan yüksek geçiren ve alçak geçiren sinyal filtrelemelere ek olarak elde edilen veri seti üzerinde çevrimdışı sinyal işleme yapılmıştır. Elde edilen basınç verileri Savitsky-Golay filtreleme yöntemiyle bir kere daha filtrelenmiştir. Böylece sensörden alınan gürültülü veri yumuşatılarak üzerinden yorum yapmaya uygun hale getirilmiştir.

Savitsky-Golay filtresi bir veri seti üzerine uygulanırken, genel olarak önceden tahmin edilen birtakım sabit parametreler kullanılır (Acharya, Rani, Agarwal ve Singh,

2019). Bu parametrelerden birincisi, ilişki fonksiyonun derecesini ifade ederken ikincisi veri seti içerisindeki tek bir verinin düzeltilmesi yapılırken kendisinden ne kadar önce veya sonra gelen verinin dikkate alınacağını gösteren veridir. Bu veriye pencere uzunluğu adı verilmektedir (İng: *Frame length*). Bu filtreleme tekniği, temel olarak, analiz edilen sinyalin en küçük kareler yöntemine dayanarak yumuşatılmasına dayanan bir regresyon yöntemidir (Niedzviecki, Ciolek, Gancza ve Kaczmarek, 2021). Bu filtreleme için kullanılan değerler genel olarak deneme yanılma yöntemiyle belirlenebilir (John, Sadasivan ve Seelamantula, 2021). Doğru parametrelerin seçimi yapılacak olan incelemeye, sinyal gürültüsünün oranına, ölçüm aralığındaki en düşük ve en yüksek gerçek değerlere göre değişebilmektedir. Tek bir verinin düzeltilmesi yapılırken kendisinden ne kadar önce veya sonra gelen verinin dikkate alınacağını gösteren verinin artması tahmin sonucunun varyansının düşmesini sağlarken aynı zamanda ölçüm sonucunun sapmasının artmasına sebep olmaktadır (Sadeghi, Behnia ve Amiri, 2021). Bir diğer sabit parametre olan, düzeltme için kullanılan polinomun derecesinin artması ölçüm sonuçlarının doğruluğunu artırırken aynı zamanda gürültünün daha az azaltılabilesine sebep olmaktadır. Bu sebeple parametrelerin seçimine azami özen gösterilmiştir. Çalışmada, Savitsky-Golay filtresi parametre seçimi için pencere uzunluğu seçiminde değerin mümkün olduğunca en düşük olduğu, polinom üssü verisinin ise mümkün olan en yüksek değerinde seçilebilmesi amaçlanmıştır. Böylece, hem gürültünün etkisi indirgenerek elde edilen diyagramlar motor performans yorumlaması için kritik noktaların tespitini sağlayacak kadar düzeltilmiş olacak hem de düzeltilmiş sonuçlarla ölçüm sonuçları arasındaki sapmanın en az olması sağlanmış olacaktır. Yapılan çok sayıda deneme neticesinde, veri düzeltilmesi için yapılan filtrelemelerde polinom üssü 5 olarak seçilirken, pencere uzunluğu 23 olarak seçilmiştir.

Silindir içi basınç diyagramları oluşturulurken, motorun 720 derecelik bir çevrimini gösteren her bir diyagram için 3000'in üzerinde veri kullanılmıştır. Bu sayıda veri, tek bir çevrimden bir seferde elde edilmemiş, ardışık çevrimlerde elde edilen verilerin bir araya getirilmesiyle oluşturulmuştur.

Yapılan filtreleme sonucunda elde edilen filtrelenmiş ve filtrelenmemiş verileri gösteren örnek bir diyagram Şekil 5.16'da gösterilmiştir.



Şekil 5.16 Kapalı yanma diyagramı üzerinde filtrelenmiş ve filtrelenmemiş veriler

Görüldüğü gibi, yanmanın gerçekleştiği bölgelerde ölçüm sonuçlarının filtrelenmiş veriye göre sapma oranları yükselse de filtrelenmiş veri grafiği ortalamaya oldukça yakın seyretmektedir.

BÖLÜM 6

BULGULAR VE TARTIŞMA

Tez çalışmasında, dizel motorlarda egzoz karşı basıncı artışının motor performansı ve egzoz salımları üzerindeki etkisinin analiz edilmesi amacıyla deneyler yapılmıştır. Yapılan deneylerde, daha önceki bölümlerde de belirtildiği üzere egzoz devresi üzerine beş farklı boyutta orifis yerleştirilmiş ve bu orifislerden kaynaklı olarak artan egzoz karşı basıncının motor performansını ifade eden çeşitli parametreler üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Analizlerin yapılabilmesi için test motoru farklı çapta orifislerle farklı motor yüklerinde çalıştırılmış ve tüm kombinasyonlar için ölçümler yapılmıştır. Deneysel çalışmada ilk olarak, egzoz karşı basıncının silindir içi basınç dağılımları üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Elde edilen silindir basıncı - krank mili açısı ve silindir basıncı - silindir hacmi diyagramları kullanılarak, tüm indike basınçlar ve indike güçler hesaplanmıştır. Bunlar dışında, aynı diyagramlar kullanılarak, hızlı basınç yükselmesinin başladığı ve sona erdiği krank mili açısı değerleri ve o değerlerdeki silindir basıncı, hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış hızı, silindir içerisinde ulaşılan maksimum basınç değeri ve bu basıncın elde edildiği krank mili açısı, kontrollü yanma başlangıç ve bitiş krank mili açıları hesaplanmıştır. Silindir içi basınç diyagramları kullanılarak türetilen parametreler ve deney düzeneğinde yer alan diğer ekipmanlardan elde edilen ölçüm sonuçları kullanılarak, yakıt sarfıyatı, özgül yakıt sarfıyatı, hacimsel verim, mekanik verim, yakıt dönüşüm verimi, salım yapılan oransal hava kirletici oranları ve hava kirleticilerin özgül salım miktarları hesaplanmıştır.

Deney düzeneği ile elde edilen veriler ve bu veriler aracılığıyla türetilen veriler kullanılarak, egzoz karşı basıncının test motorunun performansı üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Analizlerin yapılabilmesi için deney sonuçlarına ek olarak, bilimsel literatürde yer alan ve tezin ikinci ve üçüncü bölümlerinde de ayrıntılı olarak yer verilen teorik bilgiler kullanılmıştır.

6.1 Egzoz Devre Çapının Egzoz Karşı Basıncı ve Maksimum Motor Gücü Üzerindeki Etkileri

Deneysel çalışmada, egzoz devresi üzerine yerleştirilen orifisler kullanılarak egzoz devre çapının en düşük olduğu kesitin genişliği değiştirilmiştir. Böylece, farklı çaplardaki orifislerle egzoz karşı basıncı yükseltilmiştir. Değişik çaplardaki beş farklı orifis kullanımı ve farklı motor yüklerinde 1600 devir/dk motor hızında egzoz karşı basıncının ölçülen değerleri Tablo 6.1’de gösterilmiştir.

Tablo 6.1 Egzoz devresi üzerine yerleştirilen farklı çaplardaki orifisler kullanımında ve farklı motor yüklerinde egzoz karşı basıncı değerleri

Orifis No.	Orifis Çapı (mm)	Egzoz karşı basıncı (kPa)					Ulaşılabilen azami motor yükü
		8 Nm	16 Nm	24 Nm	32 Nm	40 Nm	
Orifis 1	28	1,2748	1,2748	1,2759	1,2842	1,2852	48,02 Nm’de 1,2921
Orifis 2	24	1,7640	1,7582	1,7866	1,7791	1,7800	47,97 Nm’de 1,799
Orifis 3	20	2,9425	2,9423	2,9706	3,0115	3,0290	47,89 Nm’de 3,0853
Orifis 4	16	6,9356	7,0395	7,2912	7,3523	7,3214	47,62 Nm’de 7,4822
Orifis 5	12	24,1057	24,3849	25,0422	25,3891	25,9458	46,43 Nm’de 26,2589

Yukarıda gösterilen tabloda, en solda yer alan sütun sırasıyla orifis numaralarını, soldan ikinci sırada yer alan sütun her bir orifisin çapını, diğer sütunlar ise egzoz karşı basıncının verilen motor yüklerindeki değerini göstermektedir. En sağdaki sütun ise farklı orifislerle ulaşılabilen en yüksek motor yükü koşullarında ölçülen egzoz karşı basıncı değerlerini göstermektedir. Bu sütunda gösterilen değerler dikkate alındığında, egzoz karşı basıncı yükseldikçe motorda üretilen maksimum gücün önemli ölçüde azaldığı görülmektedir. Örneğin, 28 mm çapa sahip 1 numaralı orifis kullanımında 48,02 Nm motor yüküne ulaşılabilirken, orifis çapı küçüldükçe ulaşılabilen değer düşüyor ve 12 mm çapa sahip 5 numaralı orifis kullanımında 46,43 Nm değerine kadar indiği görülmektedir.

Tablo 6.1’de gösterilen egzoz karşı basıncı değerleri dikkate alındığında, egzoz karşı basıncının motor yüküyle doğru orantılı olarak yükseldiği ancak motor yükünün egzoz karşı basıncı üzerinde çok fazla etkisi olmadığı görülmektedir. Tablodaki değerler irdelendiğinde, motor yükünün 8 Nm’den ilgili orifis ile elde edilebilen en yüksek motor yüküne çıkartılmasıyla, egzoz karşı basıncının 1 numaralı orifis için %1,35 oranında yükselirken, diğer orifisler için sırasıyla %1,98, %4,8 ve %7,8 oranlarında yükseldiği ve 5 numaralı orifis için %8,9 oranında yükseldiği görülmektedir. Bu durum, orifis çapı küçüldükçe motor yüküne bağlı olarak egzoz karşı basınç artış oranının da yükseldiğini göstermektedir.

Egzoz karşı basıncının herhangi bir motor yükünde, orifis çapına göre değişimi dikkate alındığında üstel bir artış olduğu dikkat çekmektedir. Özellikle, orifis çapının 12 mm olduğu 5 numaralı orifis kullanımında egzoz karşı basıncının keskin bir şekilde arttığı görülmektedir.

Yapılan deneylerde, orifisler kullanılarak ulaşılan karşı basınç değerlerinin, literatürde yer alan ve egzoz devresi üzerine yerleştirilen çeşitli sistemlerin egzoz karşı basıncı üzerindeki etkilerinin değerlendirildiği çalışmalarda ulaşılan egzoz karşı basınç değerlerine benzerlik gösterdiği dikkat çekmektedir. Örneğin, Baldosso vd. (2020) tarafından yapılan ve egzoz devresi üzerine yerleştirilen bir ORC sistem modellemesi yapılan çalışmada, eklenen sistem sebebiyle egzoz karşı basıncın 3 kPa’dan 6 kPa’ya kadar yükseldiği, Li vd. (2020) tarafından yapılan ve DOC + DPF sistemlerinin egzoz karşı basıncı üzerindeki etkilerinin değerlendirildiği bir diğer çalışmada egzoz karşı basıncının 10 kPa’ya kadar yükseltildiği, Karvountzis-Kontakiotis vd. (2017) tarafından yapılan bir diğer ORC sistem modellemesinde ise egzoz karşı basıncının yaklaşık 5 kPa’dan 26 kPa’ya kadar çıkartıldığı görülmektedir. Literatür taraması bölümünde detaylıca incelenen pek çok diğer çalışmalarda da egzoz devresi üzerine yerleştirilen çeşitli sistemler sebebiyle egzoz karşı basıncının 1-2 kPa seviyelerinden 25-30 kPa seviyelerine kadar çok değişen aralıklarla yükseltildiği görülmüştür. Bu amaçla, yapılan deneysel çalışmalarda kullanılan orifisler ile oluşturulan ilave egzoz karşı basıncı değerlerinin, egzoz devresi üzerine yerleştirilen sistemlerin sebep olduğu karşı basınç değerlerine benzerlik gösterdiği görülmektedir.

6.2 Egzoz Karşı Basıncının Yanma Performansı Üzerindeki Etkilerinin Analizi

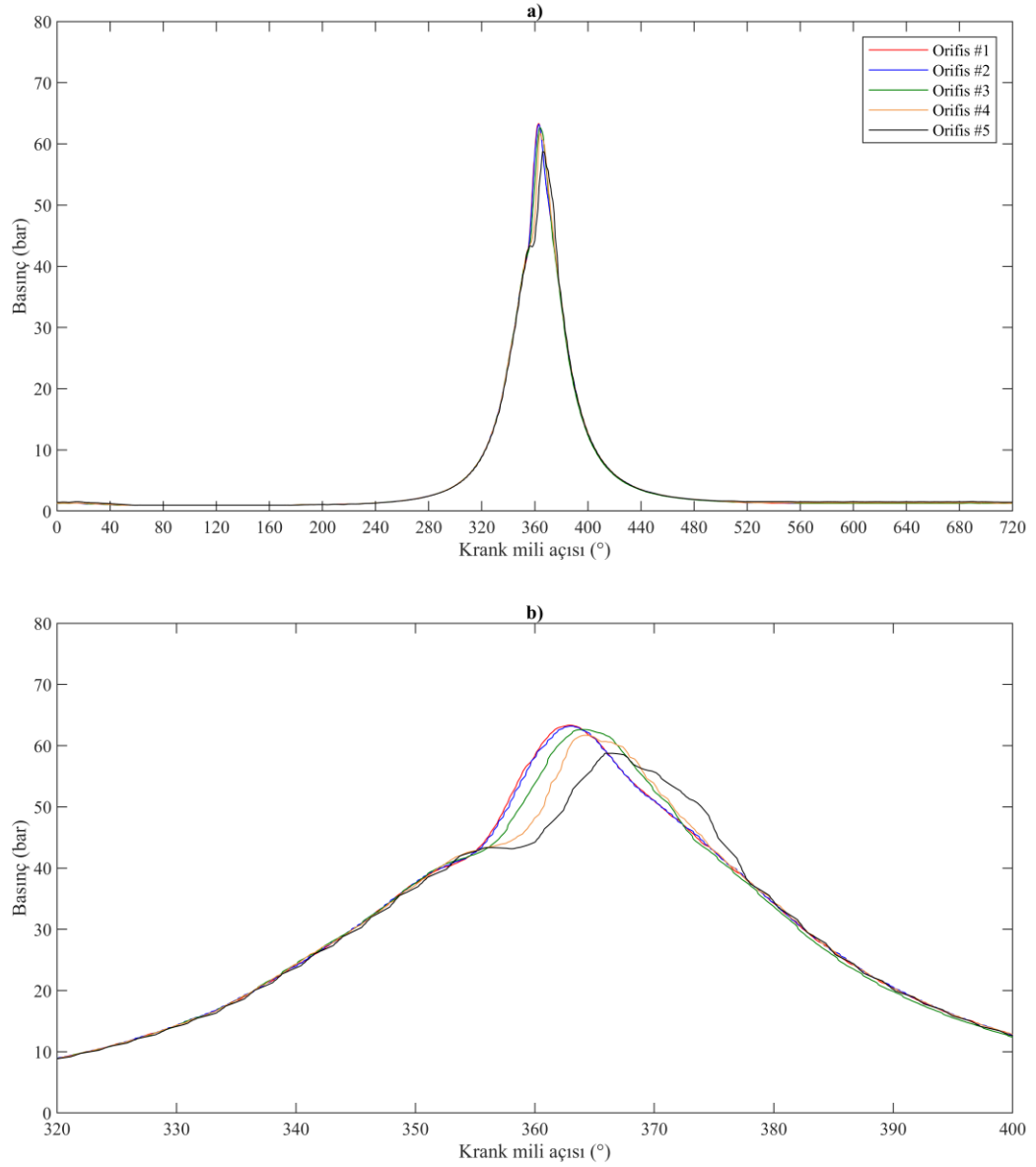
Deneylerde yükseltileen egzoz karşı basıncının, motorda gerçekleşen yanma performansı üzerindeki etkilerinin analiz edilebilmesi için deney düzeneği ile elde edilen ölçüm sonuçları, açık ve kapalı indikatör diyagramlarını oluşturmak için kullanılmıştır.

6.2.1 Açık İndikatör Diyagramları

Açık indikatör diyagramları, anlık silindir içi basıncın krank mili açına göre değişimini gösteren diyagramlardır. Bu diyagramlara $p-\theta$ diyagramları da denmektedir. Ölçülen anlık silindir içi basınç ve krank mili açısı değerleri kullanılarak her bir ölçüm noktası için ayrı ayrı olmak üzere açık indikatör diyagramları oluşturulmuştur.

Açık indikatör diyagramları kullanılarak, hızlı basınç yükselmesi ve kontrollü yanma evrelerinin başlangıç ve bitiş noktalarındaki basınç ve krank mili açısı değerleri, yanma evrelerinin uzunlukları, hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç yükselme hızı ($dp/d\theta$) ve maksimum silindir içi basıncın elde edildiği noktadaki basınç ve krank mili açısı değerleri elde edilmiştir.

Şekil 6.1'de 8 Nm motor yükünde beş farklı egzoz karşı basınç değeri için elde edilen açık indikatör diyagramları gösterilmiştir. Şekil 6.1-a'da gösterilen diyagramlar, dört zamanlı olan test motorunun bir çevrimini oluşturan, krank milinin 720 derecelik hareketini, Şekil 6.1-b'de gösterilen diyagramlar ise çevrimde yalnızca yanma olan zamanları kapsamaktadır.



Şekil 6.1 8 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramları a) Tüm çevrim için b) Yalnızca yanma zamanları için

Yukarıdaki diyagramlarda görüldüğü üzere, farklı çapta orifisler kullanılmasıyla egzoz karşı basıncının değiştirilmesi, açık indikatör diyagramları üzerinde farklılıklara sebep olmaktadır. Detaylı inceleme yapıldığında, basınç eğrilerinin, püskürtme zamanına kadar birbirine çok yakın olarak devam ettiği, tutuşma gecikmesi süreçlerinden başlamak üzere kontrollü yanma evresinin sonuna kadar geçen süreçte ise farklılık gösterdiği görülmektedir.

Değişen egzoz karşı basınç değerlerindeki basınç eğrileri için, açık indikatör diyagramı üzerinden elde edilen yanma zamanları ile ilgili detaylı bilgiler Tablo 6.2’de gösterilmiştir.

Tablo 6.2 8 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramından elde edilen yanma zamanları ile ilgili veriler

Özellik	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
Tutuşma gecikmesi süresi	°	16	16	17,2	19,4	19,9
Hızlı basınç yükselmesi başlangıç zamanı	°	354,2	354,2	355,4	357,6	358,1
Hızlı basınç yükselmesi başlangıç basıncı	bar	41,47	41,54	42,84	44,04	43,16
Hızlı basınç yükselmesi basınç artış hızı	dp/dθ	2,79	2,57	2,49	2,86	1,99
Kontrollü yanma başlangıç zamanı	°	361,9	362,5	363,2	363,7	365,9
Kontrollü yanma başlangıç basıncı	bar	62,92	62,9	62,29	61,5	58,75
Maksimum basınç değeri	bar	63,34	63,18	62,62	61,69	58,76
Maksimum basınç zamanı	°	362,8	362,9	364,2	364,2	365,9

Yukarıdaki tabloda ve Şekil 6.1’de görüldüğü üzere, 8 Nm motor yükü için egzoz karşı basınçlarının değişimi motordaki yanma karakteristiğini önemli ölçüde değiştirmektedir. Daha küçük çaplı orifis kullanımı sonucu, egzoz karşı basıncının artışıyla, tutuşma gecikmesi süreci uzamaktadır. Buna paralel olarak hızlı basınç yükselmesinin başlangıç zamanının da geciktiği görülmektedir. 28 mm çapındaki 1 numaralı orifis kullanımında, tutuşma gecikmesi 16° sürerken orifis çapı küçüldükçe sürecin uzadığı ve 20 mm çapındaki 3 numaralı orifis kullanımında 17,2° ve 12 mm çaplı 5 numaralı orifis kullanımında 19,9° noktalarına ulaştığı görülmüştür. Hızlı basınç yükselme evresi başlangıç noktalarına paralel olarak, bu evrenin bitiş noktalarının da geciktiği görülmektedir. Hızlı basınç yükselmesi evresinin sona erdiği ve kontrollü yanma evresinin başladığı krank mili açısının, 1 numaralı orifis kullanımında 361,9° değerindeyken egzoz karşı basınç değerinin artışıyla 3 numaralı orifiste 363,2° ve 5 numaralı orifiste 365,9° olduğu görülmektedir.

Hızlı basınç yükselmesi sürecindeki basınç artış hızları karşılaştırıldığında, birim krank mili açısı başına basınç artışının 1 numaralı orifis kullanımında 2,79 bar/θ

olurken, egzoz karşı basıncı yükseldikçe genel olarak düştüğü ve 3 numaralı orifis kullanımında 2,49 bar/θ ve 5 numaralı orifis kullanımında 1,99 bar/θ olduğu görülmektedir.

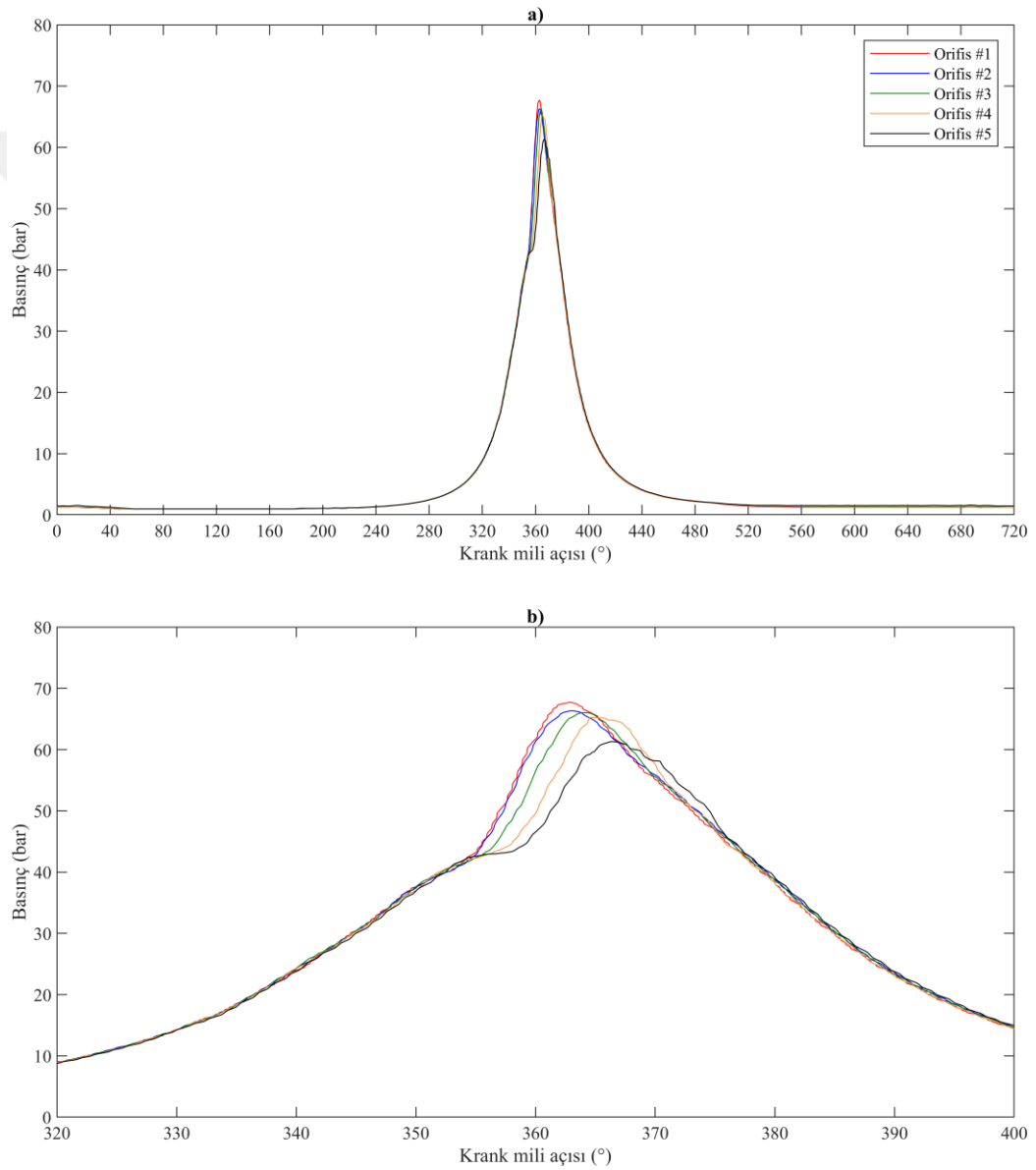
Basınç yükselme hızı karşılaştırmaları konusunda, 4 numaralı orifis kullanımında bir istisna olduğu ve buradaki değerin daha yüksek olduğu dikkat çekmektedir. Bu farklılığın en muhtemel sebebinin, diyagramları oluşturan eğrilerin genel şeklinden kaynaklandığı söylenebilir. 4 numaralı orifis kullanımına ait basınç eğrisi haricindeki basınç eğrilerinde, hızlı basınç yükselmesi sonrasında kontrollü yanma evresinde, eğrinin maksimum basıncın ölçüldüğü noktaya kadar daha küçük bir açı ile seyrettiği görülürken 4 numaralı eğride daha büyük bir açı ile seyrettiği görülmektedir. 4 numaralı orifis kullanımında, hızlı basınç yükselmesi evresinde, pistonun genişleme hareketi kaynaklı hacim artışı sebebiyle basınç yükseliş trendinde bir kırılmaya sebep olduğu değerlendirilebilir. Hacim artışı sebebiyle, silindir içerisinde tutuşma gecikmesi sırasında oluşan hava-yakıt karışımının çok hızlı bir şekilde tutuşarak yandığı hızlı basınç yükselmesi evresinde, basınç eğrisinin kırılması, hızlı basınç yükselmesi evresinin daha hızlı bir şekilde sona ermesine veya sona ermiş gibi görünmesine sebep olabilir. Bu önermeyi desteklemek üzere hızlı basınç yükselmesi evresinin krank mili cinsinden uzunluklarının karşılaştırması yapıldığında, 4 numaralı orifis kullanımı haricindeki ölçümlerde süreç uzunluğunun 7,7-8,3° arasında değiştiği ancak 4 numaralı orifis kullanımında bu sürecin 6,1° olduğu görülmektedir. Bu farklılık da basınç yükselme hızları konusundaki istisnai durumu açıklamaktadır.

Silindir içerisindeki maksimum silindir içi basınçların değeri ve bu değerin ölçüldüğü krank mili açıları değerlendirildiğinde, egzoz karşı basıncı artışıyla maksimum basınçların kademeli olarak düştüğü ve maksimum basınç noktasına ulaşılmasının da kademeli olarak geciktiği dikkat çekmektedir.

Silindir içi basınç diyagramları şekilsel olarak karşılaştırıldığında, daha büyük çaplı ve daha düşük egzoz karşı basıncına sebep olan orifisler kullanımında, yanma zamanlarındaki basınç eğrilerinin şekillerinin daha simetrik olduğu, ancak egzoz karşı

basıncı yükseldikçe eğrilerin giderek pozitif çarpık hale dönüştüğü dikkat çekmektedir.

Şekil 6.2’de 16 Nm motor yükünde elde edilen açık indikatör diyagramları gösterilmiştir. Şekil 6.2-a’da gösterilen diyagramlar, motorun bir çevrimini oluşturan krank milinin 720 derecelik hareketini, Şekil 6.2-b’de gösterilen diyagramlar ise çevrimde yalnızca yanma olan zamanları kapsamaktadır.



Şekil 6.2 16 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramları a) Tüm çevrim için b) Yalnızca yanma zamanları için

Değişen egzoz karşı basınç değerlerindeki basınç eğrileri için, açık indikatör diyagramı üzerinden elde edilen yanma zamanları ile ilgili detaylı bilgiler Tablo 6.3'te gösterilmiştir.

Tablo 6.3 16 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramından elde edilen yanma zamanları ile ilgili veriler

Özellik	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
Tutuşma gecikmesi süresi	°	16,9	17	18	19,8	20
Hızlı basınç yükselmesi başlangıç zamanı	°	355,1	355,2	356,2	358	358,2
Hızlı basınç yükselmesi başlangıç basıncı	bar	43,3	43,15	43,63	44,62	43,54
Hızlı basınç yükselmesi basınç artış hızı	dp/dθ	3,53	3,23	3,24	3,25	2,52
Kontrollü yanma başlangıç zamanı	°	361,9	362,3	362,8	363,7	365,4
Kontrollü yanma başlangıç basıncı	bar	67,28	66,06	65,06	63,16	61,74
Maksimum basınç değeri	bar	67,7	66,34	66,06	65,25	62,31
Maksimum basınç zamanı	°	362,7	363	364,2	365,5	366,4

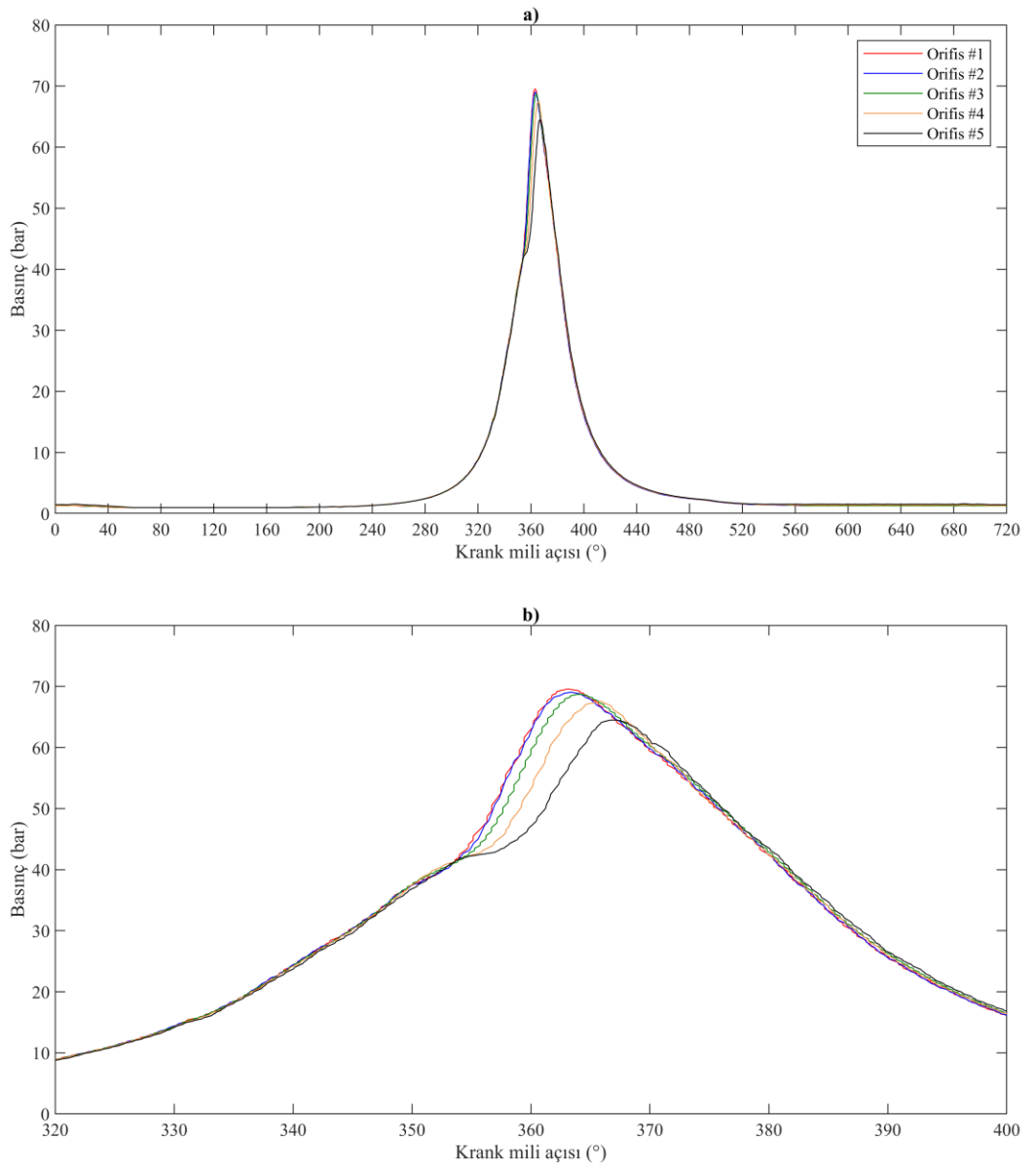
Tablo 6.3 ve Şekil 6.2'de görüldüğü üzere, 16 Nm motor yükünde de daha önceki bulgulara benzer bir şekilde egzoz karşı basıncının yükselmesiyle, yanma periyotlarının geciktiği, tutuşma gecikmesi sürecinin uzadığı, hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış hızının genel olarak azalma eğiliminde olduğu, silindir içerisindeki maksimum basınçların düştüğü ve maksimum basınca ulaşılan krank mili açısının kademeli olarak geciktiği görülmektedir. 16 Nm motor yükü için, egzoz karşı basıncı yükselmesinin tutuşma gecikmesi süreci üzerindeki etkisi değerlendirildiğinde, örneğin 1 numaralı orifisten 2 numaralı orifise geçiş yapıldığı durum gibi egzoz karşı basıncı değişiminin daha düşük olduğu durumda tutuşma gecikmesi sürecinde daha küçük bir uzama görülmektedir. Egzoz karşı basıncının daha yüksek olduğu bir durumda ise tutuşma gecikmesinde daha büyük bir artış oranı görülmektedir. Deney sonuçlarına göre, 1 numaralı orifis kullanımında tutuşma gecikmesi 16,9° olurken, bu değer 3 numaralı orifis kullanımında 18° ve 5 numaralı orifis kullanımında 20° seviyesine ulaştığı görülmektedir. Yanma süreçlerinin

uzunluğu açısından değerlendirme yapıldığında, özellikle tutuşma gecikmesi ve hızlı basınç yükselmesi evrelerinde geçen srelerin değişiminin toplam yanma süreçlerinin uzunluğunu etkilediği görülmektedir. Hızlı basınç yükselmesinin başlangıç anındaki aı ile başlangıç anındaki basınç değerleri birlikte değerlendirildiğinde, silindir içerisinde yanma başlamadan önceki basınç artış trendlerinin de birbirine göre değişiklik gösterdiği görülmektedir. Özellikle silindir içi basıncın yükseldiği, st l noktaya yakın noktalarda ölçülen basınç değerinin egzoz karşı basıncı arttıkça azaldığı görülmektedir. Yalnızca tutuşma başlangıcındaki basınç değerlerine bakıldığında, egzoz karşı basıncı artışıyla genel olarak bir artış tespit edilmektedir. Özellikle zamanlamaların birbirine çok yakın olduğu 1 numaralı orifis ve 2 numaralı orifis kullanımına ait hızlı basınç yükselmesinin başlangıç anındaki aı ile başlangıç anındaki basınç değerleri birlikte değerlendirildiğinde bu durum daha net olarak görülmektedir. Görüldüğü üzere, 1 numaralı orifis kullanımında 355,1° açısında 43,3 bar basınç ölçülürken, 2 numaralı orifis kullanımında 355,2° açısında 43,15 bar basınç ölçülmüştür. Normal koşullarda, krank mili açısındaki gecikme sebebiyle 2 numaralı orifis kullanımında daha yüksek bir silindir içi basınç değeri beklenirken daha düşük bir silindir içi basınç değeri ölçüldüğü görülmüştür. Daha küçük çaplardaki orifislerin kullanımında ise hızlı basınç yükselmesi evresinin çok daha geç başlamasından ve buna bağlı olarak silindir hacminin azalmış olmasından dolayı basınç değerlerinin daha yüksek olarak ölçüldüğü de görülmektedir. Yapılan ölçümlerde, hızlı basınç yükselmesi evresindeki krank mili açısı başına basınç artış hızının değişimleri karşılaştırıldığında, egzoz karşı basıncı artışıyla genel olarak bir azalma olduğu dikkat çekmektedir. Ancak, 2, 3 ve 4 numaralı orifis kullanımlarında bu azalma eğiliminin yaklaşık olarak düz bir çizgi haline geldiği dikkat çekmektedir.

Silindir içerisindeki maksimum silindir içi basınçların değeri ve bu değerin ölçüldüğü krank mili açıları değerlendirildiğinde, maksimum silindir içi basıncın ölçüldüğü, 1 numaralı orifis kullanımında 362,7°'de 67,7 bar basına ulaşıldığı, 3 numaralı orifis kullanımında 364,2°'de 66,06 bar basına ulaşıldığı ve 5 numaralı orifis kullanımında 366,4°'de 62,31 bar basına ulaşıldığı görülmektedir. Ayrıca, tüm orifis değerleri için kademeli olarak bir değişim olduğu ve egzoz karşı basıncı arttıkça maksimum silindir içi basınçların düştüğü ve bu basınçların ölçüldüğü krank mili

açılarının geciktiği gözlemlenmiştir. Silindir içi basınç diyagramları şekilsel olarak karşılaştırıldığında, elde edilen bulguların daha önceki ölçüm noktalarındaki bulgulara paralellik gösterdiği dikkat çekmektedir.

Şekil 6.3'te 24 Nm motor yükünde elde edilen açık indikatör diyagramları gösterilmiştir. Şekil 6.3-a'da gösterilen diyagramlar, motorun bir çevrimini oluşturan krank milinin 720 derecelik hareketini, Şekil 6.3-b'de gösterilen diyagramlar ise yanma olan zamanları kapsamaktadır.



Şekil 6.3 24 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramları a) Tüm çevrim için b) Yalnızca yanma zamanları için

Değişen egzoz karşı basınç değerlerindeki basınç eğrileri için açık indikatör diyagramı üzerinden elde edilen yanma zamanları ile ilgili detaylı bilgiler Tablo 6.4'te gösterilmiştir.

Tablo 6.4 24 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramından elde edilen yanma zamanları ile ilgili veriler

Özellik	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
Tutuşma gecikmesi süresi	°	15,4	15,8	16,1	16,8	18,8
Hızlı basınç yükselmesi başlangıç zamanı	°	353,6	354	354,3	355	357
Hızlı basınç yükselmesi başlangıç basıncı	bar	41,13	41,74	42,09	42,35	42,85
Hızlı basınç yükselmesi basınç artış hızı	dp/dθ	3,30	3,32	2,99	2,56	2,38
Kontrollü yanma başlangıç zamanı	°	362,1	362	362,8	364,5	365,9
Kontrollü yanma başlangıç basıncı	bar	69,14	68,27	67,57	66,72	64,09
Maksimum basınç değeri	bar	69,55	69,04	68,71	66,77	64,5
Maksimum basınç zamanı	°	362,9	363,4	364,2	364,6	366,7

Tablo 6.4 ve Şekil 6.3'te görüldüğü üzere, 24 Nm motor yükünde daha önceki bulgulara benzer bir şekilde egzoz karşı basıncının yükselmesiyle, yanma periyotlarının geciktiği, tutuşma gecikmesi sürecinin uzadığı, hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış hızının genel olarak azalma eğiliminde olduğu, silindir içerisindeki maksimum basınçların düştüğü ve maksimum basınca ulaşılan krank mili açısının kademeli olarak geciktiği görülmektedir. 24 Nm motor yükü için, egzoz karşı basıncı yükselmesinin tutuşma gecikmesi süreci üzerindeki etkisi değerlendirildiğinde, tutuşma gecikmesi sürecinin, egzoz karşı basıncının en düşük olduğu 1 numaralı orifis kullanımı durumunda 15,4° olarak ölçülürken, karşı basıncın yükselmesiyle kademeli olarak yükselerek 3 numaralı orifis kullanımında 16,1° ve 5 numaralı orifis kullanımında 18,8° olduğu görülmektedir. Farklı egzoz karşı basınçları için ilgili motor yükünde yapılan ölçümler değerlendirildiğinde, egzoz karşı basıncı arttıkça hızlı basınç yükselmesi evresinin daha geç başladığı ve hızlı basınç yükselmesi evresi süresince basınç artış hızının kademeli olarak düştüğü görülmektedir. Daha düşük motor yüklerinde incelemelerde bulunulan daha önceki ölçüm noktalarında

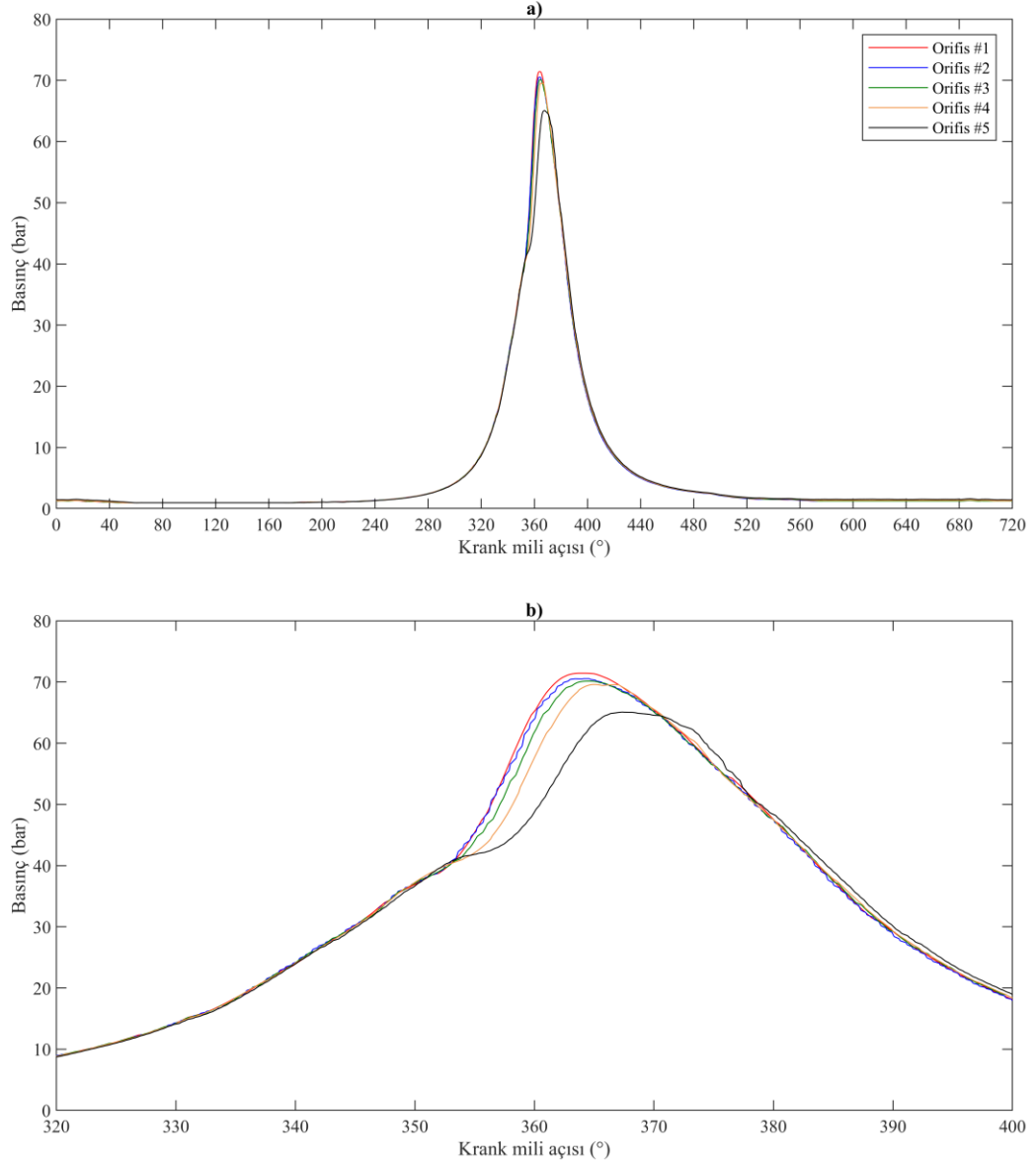
tespit edilen, hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış hızının değişiminin bu ölçüm noktasında lineere daha yakın bir şekilde azaldığı dikkat çekmektedir. Bu ölçüm noktası özelinde dikkat çeken istisnai durum ise 1 numaralı orifis kullanımıyla 2 numaralı orifis kullanımı arasında yapılan karşılaştırmada egzoz karşı basıncı artmasına rağmen basınç artış hızının azalmamış, aksine artmış olmasıdır. Ancak, bu iki ölçüm noktasındaki ölçüm değerlerinin birbirine çok yakın olması ve artış değerinin çok düşük olması sebebiyle bu istisna dikkate alınmamıştır.

24 Nm motor yükü için yanma karakteristikleri ve yanma süreçlerinin uzunlukları açısından değerlendirme yapıldığında, tespit edilen hususların daha düşük motor yüklerinin analiz edildiği önceki ölçüm noktalarında tespit edilen hususlara paralellik gösterdiği görülmektedir. Buna göre, bu ölçüm noktasında da egzoz karşı basıncı yükseldikçe tutuşma gecikmesi sürelerinde uzama görülmesine rağmen hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artışına bağlı olarak tespit edilen iş kazanımının daha düşük olduğu dikkat çekmektedir. Elde edilen ölçüm verilerinden tespit edildiği üzere, egzoz karşı basıncı artışıyla kontrollü yanma evresinin başlangıç zamanlarının geciktiği ve kontrollü yanma evrelerinde geçen sürelerin azaldığı görülmektedir. Ayrıca, diyagramların kapladığı alanlar dikkate alındığında, egzoz karşı basıncı yükseldikçe tüm yanma zamanlarında üretilen brüt iş değerlerinin azalacağı öngörülebilir.

Silindir içerisindeki maksimum silindir içi basınçların değeri ve bu değer in ölçüldüğü krank mili açıları değerlendirildiğinde, maksimum silindir içi basıncın ölçüldüğü, 1 numaralı orifis kullanımında 362,9°'de 69,55 bar basınca ulaşıldığı, 3 numaralı orifis kullanımında 364,2°'de 68,71 bar basınca ulaşıldığı ve 5 numaralı orifis kullanımında 366,7°'de 64,55 bar basınca ulaşıldığı görülmektedir. Tüm orifis değerleri için kademeli olarak bir değişim olduğu ve egzoz karşı basıncı arttıkça maksimum silindir içi basınçların düştüğü ve bu basınçların ölçüldüğü krank mili açılarının geciktiği gözlemlenmiştir.

Şekil 6.4'te 32 Nm motor yükünde beş farklı egzoz karşı basınç değeri için elde edilen açık indikatör diyagramları gösterilmiştir. Şekil 6.4-a'da gösterilen

diyagramlar, motorun bir çevrimini oluşturan krank milinin 720 derecelik hareketini, Şekil 6.4-b’de gösterilen diyagramlar ise çevrimde yalnızca yanma olan zamanları kapsamaktadır.



Şekil 6.4 32 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramları a) Tüm çevrim için b) Yalnızca yanma zamanları için

Değişen egzoz karşı basınç değerlerindeki basınç eğrileri için açık indikatör diyagramı üzerinden elde edilen yanma zamanları ile ilgili detaylı bilgiler Tablo 6.5’te gösterilmiştir.

Tablo 6.5 32 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramından elde edilen yanma zamanları ile ilgili veriler

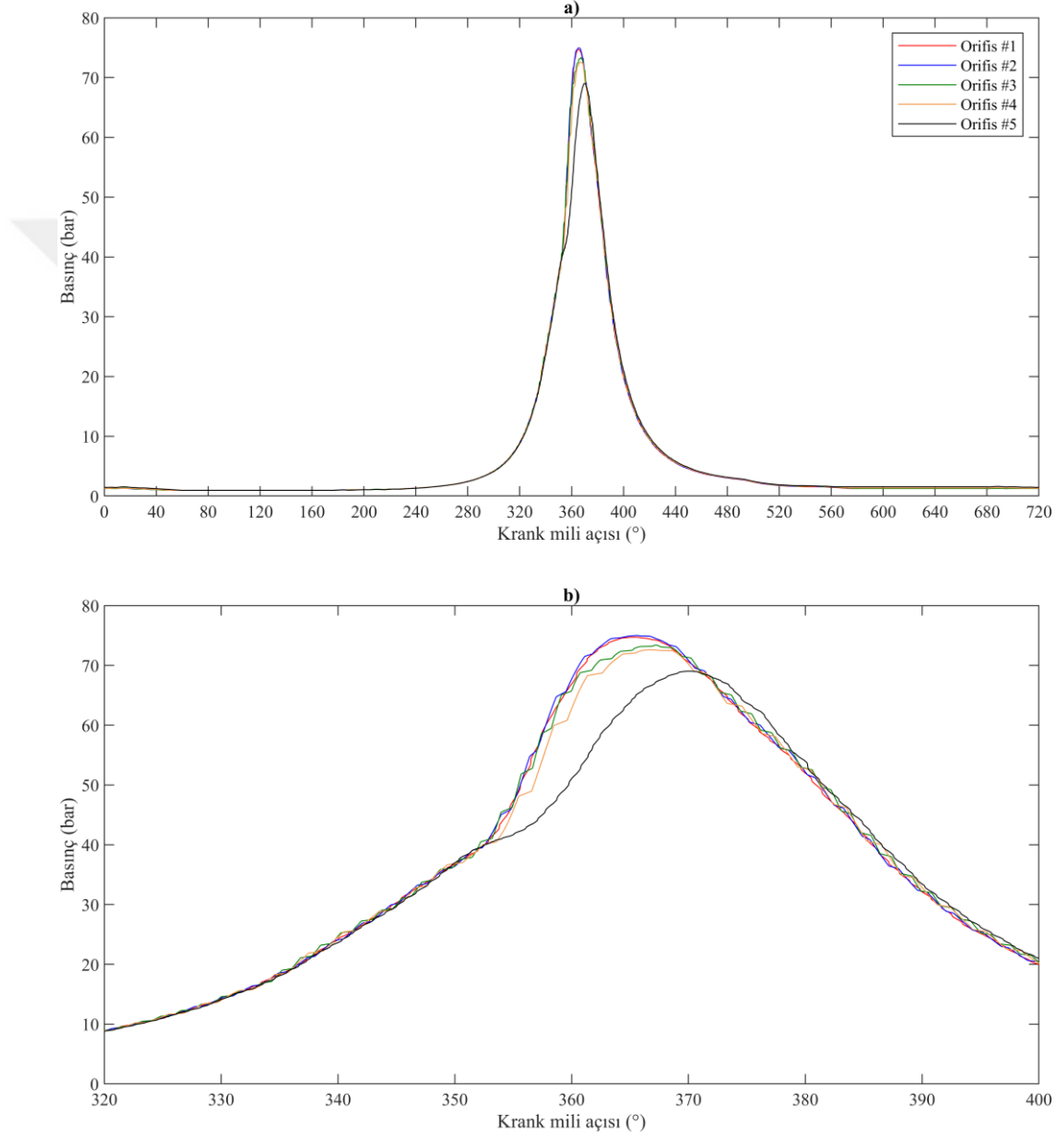
Özellik	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
Tutuşma gecikmesi süresi	°	13,8	14,2	15,6	15,9	19
Hızlı basınç yükselmesi başlangıç zamanı	°	352	352,4	353,8	354,1	357,2
Hızlı basınç yükselmesi başlangıç basıncı	bar	38,75	39,26	41,08	41,2	43,23
Hızlı basınç yükselmesi basınç artış hızı	dp/dθ	2,91	2,94	2,96	2,71	2,35
Kontrollü yanma başlangıç zamanı	°	363,2	363	363,5	364,5	366,4
Kontrollü yanma başlangıç basıncı	bar	71,35	70,43	69,85	69,43	64,85
Maksimum basınç değeri	bar	71,42	70,53	70,13	69,58	65,05
Maksimum basınç zamanı	°	363,7	364,5	364,4	365	367,5

Tablo 6.5 ve Şekil 6.4'te görüldüğü üzere, 32 Nm motor yükünde, daha önceki bulgulara benzer bir şekilde egzoz karşı basıncının yükselmesiyle, yanma zamanlarının geciktiği, tutuşma gecikmesi sürecinin uzadığı, hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış hızının genel olarak azalma eğiliminde olduğu, silindir içerisindeki maksimum basınçların düştüğü ve maksimum basınca ulaşılan krank mili açısının kademeli olarak geciktiği görülmektedir. 32 Nm motor yükü için, egzoz karşı basıncı yükselmesinin tutuşma gecikmesi süreci üzerindeki etkisi değerlendirildiğinde, tutuşma gecikmesi sürecinin, egzoz karşı basıncının en düşük olduğu 1 numaralı orifis kullanımı durumunda 13,8° olarak ölçülürken karşı basıncın yükselmesiyle kademeli olarak yükselerek 3 numaralı orifis kullanımında 15,6° ve 5 numaralı orifis kullanımında 19° olduğu görülmektedir. Farklı egzoz karşı basınçları için ilgili motor yükünde yapılan ölçümler değerlendirildiğinde egzoz karşı basıncı arttıkça hızlı basınç yükselmesi evresinin daha geç başladığı ve hızlı basınç yükselmesi evresi süresince basınç artış hızının kademeli olarak düştüğü görülmektedir. Daha düşük motor yüklerinde incelemelerde bulunulan daha önceki ölçüm noktalarında tespit edilen, hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış hızının değişiminin bu ölçüm noktasında lineerden daha uzak bir şekilde azaldığı, hatta 1, 2 ve 3 numaralı orifisler arasında küçük oranlarda arttığı dikkat çekmektedir.

32 Nm motor yükü için yanma karakteristikleri ve yanma süreçlerinin uzunlukları açısından değerlendirme yapıldığında, tespit edilen hususların daha düşük motor yüklerinin analiz edildiği önceki ölçüm noktalarında tespit edilen hususlara paralellik gösterdiği görülmektedir. Buna göre, bu ölçüm noktasında da egzoz karşı basıncı yükseldikçe tutuşma gecikmesi sürelerinde uzama görülmesine rağmen hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artışına bağlı olarak tespit edilen iş kazanımının daha düşük olduğu dikkat çekmektedir. Elde edilen ölçüm verilerinden tespit edildiği üzere, egzoz karşı basıncı artışıyla kontrollü yanma evresinin başlangıç zamanlarının geciktiği ve kontrollü yanma evrelerinde geçen sürelerin azaldığı görülmektedir. Diyagramlarda görüldüğü gibi tüm egzoz karşı basıncı değerleri için yanma sonu zamanları birbirine yakın olsa da yanmanın başladığı zamanlar arasında egzoz karşı basıncı arttıkça bir gecikme olmaktadır.

Silindir içi maksimum basınç değerlerinin değeri ve bu değerlerin elde edildiği krank mili açıları dikkate alındığında ve basınç diyagramları şekilsel olarak karşılaştırıldığında, elde edilen bulguların daha önceki ölçüm noktalarındaki bulgulara paralellik gösterdiği dikkat çekmektedir. Bu ölçüm noktasında elde edilen verilerin önceki ölçüm noktalarıyla karşılaştırması yapıldığında dikkat çeken iki temel husus tespit edilmiştir. Bunlardan ilki, 32 Nm motor yükünde hızlı basınç yükselmesi evresinde silindir içerisinde basınç yükselme eğrisinin açısının evrenin sonlarına doğru azalmasıdır. Başka bir ifade ile her bir egzoz karşı basınç değeri için, hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış hızının evrenin başlarında daha hızlı seyrederken evrenin sonlarına doğru orantılı olarak düştüğü tespit edilmiştir. İkinci husus ise, 32 Nm motor yükünde, kontrollü yanma evresinin başlangıcında tespit edilen basınç artış karakteristiklerinin daha düşük motor yüklerindeki kontrollü yanma evrelerinin başlangıcındaki basınç artış karakteristiklerine göre farklılık göstermesidir. Daha düşük motor yüklerinde, kontrollü yanma evresinin başlangıcında basınç artışı devam ederken, 32 Nm motor yükünde sabit basınca yakın bir durum gözlemlenmiştir. Bu durumun, motor yükü arttıkça yanma zamanlarının gecikmesine dayandığı değerlendirilmiştir. Yanma zamanları geciktikçe, piston üst ölü noktayı geçerek genişleme yönünde hareket etmesi sebebiyle silindir içerisindeki basıncı arttırmak için daha fazla enerji sarf edilmesi gerekmesi gerekeceği öngörülebilir.

Şekil 6.5'te 40 Nm motor yükünde beş farklı egzoz karşı basınç değeri için açık indikatör diyagramları gösterilmiştir. Şekil 6.5-a'da gösterilen diyagramlar, motorun bir çevrimini oluşturan krank milinin 720 derecelik hareketini, Şekil 6.5-b'de gösterilen diyagramlar ise çevrimde yalnızca yanma olan zamanları kapsamaktadır.



Şekil 6.5 40 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramları a) Tüm çevrim için b) Yalnızca yanma zamanları için

Değişen egzoz karşı basınç değerlerindeki basınç eğrileri için açık indikatör diyagramı üzerinden elde edilen yanma zamanları ile ilgili detaylı bilgiler Tablo 6.6’da gösterilmiştir.

Tablo 6.6 40 Nm motor yükü için açık indikatör diyagramından elde edilen yanma zamanları ile ilgili veriler

Özellik	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
Tutuşma gecikmesi süresi	°	13,8	14,1	13,3	15,4	18,6
Hızlı basınç yükselmesi başlangıç zamanı	°	352	352,3	351,5	353,6	356,8
Hızlı basınç yükselmesi başlangıç basıncı	bar	39,1	39,49	37,87	40,48	43,61
Hızlı basınç yükselmesi basınç artış hızı	dp/dθ	2,91	3,15	2,79	2,91	2,04
Kontrollü yanma başlangıç zamanı	°	364,2	363,4	363,4	364,4	369,1
Kontrollü yanma başlangıç basıncı	bar	74,57	74,49	71,14	71,89	68,71
Maksimum basınç değeri	bar	74,69	75	73,39	72,62	69,02
Maksimum basınç zamanı	°	364,9	365,7	367,2	366,6	370,1

Tablo 6.6 ve Şekil 6.5’te görüldüğü üzere, 40 Nm motor yükünde, daha önceki bulgulara benzer bir şekilde egzoz karşı basıncının yükselmesiyle, yanma periyotlarının geciktiği, tutuşma gecikmesi sürecinin uzadığı, hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış hızının genel olarak azalma eğiliminde olduğu, silindir içerisindeki maksimum basınçların düştüğü ve maksimum basınca ulaşılan krank mili açısının kademeli olarak geciktiği görülmektedir. Ancak, bu motor yükünde kayda değer istisnalar saptanmıştır. 40 Nm motor yükü için, egzoz karşı basıncı yükselmesinin tutuşma gecikmesi süreci üzerindeki etkisi değerlendirildiğinde, tutuşma gecikmesi sürecinin, egzoz karşı basıncının en düşük olduğu 1 numaralı orifis kullanımı durumunda 13,8° olarak ölçülürken karşı basıncın yükselmesiyle 2 numaralı orifis kullanımında 14,1°, 4 numaralı orifis kullanımında 15,4° ve 5 numaralı orifis kullanımında 18,6° olduğu görülmektedir. Ancak, ilgili tabloda görüldüğü üzere 3 numaralı orifis kullanımında tutuşma gecikmesi sürecinin kısaldığı görülmektedir. Bu durumun sebebi, 3 numaralı orifis kullanımında hızlı basınç yükselmesi sürecinin daha erken başlamasıdır. Tekrar eden ölçümlerde de benzer sonuçların elde edildiği dikkate alındığında diğer tüm ölçümlere kıyasla 40 Nm motor yükünde 3 numaralı orifis

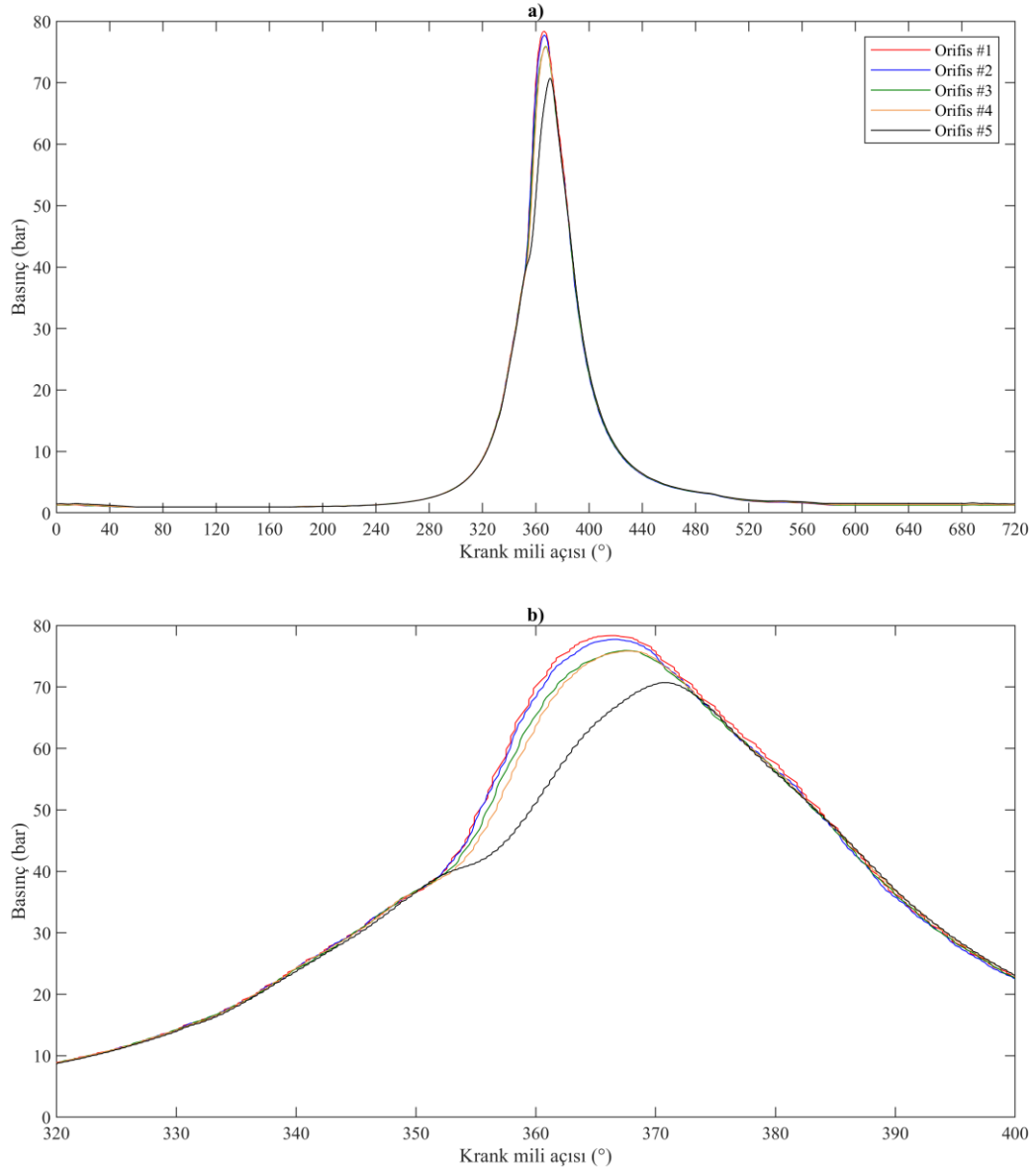
kullanımında tutuşma gecikmesi sürecini deney prosedürleri kapsamında değerlendirmeye alınmayan veya ölçülemeyen çeşitli parametrelere bağlı olarak değişebileceği öngörülmüştür.

Hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış hızı değerlendirildiğinde, artış hızının egzoz karşı basıncı artışıyla önce arttığı daha sonra ise kademeli olarak azaldığı dikkat çekmektedir. Daha düşük motor yüklerindeki basınç artış hızı değişim eğilimleriyle karşılaştırıldığında, 1 ve 2 numaralı orifisler kullanımında görülen düşük egzoz karşı basınçlarında basınç artış hızının arttığı ancak, 4 ve 5 numaralı orifisler kullanımında görülen daha yüksek egzoz karşı basınçlarında kademeli olarak azaldığı tespit edilmiştir.

Egzoz karşı basıncı artışının 40 Nm motor yükünde açık indikatör diyagramları üzerindeki etkilerinin değerlendirildiği deney sonuçlarında, 2 numaralı orifis kullanımında daha yüksek egzoz karşı basıncı ile elde edilen silindir içi basınç dağılımının daha düşük motor yüklerindeki ölçümlere zıt olarak 1 numaralı orifis kullanımında elde edilen basınç dağılımına göre daha yüksek değerlerde seyrettiği tespit edilmiştir. Bu durumun sebebi olarak, 1 ve 2 numaralı orifislerle elde edilen egzoz karşı basınçları, değer olarak farklı olsa da genel olarak açık indikatör diyagramları üzerindeki etkileri yönünden çok farklı etkilere sahip olmaması, yalnızca çok küçük değişimlere sebep olması gösterilebilir.

Elde edilen ölçüm verilerinden tespit edildiği üzere egzoz karşı basıncı artışıyla kontrollü yanma evresinin başlangıç zamanlarının geciktiği ve kontrollü yanma evrelerinde geçen sürelerin azaldığı görülmektedir. Diyagramlarda görüldüğü gibi tüm egzoz karşı basıncı değerleri için yanma sonu zamanları birbirine yakın olsa da yanmanın başladığı zamanlar arasında egzoz karşı basıncı arttıkça bir gecikme olmaktadır. Silindir içi maksimum basınç değerlerinin değeri ve bu değerlerin elde edildiği krank mili açıları dikkate alındığında ve basınç diyagramları şekilsel olarak karşılaştırıldığında, elde edilen bulguların daha önceki ölçüm noktalarındaki bulgulara paralellik gösterdiği dikkat çekmektedir.

Şekil 6.6’da herhangi bir orifisle ulaşılabilen en yüksek motor yükünde beş farklı egzoz karşı basınç değeri için elde edilen açık indikatör diyagramları gösterilmiştir. Şekil 6.6-a’da gösterilen diyagramlar, motorun bir çevrimini oluşturan krank milinin 720 derecelik hareketini, Şekil 6.6-b’de gösterilen diyagramlar ise çevrimde yalnızca yanma olan zamanları kapsamaktadır.



Şekil 6.6 Her bir orifis ile ulaşılabilen en yüksek motor yükleri için açık indikatör diyagramları a) Tüm çevrim için b) Yalnızca yanma zamanları için

Değişen egzoz karşı basınç değerlerindeki basınç eğrileri için açık indikatör diyagramı üzerinden elde edilen ve yanma zamanları ile ilgili detaylı bilgiler Tablo 6.7’de gösterilmiştir.

Tablo 6.7 Her bir orifis için ulaşılabilen en yüksek yükleri için açık indikatör diyagramından elde edilen yanma zamanları ile ilgili veriler

Özellik	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
Tutuşma gecikmesi süresi	°	12,9	13,3	13,4	13,9	16,8
Hızlı basınç yükselmesi başlangıç zamanı	°	351,1	351,5	351,6	352,1	355
Hızlı basınç yükselmesi başlangıç basıncı	bar	38,02	38,3	38,44	38,8	41,39
Hızlı basınç yükselmesi basınç artış hızı	dp/dθ	3,06	3,02	2,85	2,71	2,00
Kontrollü yanma başlangıç zamanı	°	364	364,2	364	365,5	369,3
Kontrollü yanma başlangıç basıncı	bar	77,43	76,62	73,83	75,06	70,03
Maksimum basınç değeri	bar	78,36	77,75	75,92	75,82	70,69
Maksimum basınç zamanı	°	366,3	366,6	367,4	367,7	370,7

Tablo 6.7 ve Şekil 6.6’da görüldüğü üzere, her bir orifis kullanılarak ulaşılabilen en yüksek motor yüklerinde, daha düşük motor yüklerinde elde edilen bulgulara paralel olarak yanma periyotlarının geciktiği, tutuşma gecikmesi sürecinin uzadığı, hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış hızının genel olarak azalma eğiliminde olduğu, silindir içerisindeki maksimum basınçların düştüğü ve maksimum basınca ulaşılan krank mili açısının kademeli olarak geciktiği görülmektedir. Bu ölçümlerde tüm orifisler için motor yükleri eşit olmadığı için eşit yükler altında bir karşılaştırma olasılığı da bulunmamaktadır. Ancak, en yüksek motor yüküne ulaşılabilen koşullarda yapılan ölçümlerde, motorun en yüksek yüküne ulaşılabilmesi için silindir içerisine püskürtülen yakıt miktarının ayarlanmasını sağlayan yakıt pompası kremayer dişlisinin kontrolünü yapan gaz kolunun her bir ölçümde mümkün olan en yüksek seviyeye alınması gerekmiştir. Bu durumda her bir ölçümde silindir içerisine eşit miktarda yakıt gönderilmiştir. Bu sebeple, bu ölçüm grubunda yer alan ölçümlerin en ayırt edici özelliği, her bir farklı orifis kullanımında silindir içerisine çevrim başına gönderilen yakıt miktarının eşit olduğu durumda egzoz karşı basıncının etkisinin gözlemlenmesinin mümkün olmasıdır.

Tablo 6.1’de de görülebileceği üzere, egzoz karşı basıncı yükseltildikçe motorda üretilen azami motor yükleri kademeli olarak azalmıştır. Bu koşullarda, tutuşma gecikmesi süreçleri karşılaştırıldığında, egzoz karşı basıncı yükselmesiyle tutuşma gecikmesi süreçlerinin kademeli olarak uzadığı görülmektedir. Bu ölçüm grubunda, her bir silindir içerisine çevrimin aynı zamanında, eşit hızda ve eşit miktarda yakıt püskürtüldüğü dikkate alındığında tutuşma gecikmesi süreci uzadıkça hızlı yanma evresi öncesinde silindir içerisinde biriken yakıt miktarının artacağı değerlendirilmesi yapılabilir. Bu şartlar altında, hızlı basınç yükselmesi evresinde daha yüksek hızda bir yanma olması ve bu evre sonunda egzoz karşı basıncı arttıkça daha yüksek basınç değerlerine ulaşılması gerektiği düşünülebilir. Ancak, yapılan ölçümlerde, beklenenin aksine egzoz karşı basıncı artışıyla hızlı yanma süreçlerindeki basınç artış hızlarının azaldığı ve evre sonunda ulaşılabilen basınç değerlerinin kademeli olarak düştüğü görülmektedir.

Hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış hızı değerlendirildiğinde, artış hızının kademeli olarak azaldığı dikkat çekmektedir. Daha düşük motor yüklerindeki basınç artış hızı değişim eğilimleriyle karşılaştırıldığında daha farklı bir karakteristik gözlenmiş olmasının temel sebebinin bu ölçüm grubunda motor yüklerinin eşit olmaması gösterilebilir.

Elde edilen ölçüm verilerinden tespit edildiği üzere egzoz karşı basıncı artışıyla kontrollü yanma evresinin başlangıç zamanlarının geciktiği ve kontrollü yanma evrelerinde geçen sürelerin azaldığı görülmektedir. Diyagramlarda görüldüğü gibi tüm ölçüm gruplarında yanmanın başladığı zamanlar arasında egzoz karşı basıncı arttıkça bir gecikme olmaktadır.

Silindir içi maksimum basınç değerlerinin büyüklüğü ve bu değerlerin elde edildiği krank mili açıları dikkate alındığında ve basınç diyagramları şekilsel olarak karşılaştırıldığında, elde edilen bulguların daha önceki ölçüm noktalarındaki bulgulara paralellik gösterdiği dikkat çekmektedir. Bu ölçüm grubunda görülen temel fark ise ölçüm sonuçlarının önceki ölçüm gruplarında elde edilen sonuçlara göre birbirine daha

uzak olmasıdır. Bu durumun sebebi de bu ölçüm grubunda motor yüklerinin eşit olmamasıdır.

Farklı egzoz karşı basıncı değerleri için açık indikatör diyagramları üzerinden yapılan incelemelerde, egzoz karşı basıncı artışının genel olarak tutuşma gecikmesi süreçlerinin uzamasına sebep olduğu tespit edilmiştir. Tutuşma gecikmesi sürecinin uzamasının motor verimini düşürdüğü, yakıt sarfiyatını arttırdığı ve motor vuruntusunu arttırdığı dikkate alındığında egzoz karşı basıncı artışının bu sonuçlara da sebep olacağı değerlendirilebilir. Dizel motorlarda yanma prensipleri dikkate alındığında, aynı nitelikteki yakıt kullanımında, eşit motor yüklerinde ve eşit motor hızlarında tutuşma gecikmesi sürecinin uzamasının en temel sebebinin tutuşma gecikmesi evresinde hava yakıt karışım kalitesinin düşmesi olarak gösterilebilir. Egzoz karşı basıncı arttıkça, hava yakıt karışımı kalitesinin daha zengin bir karışım haline dönüşmesinin sebebi olarak silindir içerisinde yeterli miktarda oksijene ulaşabilme kabiliyetinin düşmesi gösterilebilir. Egzoz karşı basıncı arttıkça, bir önceki çevrimden daha fazla miktarda atık gaz kalacak olmasının silindir içerisine çevrim başına alınan hava miktarının kütleli değerinin düşmesine sebep olacağı dikkate alındığında egzoz karşı basıncı artışıyla silindir içerisindeki oksijen konsantrasyonunun düşeceği öngörülebilmektedir. Bu durum, yakıt püskürtmesi sonrası tanecikler haline dönüşen hidrokarbon moleküllerin oksidasyonunu zorlaştırmakta ve böylece silindir içerisinde yeterli miktarda yakıt olsa da bu yakıttan azami düzeyde istifade edilememesine sebep olmaktadır. Açık indikatör diyagramları değerlendirilerek yapılırken her bir ölçümde eşit miktarda yakıtın aynı krank mili açısında ve aynı hızda püskürtüldüğü, ulaşılabilen en yüksek motor yükündeki ölçümleri içeren ölçüm grubunda egzoz karşı basıncı arttıkça tutuşma gecikmesi sürecinin uzamasının temel sebebi olarak bu durumlar gösterilebilir. Püskürtülen yakıt miktarının değişken olduğu diğer ölçüm gruplarında da -benzer şekilde- egzoz karşı basıncı yükselmesiyle silindir içerisindeki oksijen konsantrasyonunun azalması ve hava-yakıt karışım kalitesinin düşmesi sonucu olarak tutuşma gecikmesi süreçlerinin uzadığı değerlendirilebilir.

Açık indikatör diyagramları kullanılarak yapılan analizlerde tespit edilen bir diğer sonuç ise egzoz karşı basıncı yükseldikçe tutuşma gecikmesi süreci uzamasına rağmen

hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış oranının düşmesidir. Normal koşullarda, tutuşma gecikmesi süreci uzadıkça daha fazla miktarda yakıtın hava ile karışması ve böylece tutuşmanın gerçekleştiği anda çok kısa bir süre içerisinde hava ile karışan yakıtın bir anda alev alması ve bu sırada daha fazla miktarda yakıtın oksidasyona uğraması beklenir. Böylece, hızlı basınç yükselmesi evresi sonucunda daha yüksek basınç değerlerine ulaşılması beklenir. Ancak, tezde yapılan deneysel çalışmalarda tüm motor yükleri için geçerli olmak üzere egzoz karşı basıncı arttıkça, basınç diyagramı eğrisinin hızlı basınç yükselmesi evresindeki yükselme açısının düştüğünü göstermektedir. Bu durumun temel sebebinin tutuşma gecikmesi evresi daha uzun olsa da egzoz karşı basıncı yükseldikçe silindir içerisinde yanma öncesi görülen oksijen yetersizliği sebebiyle bu evrede beklenen oranda hava yakıt karışımı elde edilememesi olarak değerlendirilebilir. Böyle bir durumda, ortamdaki oksijen konsantrasyonunun düşüklüğü sebebiyle, silindir içerisine gönderilmesine rağmen oksidasyona uğrayamamış veya oksidasyon reaksiyonlarını tamamlayamamış hidrokarbon moleküllerinin egzoz gazına karışacağı başka bir ifadeyle hidrokarbon ve karbonmonoksit çıkışlarında artış olacağı öngörülebilir. Ayrıca, silindir içerisine gönderilen hava ve yakıt karışım kalitesinin düşmesi sonucunda eşit miktarda shaft gücü üretilebilmesi için silindir içerisine kontrollü yanma evresinde daha fazla miktarda yakıt gönderilmesi gerekeceği değerlendirmesi yapılabilir. Açık indikatör diyagramlarını oluşturan veri setlerinde, özellikle 4 ve 5 numaralı orifis kullanımlarında daha belirgin olmak üzere egzoz karşı basıncı yükseldikçe yanma zamanlamalarının geciktiği ve basınç eğrisinin üst ölü noktadan daha uzak derecelerde izentropik genişleme eğrisine yakın bir şekle yaklaştığı seyretilmektedir. Basınç eğrisinin izentropik genişleme eğrisine yakın bir eğilimde seyretilmesinin yanmanın sona erdiğini gösterdiği dikkate alındığında, egzoz karşı basıncı yükseldikçe silindir içerisindeki yanma reaksiyonlarının üst ölü noktadan uzaklaştığı görülmektedir. Üst ölü noktadan uzaklaştıkça silindir içindeki anlık hacim değerinin arttığı göz önüne alındığında bu evrede gerçekleşen yanma verimlerinin de üst ölü nokta yakınlarında gerçekleşen yanma verimlerine göre daha düşük olacağı öngörüsü yapılabilir. Bu açıklamalara dayanarak, egzoz karşı basıncı arttıkça hızlı basınç yükselmesi evresinde oksidasyona uğrayan yakıt miktarının azalması sonucunda kontrollü yanma evresinin bitişinin ertelendiği ve böylece yakıt çevrim veriminin

düştüğü değeri değerlendirilmesi yapılabilir. Bu durumun özgül yakıt sarfiyatını arttıracak beklenmektedir.

Yüksek verimli bir dizel çevriminde, yakıtın üst ölü noktasının hemen öncesinde tutuşması, tutuşma gecikmesi sürecinin çok kısa olması, yakıtın tamamına yakınının kontrollü yanma evresinde püskürtülmesi ve silindir içi basıncın üst ölü noktasının hemen sonrasında tepe değerine ulaşması beklenir. Ancak, deney sonuçlarında tespit edildiği üzere, egzoz karşı basıncı yükseldikçe silindir içerisinde ulaşılan maksimum basınç değerleri azalmakta ve bu değerlerin tespit edildiği krank mili açıları gecikmektedir. Daha düşük egzoz karşı basıncı değerlerinde, silindir içi basınç diyagramının yüksek verimli bir dizel çevrimine daha yakın seyrettiği dikkat çekmektedir. Egzoz karşı basıncı yükselmesiyle yanma evrelerinin tutuşma gecikmesi evresinden başlamak üzere gecikmesi, kontrollü yanma evresinin başlangıcını da geciktirmektedir. Ayrıca, karşı basınç yükselmesiyle tutuşma gecikmesi sürecinin uzamasına rağmen hızlı basınç yükselmesi evresinde basıncın daha düşük bir hızda yükselmesi, püskürtülen yakıt miktarının artmasına ve bunun sonucu olarak enjektörün çevrim başına yakıt püskürtme miktarının artmasına sebep olmaktadır. Böylece, üst ölü noktadan sonraki uzak krank mili açılarında da yakıt püskürtmesi yüksek miktarda devam etmektedir. Yanma evrelerinin gecikmesi ve yakıtın daha geç krank açılarına kadar yüksek debide püskürtülmesi, hem kontrollü yanma evresindeki basınç artış oranını azaltmasına hem de basınç artışının zamanlamasının gecikmesine sebep olmaktadır. Kontrollü yanma evresindeki basınç artış oranının azalmasının maksimum basınç değerlerinin azalmasına ve basınç artış zamanlamasının gecikmesinin ise hem maksimum basınç değerlerinin düşmesine hem de silindir hacminin genişlemesine bağlı olarak maksimum basınç değerlerine düşmesine sebep olduğu yorumu yapılabilir.

Açık indikatör diyagramları kullanılarak tespit edilen bir diğer durum ise motor yükü arttıkça tutuşma gecikmesi sürelerinin kısalması, hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış oranlarının düşmesi ve ulaşılan maksimum silindir içi basınç değerlerinin yükselmesidir. Bu bulgular arasında, tutuşma gecikmesinin kısalmasının sebebinin yakıtın püskürtüldüğü anda silindir içerisindeki mevcut durumla ilgili

olduğu düşünülebilir. Daha yüksek motor yüklerinde daha fazla miktarda yakıt yakılması sebebiyle daha fazla miktarda ısı ortaya çıkmaktadır. Bu ısı artışı hem silindir ve çevresinin hem de yanma sonucunda oluşan egzoz gazının sıcaklığının yükselmesine sebep olmaktadır. Daha sıcak bir ortamda gerçekleşen sıkıştırma sonucunda yakıtın kendi kendine tutuşma kabiliyetinin artması beklenen bir sonuçtur. Bu sebeple tutuşma gecikmesi sürecinin de geciktiği değerlendirilmiştir.

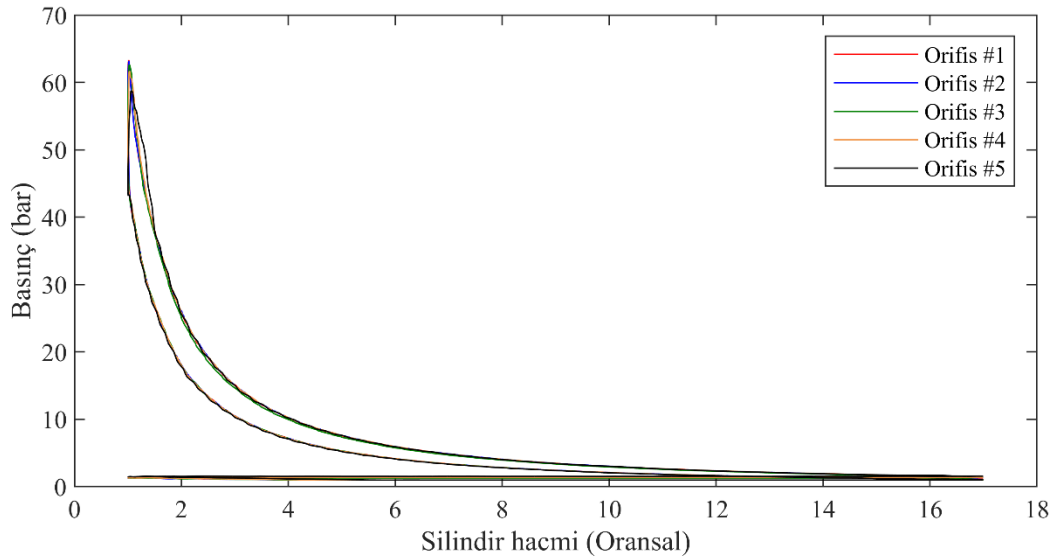
Motor yükü arttıkça hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış oranının ve silindir içerisinde ulaşılan maksimum basınç değerlerinin yükselmesinin ise enjektör vasıtasıyla silindir içerisine püskürtülen yakıtın debisi ile başka bir ifade ile yakıt miktarıyla ilişkili olduğu söylenebilir. Daha yüksek motor yüklerinde daha fazla miktarda yakıt yakılmasının gerekmesi sebebiyle krank mili açısı başına püskürtülen yakıt miktarı artmaktadır. Bu durum enjektörden geçen yakıt debisinin artmasına sebep olmaktadır. Daha fazla yakıt debisi olduğunda tutuşma gecikmesi sürecinde ve hızlı yanma evresinde silindir içerisine daha fazla miktarda yakıt gönderilmiş olmaktadır. Bu durumda, daha fazla yakıtın bir anda yanması sebebiyle hızlı basınç yükselmesi evresi sonunda ulaşılan basınç değeri ve bununla bağlantılı olarak silindir içerisinde ulaşılabilen maksimum basınç değeri artmaktadır.

Açık indikatör diyagramları kullanılarak elde edilen bulgular, yanma zamanlarında gerçekleşen olayların detaylı olarak incelenmesi sonucunda elde edilmiştir. Genel olarak bir değerlendirme yapılacak olursa, egzoz karşı basıncının yükselmesinin yanma performansı üzerinde çok sayıda olumsuz etkisi olduğu görülmüştür. Bu olumsuz etkilerin bir motorun performansını ifade eden özgül yakıt sarfiyatı, termal verim vb. çeşitli parametreler üzerinde de olumsuz etkilere sahip olacağı açıktır. Açık indikatör diyagramları özelinde saptanan problemlerin ortadan kaldırılabilmesi halinde, bu problemlerin performans indikatörleri üzerindeki etkileri de ortadan kaldırılabilir.

6.2.2 Kapalı İndikatör Diyagramları

Kapalı indikatör diyagramları anlık silindir içi basıncın anlık silindir hacmine göre değişimini gösteren diyagramlardır. Bu diyagramlara p-V diyagramları da denmektedir. Ölçülen anlık silindir içi basınç değerleri ile birlikte krank mili açısı değerleri üzerinden hesaplanan anlık silindir hacmi verileri kullanılarak her bir ölçüm noktası için ayrı ayrı olmak üzere kapalı indikatör diyagramları oluşturulmuştur. Kapalı indikatör diyagramları kullanılarak, ortalama gross indike basınç ($IMEP_g$), ortalama, net indike basınç ($IMEP_n$), ortalama pompalama indike basınç değerleri ($IMEP_p$) ve ortalama indike güç değerleri hesaplanmış, emme ve egzoz zamanlarındaki silindir içi basınç dağılım karakteristikleri analiz edilebilmiştir.

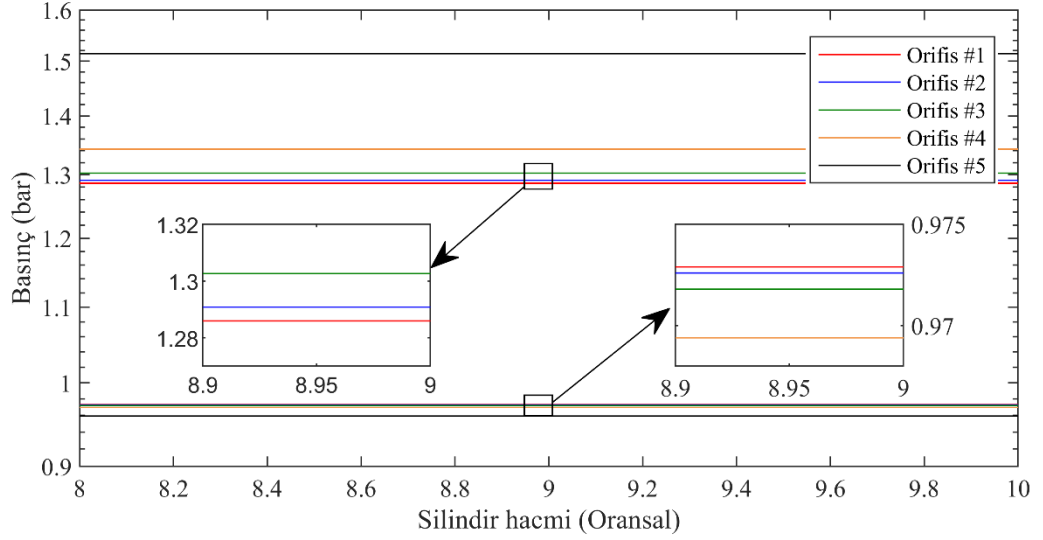
Şekil 6.7’de 8 Nm motor yükünde beş farklı egzoz karşı basınç değeri için elde edilen kapalı indikatör diyagramları gösterilmiştir.



Şekil 6.7 8 Nm motor yükü için kapalı indikatör diyagramları

Şekil 6.7’de görüldüğü üzere kapalı diyagramı oluşturan basınç eğrileri birbirine oldukça yakın seyretmektedir. Ancak bu diyagramları oluşturan değerler kullanılarak motor performansının analizi için çok önemli olan birçok parametre hesaplanmıştır. Bu hesaplamalarla elde edilen veriler Tablo 6.8’de gösterilmiştir.

Şekil 6.8’de emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar gösterilmiştir.



Şekil 6.8 8 Nm motor yükünde emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar

Şekil 6.8’de emme ve egzoz zamanlarında silindir içerisindeki hava basıncının yaklaşık olarak sabit olarak seyrettiği durumdaki basınç eğrilerinin hareketi ve aldıkları değerler gösterilmiştir. Şekildeki değerlerin ve diyagramları oluşturan eğrilerin bazı durumlarda birbirine çok yakın olması sebebiyle bazı yakınlılaştırmalar yapılmıştır. Bu diyagramlardan elde edilen veriler Tablo 6.8’de gösterilmiştir.

Tablo 6.8 8 Nm motor yükü için kapalı diyagramlardan elde edilen veriler

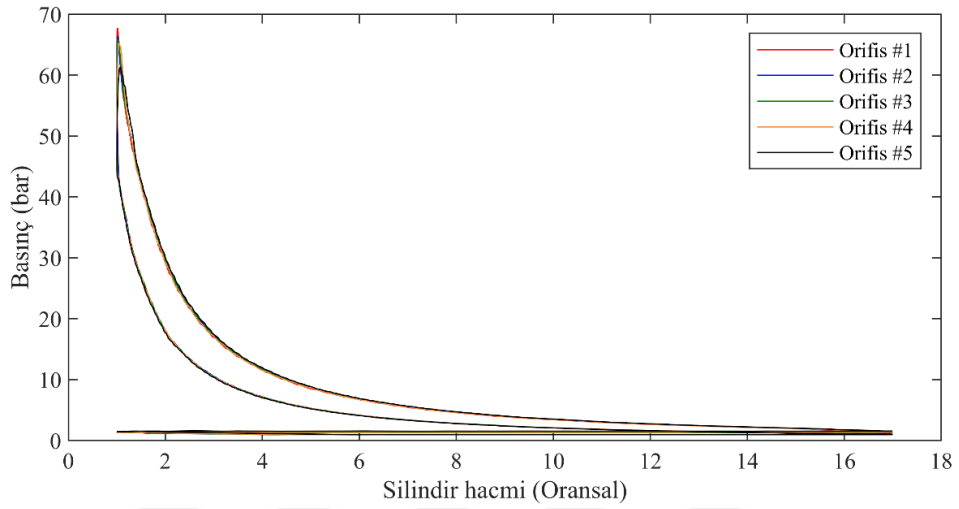
Özellik	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
IMEP _g	bar	2,8873	2,8880	2,8684	2,9346	3,0326
IMEP _n	bar	2,6441	2,6424	2,6216	2,6114	2,5929
IMEP _p	bar	0,2432	0,2456	0,2468	0,3232	0,4397
Emme zamanında ölçülen sabit basınç	bar	0,9729	0,9726	0,9718	0,9694	0,9591
Egzoz zamanında ölçülen sabit basınç	bar	1,2860	1,2909	1,3027	1,3426	1,5143

Şekil 6.7 ve Şekil 6.8’de gösterilen diyagramları oluşturan değerler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucu bulunan indike basınç değerleri incelendiğinde egzoz karşı basıncının bu değerleri doğrudan etkilediği dikkat çekmektedir. 8 Nm motor yükü için değerlendirme yapılacak olursa, egzoz karşı basıncı arttıkça $IMEP_g$ değerlerinin de arttığı görülmektedir. Tabloda gösterilen değerlerin artış karakteristikleri incelendiğinde, egzoz karşı basıncının düşük oranlarda değiştiği daha düşük egzoz karşı basıncı değerlerinde, $IMEP_g$ değişimlerinin daha küçük oranlarda gerçekleştiği, egzoz karşı basıncı değerlerinin daha büyük oranlarda değiştiği yüksek egzoz karşı basıncı değerlerinde ise daha büyük oranlarda gerçekleştiği dikkat çekmektedir. Tabloda gösterilen değerlere göre, $IMEP_g$ değerlerinin değişimi konusundaki tek istisna 3 numaralı orifis kullanımında görülmektedir. Diğer tüm orifisler için, egzoz karşı basıncı arttıkça $IMEP_g$ değerleri artmasına rağmen 3 numaralı orifis kullanımında bu değer 1 ve 2 numaralı orifis kullanımında elde edilen değere göre daha düşük olarak hesaplanmıştır.

Tablo 6.8’de gösterilen $IMEP_n$ değerleri incelendiğinde, egzoz karşı basıncı artışıyla bu değerlerin belirgin bir şekilde düştüğü görülmektedir. Egzoz karşı basıncının oransal olarak artışıyla $IMEP_n$ değerlerinin oransal olarak düşüşünün paralellik gösterdiği dikkat çekmektedir. Örneğin, $IMEP_n$ değeri, egzoz karşı basıncının 1,2748 bar olarak ölçüldüğü 1 numaralı orifis kullanımında 2,6441 bar olarak ölçülürken, egzoz karşı basıncının 2,9425 kPa olduğu 3 numaralı orifis kullanımında 2,6216 bar, egzoz karşı basıncının 6,9356 kPa olarak ölçüldüğü 4 numaralı orifis kullanımında 2,6114 bar ve egzoz karşı basıncının 24,1057 kPa olarak ölçüldüğü 5 numaralı orifis kullanımında 2,5929 bar olduğu görülmektedir.

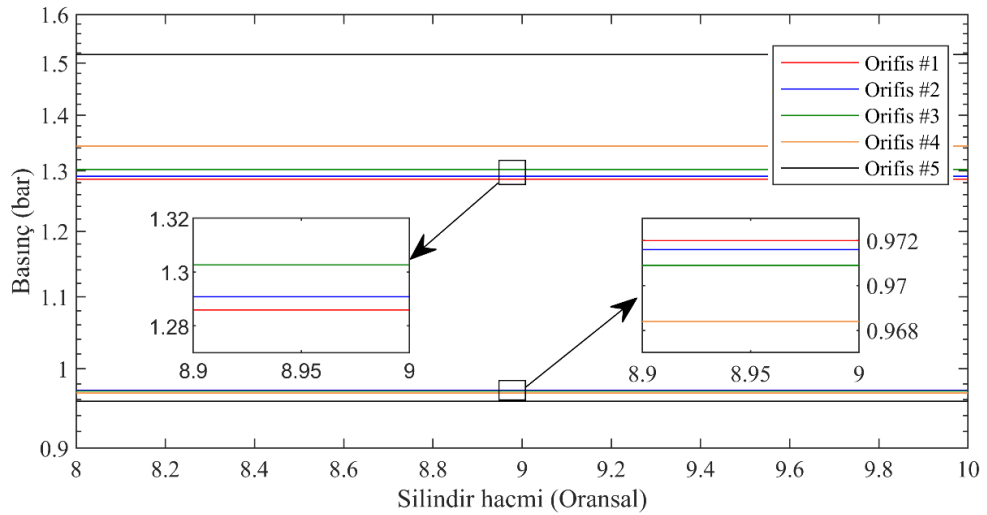
8 Nm motor yükü için, egzoz karşı basıncının indike basınçlar üzerindeki etkisinin en belirgin olduğu durum $IMEP_p$ değerleri için geçerlidir. $IMEP_p$ değerleri, emme ve egzoz zamanları boyunca gerçekleşen ortalama basınçların farkını ifade etmektedir. Şekil 6.8 dikkatle incelendiğinde, daha yüksek egzoz karşı basınçları oluşmasını sağlayan orifisler kullanımında, silindir içi basınçların egzoz zamanlarında daha yüksek ve emme zamanlarında daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durum, egzoz karşı basıncı arttıkça emme ve egzoz zamanlarında ölçülen basınç değerlerinin

arasındaki farkın da artmasına sebep olmaktadır. Tabloda da görüldüğü üzere egzoz karşı basıncı arttıkça IMEP_p değerleri kademeli olarak yükselmektedir. Şekil 6.9'da 16 Nm motor yükünde beş farklı egzoz karşı basınç değeri için elde edilen kapalı indikatör diyagramları gösterilmiştir.



Şekil 6.9 16 Nm motor yükü iç kapalı indikatör diyagramları

Şekil 6.10'da emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar gösterilmiştir.



Şekil 6.10 16 Nm motor yükünde emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar

Şekil 6.10'da 16 Nm motor yükü için emme ve egzoz zamanlarında silindir içerisindeki hava basıncının yaklaşık olarak sabit olarak seyrettiği durumdaki basınç eğrilerinin hareketi ve aldıkları değerler gösterilmiştir. Şekildeki değerlerin ve diyagramları oluşturan eğrilerin bazı durumlarda birbirine çok yakın olması sebebiyle bazı yakınlılaştırmalar yapılmıştır. Bu diyagramlardan elde edilen veriler Tablo 6.9'da gösterilmiştir.

Tablo 6.9 16 Nm motor yükü için kapalı diyagramlardan elde edilen veriler

Özellik	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
IMEP _g	bar	3,9747	3,9592	3,9586	4,0299	4,1380
IMEP _n	bar	3,7319	3,7103	3,7085	3,7042	3,6982
IMEP _p	bar	0,2428	0,2489	0,2501	0,3257	0,4397
Emme zamanında ölçülen sabit basınç	bar	0,9720	0,9716	0,9709	0,9684	0,9577
Egzoz zamanında ölçülen sabit basınç	bar	1,2860	1,2908	1,3027	1,3436	1,5171

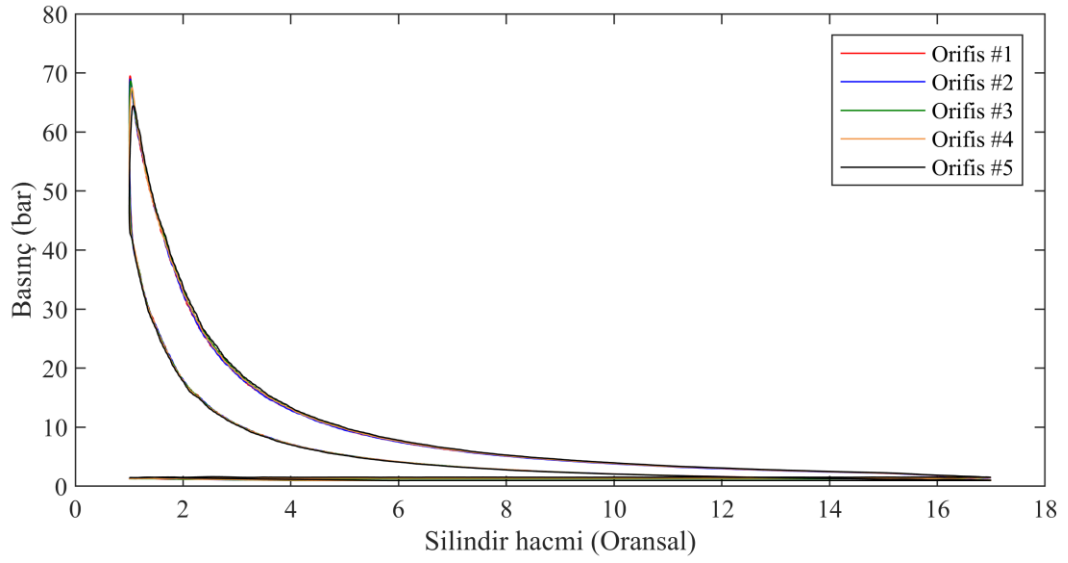
Şekil 6.9 ve Şekil 6.10'da gösterilen diyagramları oluşturan değerler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucu bulunan indike basınç değerleri incelendiğinde egzoz karşı basıncının bu değerleri doğrudan etkilediği dikkat çekmektedir. 16 Nm motor yükü için değerlendirme yapılacak olursa, 8 Nm motor yükündeki duruma benzer şekilde egzoz karşı basıncı arttıkça IMEP_g değerlerinin de arttığı görülmektedir.

Tabloda gösterilen değerlerin artış karakteristikleri incelendiğinde, egzoz karşı basıncının düşük oranlarda değiştiği daha düşük egzoz karşı basıncı değerlerinde IMEP_g değişimlerinin daha küçük oranlarda gerçekleştiği, egzoz karşı basıncı değerlerinin daha büyük oranlarda değiştiği yüksek egzoz karşı basıncı değerlerinde ise daha büyük oranlarda gerçekleştiği dikkat çekmektedir. 16 Nm motor yükü için IMEP_g değerlerinin değişimleri ile ilgili olarak dikkat çeken bazı istisnalar görülmektedir. 8 Nm motor yükünde elde edilen bulgulara benzer olarak bu motor yükünde de 3 numaralı orifis kullanımında en düşük IMEP_g değerlerine ulaşıldığı görülmektedir. Buna ilave olarak, 16 Nm motor yükünde 2 numaralı orifis kullanımı için hesaplanan IMEP_g değerinin de daha düşük olduğu dikkat çekmektedir.

Tablo 6.9’da gösterilen $IMEP_n$ değerleri incelendiğinde, egzoz karşı basıncı artışıyla bu değerlerin belirgin bir şekilde düştüğü görülmektedir. Egzoz karşı basıncının oransal olarak artışıyla $IMEP_n$ değerlerinin oransal olarak düşüşünün paralellik gösterdiği dikkat çekmektedir. Örneğin, $IMEP_n$ değeri, egzoz karşı basıncının 1,2748 bar olarak ölçüldüğü 1 numaralı orifis kullanımında 3,7319 bar olarak ölçülürken, egzoz karşı basıncının 2,9423 kPa olduğu 3 numaralı orifis kullanımında 3,7085 bar, egzoz karşı basıncının 7,0395 kPa olarak ölçüldüğü 4 numaralı orifis kullanımında 3,7042 bar ve egzoz karşı basıncının 24,3849 kPa olarak ölçüldüğü 5 numaralı orifis kullanımında 3,6982 bar olduğu görülmektedir.

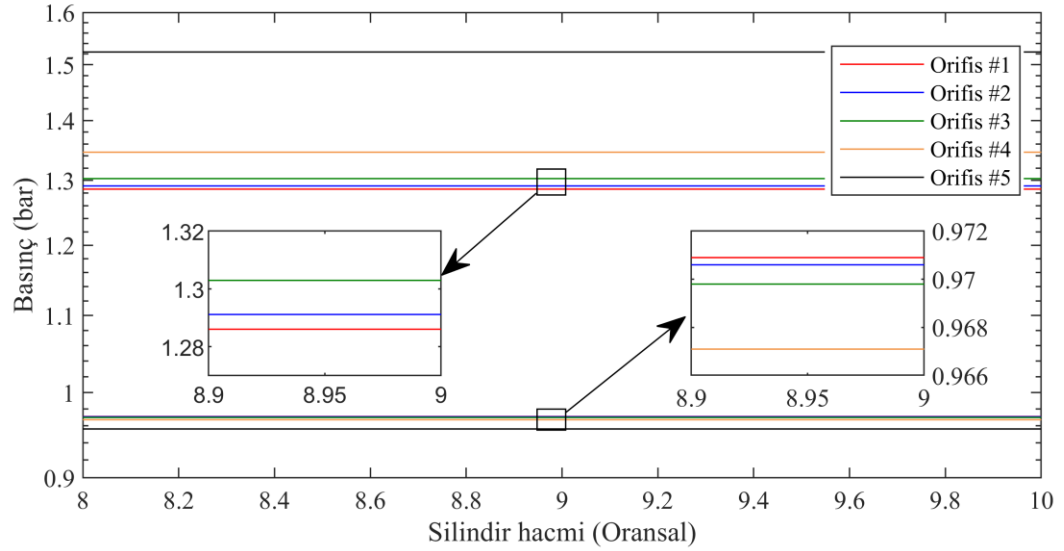
16 Nm motor yükü için, egzoz karşı basıncının indike basınçlar üzerindeki etkisinin en belirgin olduğu durum 8 Nm motor yükünde olduğu gibi $IMEP_p$ değerleri için geçerlidir. Şekil 6.10 incelendiğinde, daha önceki bulgulara paralel olarak daha yüksek egzoz karşı basınçları oluşmasını sağlayan orifisler kullanımında, silindir içi basınçların egzoz zamanlarında daha yüksek ve emme zamanlarında daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durum, egzoz karşı basıncı arttıkça emme ve egzoz zamanlarında ölçülen basınç değerlerinin arasındaki farkın da artmasına sebep olmaktadır. Tabloda da görüldüğü üzere egzoz karşı basıncı arttıkça $IMEP_p$ değerleri kademeli olarak yükselmektedir. $IMEP_p$ değerleri 1 numaralı orifis kullanımında 0,2428 bar olurken, 4 numaralı orifis kullanımında 0,3257 bar ve 5 numaralı orifis kullanımında 0,4397 bar olduğu görülmektedir.

Şekil 6.11’de 24 Nm motor yükünde beş farklı egzoz karşı basınç değeri için elde edilen kapalı indikatör diyagramları gösterilmiştir.



Şekil 6.11 24 Nm motor yükü için kapalı indikatör diyagramları

Şekil 6.11'de görüldüğü üzere kapalı diyagramı oluşturan basınç eğrileri kullanılarak yapılan hesaplamalarla elde edilen veriler Tablo 6.10'da gösterilmiştir. Şekil 6.12'de emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar gösterilmiştir.



Şekil 6.12 24 Nm motor yükünde emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar

Şekil 6.12’de 24 Nm motor yükü için emme ve egzoz zamanlarında silindir içerisindeki hava basıncının yaklaşık olarak sabit olarak seyrettiği durumdaki basınç eğrilerinin hareketi ve aldıkları değerler gösterilmiştir. Bu diyagramlardan elde edilen veriler Tablo 6.10’da gösterilmiştir.

Tablo 6.10 24 Nm motor yükü için kapalı diyagramlardan elde edilen veriler

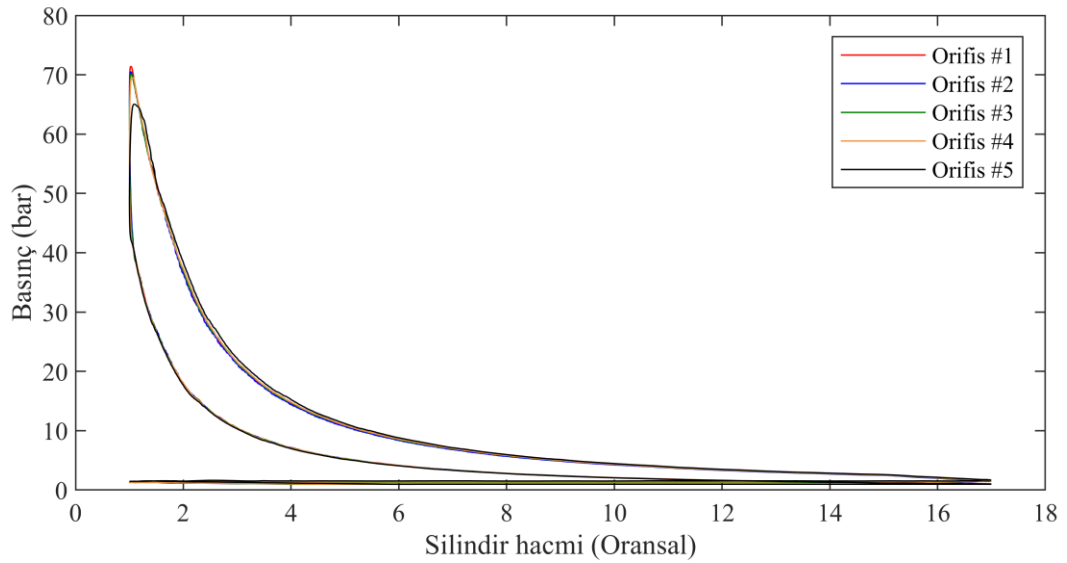
Özellik	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
IMEP _g	bar	5,0469	5,0400	5,0197	5,0734	5,1651
IMEP _n	bar	4,7920	4,7848	4,7604	4,7418	4,7300
IMEP _p	bar	0,2549	0,2552	0,2593	0,3316	0,4350
Emme zamanında ölçülen sabit basınç	bar	0,9709	0,9706	0,9698	0,9671	0,9561
Egzoz zamanında ölçülen sabit basınç	bar	1,2860	1,2911	1,3030	1,3462	1,5237

Şekil 6.11 ve Şekil 6.12’de gösterilen diyagramları oluşturan değerler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucu bulunan indike basınç değerleri incelendiğinde egzoz karşı basıncının bu değerleri doğrudan etkilediği dikkat çekmektedir. 24 Nm motor yükü için değerlendirme yapılacak olursa, daha düşük motor yüklerindeki duruma benzer şekilde egzoz karşı basıncı arttıkça IMEP_g değerlerinin de arttığı görülmektedir. Ancak, bu motor yükünde de IMEP_g değerlerinin egzoz karşı basıncının küçük oranlarıyla artışında azaldığı ancak daha büyük oranlarında artışıyla belirgin bir şekilde arttığı gözlemlenmiştir.

Tablo 6.10’da gösterilen IMEP_n değerleri incelendiğinde, egzoz karşı basıncı artışıyla bu değerlerin belirgin bir şekilde düştüğü görülmektedir. Egzoz karşı basıncının oransal olarak artışıyla IMEP_n değerlerinin oransal olarak düşüşünün paralellik gösterdiği dikkat çekmektedir. Örneğin, IMEP_n değeri, egzoz karşı basıncının 1,2748 bar olarak ölçüldüğü 1 numaralı orifis kullanımında 4,7920 bar olarak hesaplanırken, egzoz karşı basıncının 2,9423 kPa olduğu 3 numaralı orifis kullanımında 4,7604 bar, egzoz karşı basıncının 7,0395 kPa olarak ölçüldüğü 4 numaralı orifis kullanımında 4,7418 bar ve egzoz karşı basıncının 24,3849 kPa olarak ölçüldüğü 5 numaralı orifis kullanımında 4,73 bar olduğu görülmektedir.

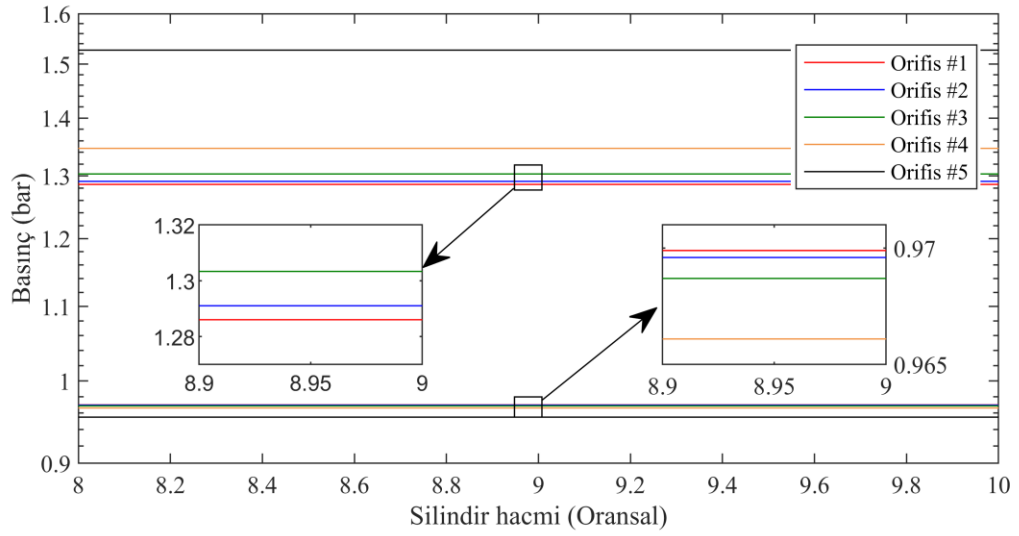
24 Nm motor yükü için, egzoz karşı basıncının indike basınçlar üzerindeki etkisinin en belirgin olduğu durum daha düşük motor yüklerinde olduğu gibi $IMEP_p$ değerleri için geçerlidir. Şekil 6.12 incelendiğinde, daha önceki bulgulara paralel olarak daha yüksek egzoz karşı basınçları oluşmasını sağlayan orifisler kullanımında, silindir içi basınçların egzoz zamanlarında daha yüksek ve emme zamanlarında daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durum, egzoz karşı basıncı arttıkça emme ve egzoz zamanlarında ölçülen basınç değerlerinin arasındaki farkın da artmasına sebep olmaktadır. Tabloda da görüldüğü üzere egzoz karşı basıncı arttıkça $IMEP_p$ değerleri kademeli olarak yükselmektedir.

Şekil 6.13'te 32 Nm motor yükünde beş farklı egzoz karşı basınç değeri için elde edilen kapalı indikatör diyagramları gösterilmiştir.



Şekil 6.13 32 Nm motor yükü içi kapalı indikatör diyagramları

Şekil 6.13'te görüldüğü üzere kapalı diyagramı oluşturan basınç eğrileri kullanılarak yapılan hesaplamalarla elde edilen veriler Tablo 6.11'de gösterilmiştir. Şekil 6.14'te emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar gösterilmiştir.



Şekil 6.14 32 Nm motor yükünde emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar

Şekil 6.14'te 32 Nm motor yükü için emme ve egzoz zamanlarında silindir içerisindeki hava basıncının yaklaşık olarak sabit olarak seyrettiği durumdaki basınç eğrilerinin hareketi ve aldıkları değerler gösterilmiştir. Bu diyagramlardan elde edilen veriler Tablo 6.11'de gösterilmiştir.

Tablo 6.11 32 Nm motor yükü için kapalı diyagramlardan elde edilen veriler

Özellik	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
$IMEP_g$	bar	6,1944	6,1935	6,1886	6,2557	6,3496
$IMEP_n$	bar	5,9261	5,9233	5,9114	5,9048	5,9022
$IMEP_p$	bar	0,2683	0,2702	0,2772	0,3509	0,4474
Emme zamanında ölçülen sabit basınç	bar	0,9699	0,9696	0,9687	0,9661	0,9548
Egzoz zamanında ölçülen sabit basınç	bar	1,2861	1,2910	1,3034	1,3468	1,5271

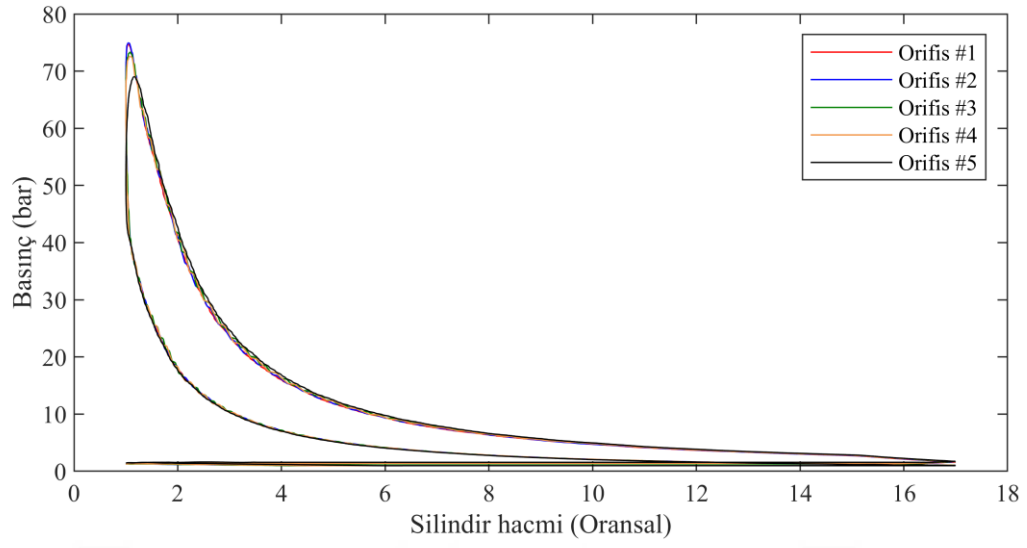
Şekil 6.13 ve Şekil 6.14'te gösterilen diyagramları oluşturan değerler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucu bulunan indike basınç değerleri incelendiğinde, 32 Nm motor yükü için değerlendirme yapılacak olursa, daha düşük motor yüklerindeki duruma benzer şekilde egzoz karşı basıncı arttıkça $IMEP_g$ değerlerinin de arttığı görülmektedir. Ancak, bu motor yükünde de $IMEP_g$ değerlerinin egzoz karşı

basıncının küçük oranlarıyla artışı azaldığı ancak daha büyük oranlarında artışıyla belirgin bir şekilde arttığı gözlemlenmiştir.

Tablo 6.11’de gösterilen $IMEP_n$ değerleri incelendiğinde, egzoz karşı basıncı artışıyla bu değerlerin belirgin bir şekilde düştüğü görülmektedir. Egzoz karşı basıncının oransal olarak artışıyla $IMEP_n$ değerlerinin oransal olarak düşüşünün paralellik gösterdiği dikkat çekmektedir. Örneğin, $IMEP_n$ değeri, egzoz karşı basıncının 1,2748 bar olarak ölçüldüğü 1 numaralı orifis kullanımında 5,9261 bar olarak hesaplanırken, egzoz karşı basıncının 2,9423 kPa olduğu 3 numaralı orifis kullanımında 5,9114 bar, egzoz karşı basıncının 7,0395 kPa olarak ölçüldüğü 4 numaralı orifis kullanımında 5,9048 bar ve egzoz karşı basıncının 24,3849 kPa olarak ölçüldüğü 5 numaralı orifis kullanımında 5,9022 bar olduğu görülmektedir.

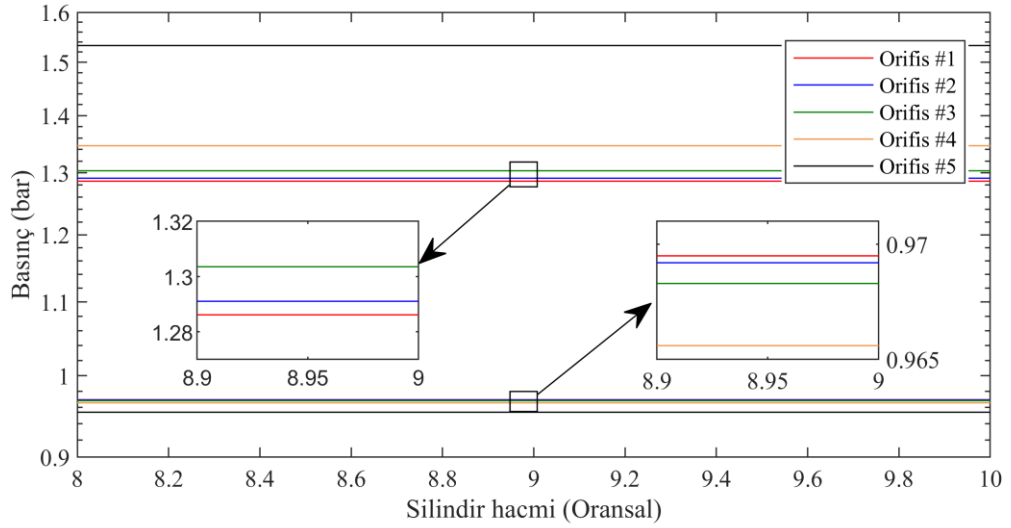
32 Nm motor yükü için, egzoz karşı basıncının indike basınçlar üzerindeki etkisinin en belirgin olduğu durum daha düşük motor yüklerinde olduğu gibi $IMEP_p$ değerleri için geçerlidir. Şekil 6.14 incelendiğinde, daha önceki bulgulara paralel olarak daha yüksek egzoz karşı basınçları oluşmasını sağlayan orifisler kullanımında, silindir içi basınçların egzoz zamanlarında daha düşük karşı basınç değerlerine göre daha yüksek ve emme zamanlarında daha düşük karşı basınç değerlerinde göre daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durum, egzoz karşı basıncı arttıkça emme ve egzoz zamanlarında ölçülen basınç değerlerinin arasındaki farkın da artmasına sebep olmaktadır. Tabloda da görüldüğü üzere egzoz karşı basıncı arttıkça $IMEP_p$ değerleri kademeli olarak yükselmektedir.

Şekil 6.15’te 40 Nm motor yükünde beş farklı egzoz karşı basınç değeri için elde edilen kapalı indikatör diyagramları gösterilmiştir.



Şekil 6.15 40 Nm motor yükü için kapalı indikatör diyagramları

Şekil 6.15'te görüldüğü üzere kapalı diyagramı oluşturan basınç eğrileri kullanılarak yapılan hesaplamalarla elde edilen veriler Tablo 6.12'de gösterilmiştir. Şekil 6.16'da 40 Nm motor yükü için emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar gösterilmiştir.



Şekil 6.16 40 Nm motor yükünde emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar

Şekil 6.16’da 40 Nm motor yükü için emme ve egzoz zamanlarında silindir içerisindeki hava basıncının yaklaşık olarak sabit olarak seyrettiği durumdaki basınç eğrilerinin hareketi ve aldıkları değerler gösterilmiştir. Bu diyagramlardan elde edilen veriler Tablo 6.12’de gösterilmiştir.

Tablo 6.12 40 Nm motor yükü için kapalı diyagramlardan elde edilen veriler

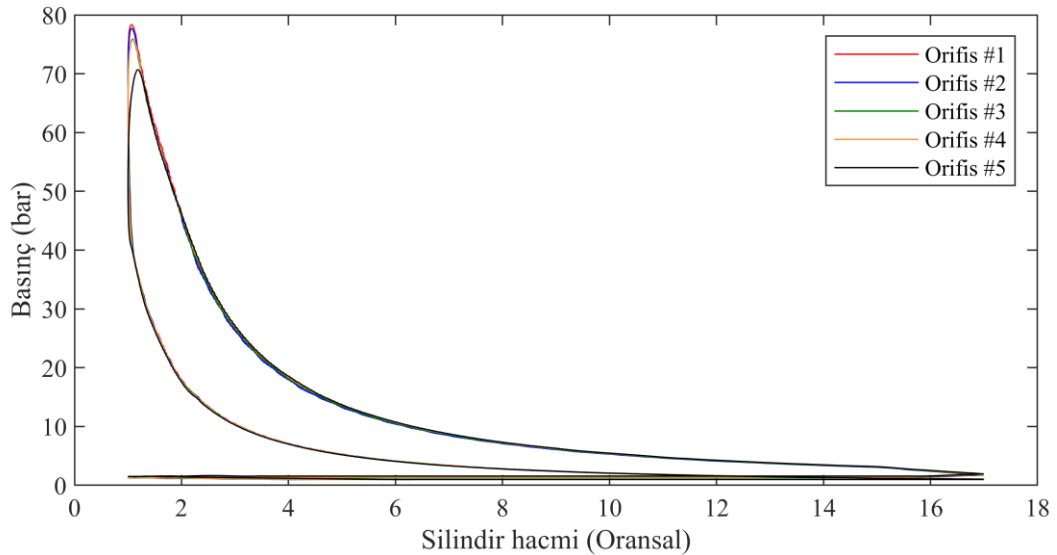
Özellik	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
IMEP _g	bar	7,4344	7,4035	7,3900	7,4538	7,5381
IMEP _n	bar	7,1549	7,1130	7,1013	7,0908	7,0539
IMEP _p	bar	0,2795	0,2905	0,2887	0,3630	0,4842
Emme zamanında ölçülen sabit basınç	bar	0,9695	0,9692	0,9683	0,9656	0,9539
Egzoz zamanında ölçülen sabit basınç	bar	1,2861	1,2911	1,3035	1,3465	1,5327

Şekil 6.15 ve Şekil 6.16’da gösterilen diyagramları oluşturan değerler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucu bulunan indike basınç değerleri incelendiğinde, 40 Nm motor yükü için değerlendirme yapılacak olursa, daha düşük motor yüklerindeki duruma benzer şekilde egzoz karşı basıncı arttıkça IMEP_g değerlerinin de arttığı görülmektedir. Ancak, bu motor yükünde de IMEP_g değerlerinin egzoz karşı basıncının küçük oranlarıyla artışında azaldığı ancak daha büyük oranlarında artışıyla belirgin bir şekilde arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, bu motor yükü için alınan ölçüm grubundaki ilgili değerlerin daha düşük motor yüklerindeki ölçüm grubundaki değerlerle karşılaştırıldığında, egzoz karşı basıncının değişimine göre değerlerin artış oranlarının düştüğü gözlemlenmiştir.

Tablo 6.12’de gösterilen IMEP_n değerleri incelendiğinde, egzoz karşı basıncı artışıyla bu değerlerin belirgin bir şekilde düştüğü görülmektedir. Örneğin, IMEP_n değeri, egzoz karşı basıncının 1,2748 bar olarak ölçüldüğü 1 numaralı orifis kullanımında 7,1549 bar olarak hesaplanırken, egzoz karşı basıncının 2,9423 kPa olduğu 3 numaralı orifis kullanımında 7,1013 bar, egzoz karşı basıncının 7,0395 kPa olarak ölçüldüğü 4 numaralı orifis kullanımında 7,0908 bar ve egzoz karşı basıncının 24,3849 kPa olarak ölçüldüğü 5 numaralı orifis kullanımında 7,0539 bar olduğu görülmektedir.

40 Nm motor yükü için, egzoz karşı basıncının indike basınçlar üzerindeki etkisinin en belirgin olduğu durum daha düşük motor yüklerinde olduğu gibi IMEP_p değerleri için geçerlidir. Şekil 6.16 incelendiğinde, daha önceki bulgulara paralel olarak daha yüksek egzoz karşı basınçları oluşmasını sağlayan orifisler kullanımında, silindir içi basınçların egzoz zamanlarında daha düşük karşı basınç değerlerine göre daha yüksek ve emme zamanlarında daha düşük karşı basınç değerlerinde göre daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durum, egzoz karşı basıncı arttıkça emme ve egzoz zamanlarında ölçülen basınç değerlerinin arasındaki farkın da artmasına sebep olmaktadır. Tabloda da görüldüğü üzere egzoz karşı basıncı arttıkça IMEP_p değerleri kademeli olarak yükselmektedir. IMEP_p değerleri 1 numaralı orifis kullanımında 0,2795 bar olurken, 4 numaralı orifis kullanımında 0,3630 bar ve 5 numaralı orifis kullanımında 0,4842 bar olduğu görülmektedir.

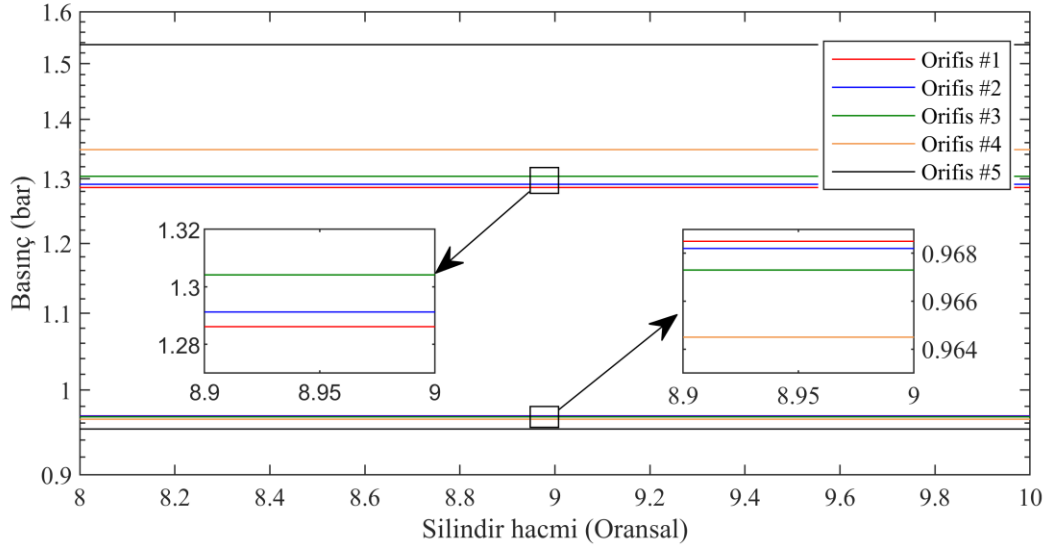
Şekil 6.17’de her bir orifis ile ulaşılabilen en yüksek motor yükünde beş farklı egzoz karşı basınç değeri için elde edilen kapalı indikatör diyagramları gösterilmiştir.



Şekil 6.17 Her bir orifis ile ulaşılabilen en yüksek motor yükü içi kapalı indikatör diyagramları

Şekil 6.17’de görüldüğü üzere kapalı diyagramı oluşturan basınç eğrileri kullanılarak yapılan hesaplamalarla elde edilen veriler Tablo 6.13’te gösterilmiştir.

Şekil 6.18’de her bir orifis ile ulaşılabilen en yüksek motor yüklerinde emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar gösterilmiştir.



Şekil 6.18 Her bir orifis ile ulaşılabilen en yüksek motor yükünde emme ve egzoz zamanlarında basınçların sabit olduğu zamanlara ait detaylı diyagramlar

Şekil 6.18’de ulaşılabilen en yüksek motor yükleri için emme ve egzoz zamanlarında silindir içerisindeki hava basıncının yaklaşık olarak sabit olarak seyrettiği durumdaki basınç eğrilerinin hareketi ve aldıkları değerler gösterilmiştir. Bu diyagramlardan elde edilen veriler Tablo 6.13’te gösterilmiştir.

Tablo 6.13 Her bir orifis ile ulaşılabilen en yüksek motor yükü için kapalı diyagramlardan elde edilen veriler

Özellik	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
IMEP _g	bar	8,6408	8,6322	8,6304	8,6257	8,5199
IMEP _n	bar	8,3224	8,3084	8,2988	8,2212	8,0027
IMEP _p	bar	0,3184	0,3238	0,3317	0,4044	0,5172
Emme zamanında ölçülen sabit basınç	bar	0,9686	0,9682	0,9673	0,9645	0,9528
Egzoz zamanında ölçülen sabit basınç	bar	1,2862	1,2912	1,3041	1,3481	1,5358

Şekil 6.17 ve Şekil 6.18’de gösterilen diyagramları oluşturan değerler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucu bulunan indike basınç değerleri incelendiğinde, en yüksek motor yükleri için değerlendirme yapılacak olursa, daha düşük motor yüklerindeki durumdan farklı olarak egzoz karşı basıncı arttıkça $IMEP_g$ değerlerinin de sürekli olarak azaldığı görülmektedir. Ancak, bu ölçüm grubunda motor yüklerinin eşit olmadığı dikkate alınacak olursa bu değerlerdeki kademeli düşüşün bir istisna teşkil etmeyeceği yorumu yapılabilir.

Tablo 6.13’te gösterilen $IMEP_n$ değerleri incelendiğinde, egzoz karşı basıncı artışıyla bu değerlerin belirgin bir şekilde düştüğü görülmektedir. Ancak, $IMEP_g$ değerlerinde olduğu gibi, $IMEP_n$ değerlerindeki değişimin de bu ölçüm grubunda motor yüklerinin sabit olmamasından etkilendiği ve daha önceki ölçüm gruplarına göre egzoz karşı basıncı artışıyla daha yüksek oranlarda bir düşüş gözlemlendiği dikkat çekmektedir.

Her bir orifis ile ulaşılabilen en yüksek motor yükleri için, egzoz karşı basıncının indike basınçlar üzerindeki etkisinin en belirgin olduğu durum daha düşük motor yüklerinde olduğu gibi $IMEP_p$ değerleri için geçerlidir. Şekil 6.14 incelendiğinde, daha önceki bulgulara paralel olarak daha yüksek egzoz karşı basınçları oluşmasını sağlayan orifisler kullanımında, silindir içi basınçların egzoz zamanlarında daha düşük karşı basınç değerlerine göre daha yüksek ve emme zamanlarında daha düşük karşı basınç değerlerinde göre daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durum, egzoz karşı basıncı arttıkça emme ve egzoz zamanlarında ölçülen basınç değerlerinin arasındaki farkın da artmasına sebep olmaktadır. Tabloda da görüldüğü üzere egzoz karşı basıncı arttıkça $IMEP_p$ değerleri kademeli olarak yükselmektedir.

Tüm motor yüklerindeki kapalı diyagramların ve kapalı diyagramlar üzerinden elde edilen verilerin egzoz karşı basıncına göre değişimi incelendiğinde, egzoz karşı basıncı artışının motor performansı üzerindeki olumsuz etkisi anlaşılmaktadır. En yüksek motor yükü hariç tüm motor yükleri için, egzoz karşı basıncı artışıyla $IMEP_n$ değerlerinin düzenli olarak düştüğü görülmektedir. Deneylerde takip edilen ölçüm prosedürü incelendiğinde en yüksek motor yüklerindeki ölçümleri içeren ölçüm grubu

hariç tüm ölçümlerin eşit motor yüklerinde yapıldığı gözlemlenmektedir. Başka bir ifade ile 40 Nm motor yüküne kadar olan tüm ölçümlerde şafta aktarılan tork değerinin sabit olduğu ve böylece efektif güç değerinin de eşit olduğu görülmektedir. Bu durumda motorda üretilen ortalama net indike güç değerleri ve dolayısıyla $IMEP_n$ değerlerindeki farklılıkların mekanik kayıplardaki farklılıklardan kaynaklandığı değerlendirilmesi yapılabilir. Ayrıca, bu tespite göre egzoz karşı basıncı artışıyla mekanik aktarma kayıplarının da düştüğü başka bir ifade ile mekanik verimin arttığı değerlendirilmesi yapılabilir.

Eşit motor yüklerinde ölçümler yapılmayan maksimum motor yüklerindeki ölçümleri içeren ölçüm grubu hariç tüm ölçüm grupları için, egzoz karşı basıncının artışıyla $IMEP_g$ değerlerinin önce küçük oranlarda azaldığı daha sonra ise yüksek oranlarda arttığı gözlemlenmiştir. Bu değişken durumun $IMEP_g$ değerlerini etkileyen sebeplerden ve ölçüm prosedürlerinin seçiminden kaynaklandığı değerlendirilmesi yapılmıştır. Daha önce açıklandığı gibi egzoz karşı basıncı artışıyla birlikte mekanik aktarma kayıplarının düşmesi sebebiyle $IMEP_n$ değerleri kademeli olarak düşmektedir. $IMEP_g$ değerleri ise hem $IMEP_n$ değerlerinden hem de motordaki pompalama kayıplarından etkilenmektedir. Bu sebeple $IMEP_g$ değerlerinin motorun mekanik kayıplarına ve pompalama kayıplarına göre değişkenlik gösterdiği değerlendirilmesi yapılabilir. $IMEP_n$ değerlerinin tüm ölçüm gruplarında kademeli olarak düştüğü değerlendirildiğinde mekanik aktarma kayıplarının kademeli olarak düştüğü tespit edilmektedir. Eğer $IMEP_p$ değerleri ölçüm grupları içinde sabit kalmış olsaydı, egzoz karşı basıncı artışı sebebiyle $IMEP_g$ değerlerinin de $IMEP_n$ değerleri gibi kademeli olarak düşeceği değerlendirilmesi yapılabilirdi. Ancak, $IMEP_g$ değerlerinin azalmasına sebep olan mekanik aktarma kayıplarındaki düşüşe karşı olarak $IMEP_g$ değerlerinin artmasına sebep olacak $IMEP_p$ değerlerinin artışı, $IMEP_g$ değerlerindeki değişimin stabil olmamasına sebep olmaktadır. Egzoz karşı basıncı artışının daha düşük olduğu 1, 2 ve 3 numaralı orifisler arasında, egzoz karşı basıncı arttıkça mekanik aktarma kayıplarının düşmesinden kaynaklı olan $IMEP_g$ değerlerini azaltıcı etkinin, $IMEP_p$ değerlerinin yükselmesinden kaynaklı olan $IMEP_g$ değerlerini arttırıcı etki karşısında daha etkin olması sebebiyle bu orifis gruplarında $IMEP_g$ değerlerinin düştüğü ifade edilebilir. Ancak, egzoz karşı basıncının daha yüksek oranlarda arttığı 4 ve 5 numaralı

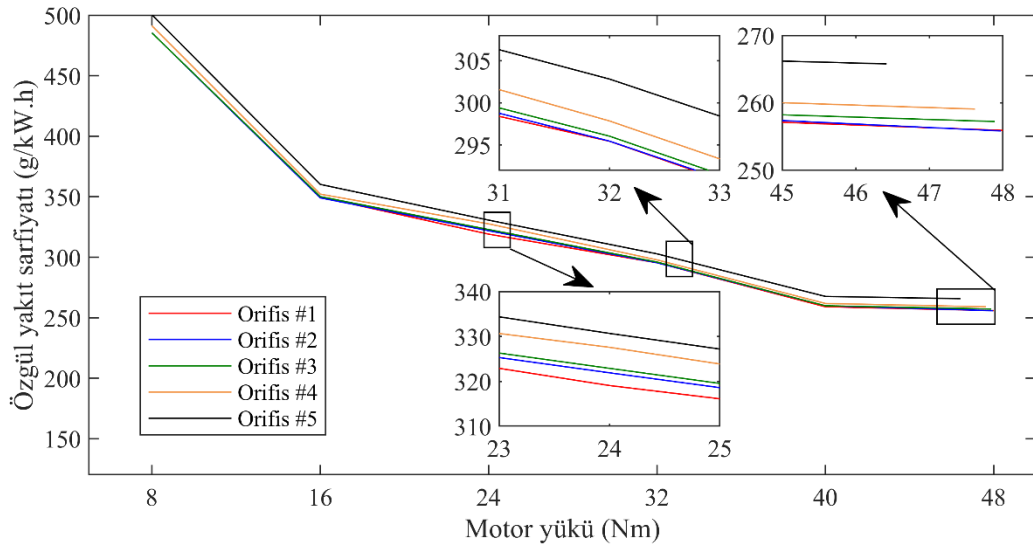
orifisler kullanımında ise $IMEP_p$ değerlerinin $IMEP_g$ değerleri üzerindeki arttırıcı etkisinin daha belirgin olması sebebiyle bu orifislerin kullanımında $IMEP_p$ değerlerinin yükseldiği görülmektedir. Tüm ölçüm grupları için, egzoz karşı basıncı artışıyla $IMEP_p$ değerlerinin yükseldiği gözlemlenmektedir. Motordaki pompalama kayıplarının bir göstergesi olan $IMEP_p$ değerleri, motorun çevrimini tamamlaması için gerekli olan emme ve egzoz zamanlarında egzoz basınç eğrisiyle emme basınç eğrisi arasında kalan alan kullanılarak hesaplanır. Aradaki alanın ölçüsü, başka bir ifade ile egzoz ve emme eğrileri arasındaki fark pompalama kayıplarının büyüklüğünü ifade eder. Egzoz zamanında, piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru hareket ederken pistonun ilerleyişine engel olan silindir içi basıncın yüksek olması veya emme zamanında piston alt ölü nokta yönünde hareket ederken pistonu iten silindir içi basıncın düşük olması pompalama kayıplarını ve dolayısıyla $IMEP_p$ değerlerini arttırmaktadır. Yapılan ölçümlerde, egzoz karşı basıncı arttıkça, egzoz zamanındaki silindir içi basınç değerinin arttığı ve emme zamanındaki silindir içi basınç seviyesinin azaldığı gözlemlenmiştir. Egzoz karşı basıncı arttıkça egzoz zamanındaki silindir içerisindeki basınç değerinin artmasının beklenen bir sonuç olduğu değerlendirilmiştir. Egzoz devresinde oluşan basıncın yükselmesi sonucu, silindir içi basınç ile egzoz devresindeki basınç farkının azalmasından dolayı silindir içerisinden tahliye edilen egzoz gazının çıkış hızı azalmaktadır. Bu durum, egzoz zamanının sonunda silindir içerisinde daha fazla basınçta atık gaz kalmasına sebep olmaktadır ve egzoz zamanındaki silindir içi basınç değeri artmaktadır. Böylece, egzoz zamanında pistonun hareketi için daha fazla güç harcanması gerekmektedir.

Yapılan ölçümlerde görülen bir diğer sonuç ise egzoz karşı basıncı arttıkça emme zamanında silindir içi basıncın daha düşük olmasıdır. Bu durumun silindir içerisinde egzoz zamanından kalan atık gaz olduğu öngörülebilir. Egzoz zamanında silindir içerisinde kalan egzoz gazının miktarı, basıncı ve sıcaklığı emme zamanında silindir içerisine alınabilecek havanın miktarını da doğrudan etkilemektedir. Egzoz karşı basıncı yükselmesi sonucu, silindir içerisinde daha fazla miktarda atık gaz kalması sebebiyle emme zamanı boyunca silindir içi basınç değerlerinin düşmesinin silindir içerisinde kalan atık gazın miktarı ve sıcaklığıyla ilgili olduğu değerlendirmesi yapılabilir. Egzoz zamanının sonunda ve emme zamanının başında gerçekleşen valf

overlepi sonrasında silindir içerisinde daha yüksek sıcaklık ve basınçta bir gaz kütlesi bulunması silindir içerisine alınan emme havasının miktarında da azalmaya sebep olacaktır. Emme başlangıcında silindir içerisinde başlangıçta daha yüksek sıcaklıkta bir gaz kütlesi olması sebebiyle içeri alınan emme havasıyla oluşturulan karışım sıcaklığının da göre daha yüksek olması beklenir. Böylece silindir içerisinde aynı hacim değerlerinde daha düşük kütlede bir karışımın bulunması beklenir. Pistonun alt ölü noktaya doğru hareketinin gerçekleşmesiyle sıcaklığın azalması sonucu sıcak olan gazın basıncını yitirmesi sonucunda emme zamanında silindir içerisindeki ortalama basınç değerinin düşmesi beklenir.

6.2.3 Özgül Yakıt Sarfıyatı

Özgül yakıt sarfıyatı, bir motorun şaft çıkışından ölçülen, üretmiş olduğu birim enerji başına harcamış olduğu kütsel yakıt miktarını ifade eden ve motorun, yakıtın kimyasal enerjisini ne kadar verimli bir şekilde işe çevirebildiğinin anlaşılmasını sağlayan bir değerdir. Şekil 6.19’da deneylerle elde edilen, egzoz karşı basıncı ve şaft çıkışında ölçülen motor yükünün değişimine göre g/kWh cinsinden özgül yakıt sarfıyatı değerlerini kapsayan diyagramlar gösterilmiştir.



Şekil 6.19 Özgül yakıt sarfıyatının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi

Şekil 6.19’da özgül yakıt sarfiyatının motor yüküne ve egzoz karşı basıncına göre değişimi gösterilmiştir. Diyagramı oluşturan değerler kümesi Tablo 6.14’te gösterilmiştir.

Tablo 6.14 Özgül yakıt sarfiyatının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi

Motor yükü (Nm)	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
8	g/kWh	485,42	485,46	485,40	491,30	500,39
16	g/kWh	349,72	349,77	350,11	352,16	360,21
24	g/kWh	319,09	321,92	322,92	327,60	330,69
32	g/kWh	295,45	295,46	296,05	297,85	302,82
40	g/kWh	259,10	259,97	259,95	261,83	267,64
İlgili orifisler ile ulaşılabilen azami motor yükü	g/kWh	255,92	255,84	257,23	259,08	265,78

Şekil 6.19 üzerinden elde edilerek Tablo 6.14’te detaylı olarak gösterilen özgül yakıt sarfiyatı değerleri incelendiğinde motor yükü ve egzoz karşı basıncının özgül yakıt sarfiyatı üzerinde belirleyici bir etkisi olduğu görülmektedir. Görüldüğü üzere, özgül yakıt sarfiyatı daha düşük motor yüklerinde daha yüksek olurken motor yükü arttıkça azalmaktadır. Bununla birlikte, daha yüksek egzoz karşı basıncına sebep olan daha küçük çaplı orifisler kullanımında, özgül yakıt sarfiyatı daha düşük olurken egzoz karşı basıncının artışıyla özgül yakıt sarfiyatı da artmaktadır. Egzoz karşı basıncı değişiminin daha düşük oranlarda gerçekleştiği 1, 2 ve 3 numaralı orifislerin kullanımında, özgül yakıt sarfiyatı genelde artış yönünde hareket etse de çok küçük oranlarda değişmektedir. Ancak egzoz karşı basıncının 6 kPa üzerine çıktığı 4 numaralı orifis kullanımında ve egzoz karşı basıncının 24 kPa üzerine çıktığı 5 numaralı orifis kullanımında özgül yakıt sarfiyatı belirgin bir şekilde artmaktadır. Örneğin 40 Nm motor yükü için değerlendirme yapılacak olursa, 1,2 ve 3 numaralı orifislerin kullanımında özgül yakıt sarfiyatı 259,1 ve 259,97 arasında değişirken, bu değer 4 numaralı orifis kullanımında 261,83 ve 5 numaralı orifis kullanımında 267,64 g/kWh olmaktadır. Özellikle daha yüksek motor yüklerinde, özgül yakıt sarfiyatının egzoz karşı basıncına göre değişiminin karşı basınçtaki değişim oranıyla doğru orantılı olduğu gözlemlenmiştir.

Motor yüklerinin birbirinden farklı olduğu, ancak yakıt sarfiyatlarının birbirine eşit olduğu her bir orifis ile ulaşılabilen en yüksek motor yükleri için özgül yakıt sarfiyatının değişimi incelendiğinde ilgili değerlerdeki değişimin daha düşük motor yüklerindeki değişime paralellik gösterdiği, ancak özellikle birbirine çok yakın egzoz karşı basıncı değerleri oluşmasına sebep olan 1 ve 2 numaralı orifisler kullanımında küçük bir oranda azaldığı gözlemlenmiştir.

Motor yükü arttıkça özgül yakıt sarfiyatının azalması beklenen bir sonuç olarak değerlendirilmiştir. Çok düşük motor yüklerinde bile motorun sabit bir motor hızında sürekli dönebilmesi için bir miktar yakıt sarf etmesinin gerektiği göz önüne alındığında motor yükü azaldıkça, özgül yakıt sarfiyatı değerinin sonsuza yakınsadığı değerlendirilmesi yapılabilir. Bu durumun temel sebebinin motorda üretilen mekanik işin şafta aktarılması sırasında yaşanan kayıplar olduğu öne sürülebilir. Her ne kadar mekanik aktarma kayıpları çeşitli parametrelere göre etkilense de motor yükü arttıkça bu kayıpların şafta aktarılan güce oranı düşmektedir. Bu sebeple her ne kadar motor yükü arttıkça yakıt sarfiyatı artsa da bu sırada üretilen işin daha yüksek oranlarda artması sebebiyle özgül yakıt sarfiyatının azaldığı değerlendirilmesi yapılabilir.

1, 2 ve 3 numaralı orifislerin kullanımında egzoz karşı basıncı artışıyla özgül yakıt sarfiyatının çok küçük oranlarda arttığı görülmüştür. Bu durumun sebebi, bu orifislerin sebep olduğu egzoz karşı basıncı değerlerinin birbirine çok yakın olmasıdır. Egzoz karşı basıncındaki küçük oranlı değişimlerin motor verimini etkileyen indike basınçlar, pompalama kayıpları ve sürtünme kayıpları gibi parametreler üzerindeki etkisinin düşük olması sebebiyle özgül yakıt sarfiyatındaki değişimin de benzer şekilde düşük olduğu değerlendirilmiştir. Ancak, 4 ve 5 numaralı orifislerin kullanımında özgül yakıt sarfiyatının belirgin bir şekilde arttığı görülmüştür. Egzoz karşı basıncındaki yüksek oranlardaki artışla özgül yakıt sarfiyatının artmasının temel sebebinin egzoz karşı basıncı artışı kaynaklı olarak motorda yaşanan çeşitli kayıplardaki artışlar olduğu değerlendirilmesi yapılabilir. Açıklanacak olursa, motorda, silindir içerisine püskürtülen yakıtın yakılması sonucunda elde edilen enerji, şafta ihtiyaç duyulan güç değerinin karşılanmasında, pistonla iletilen işin şafta aktarılması

aşamasında görülen mekanik ve pompalama kayıpların karşılanmasında ve egzoz başta olmak üzere çeşitli yöntemlerle silindirden uzaklaştırılan ısıнын karşılanmasında kullanılmaktadır. Bahsi geçen kayıplar ve atılan ısı değerleri ne kadar düşük olursa özgül yakıt sarfiyatının da aynı oranda düşük olması beklenir. Bu sebeple, bu kayıpların artışına sebep olan tüm değişkenlerin özgül yakıt sarfiyatını da arttırması beklenebilir.

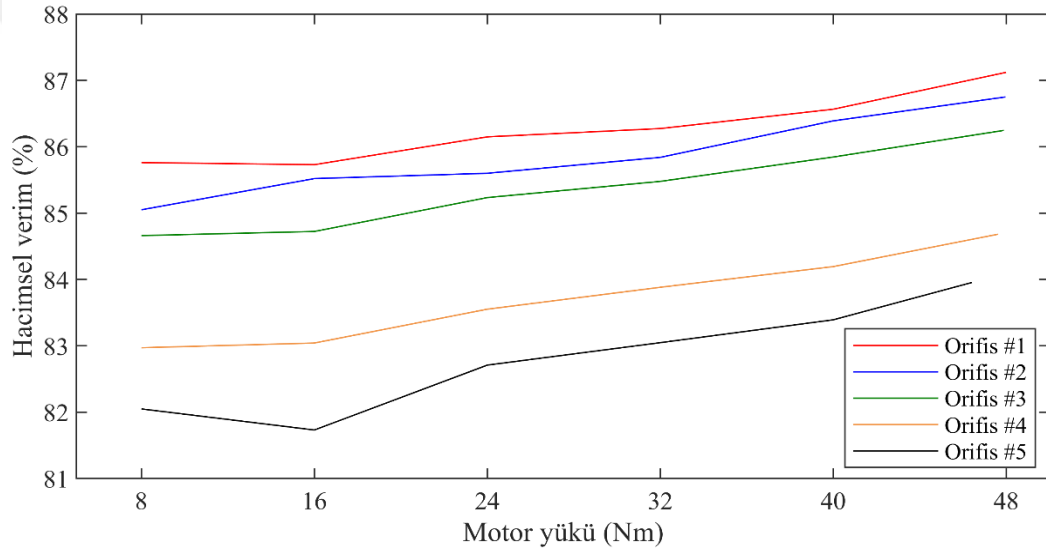
Yapılan analizlerde açık indikatör diyagramları ile tespit edilmiş olan, egzoz karşı basıncı artışıyla yanma zamanlarının ertelendiği ve egzoz zamanında egzoz basıncının arttığı dikkate alındığında, egzoz karşı basıncı artışıyla egzoz sıcaklıklarının da artması beklenebilir. Egzoz sıcaklığının artışıyla silindirden faydalı işe çevrilmeden atılan ısı miktarının artacak olması -başka bir ifade ile kayıp ısı miktarını artması- sebebiyle özgül yakıt sarfiyatının da artması beklenebilir. Buna göre, egzoz karşı basıncı artışıyla özgül yakıt sarfiyatının artmasının sebeplerinden birinin yüksek egzoz karşı basınçlarında egzoz gazı ile daha fazla miktarlarda ısı kaybedilmesi olacağı değerlendirilmiştir.

Kapalı indikatör diyagramları ile tespit edilmiş olan egzoz karşı basıncı artışıyla pompalama kayıplarının arttığı dikkate alındığında, artan egzoz karşı basıncı değerlerinde aynı efektif güç değerine ulaşmak için kapalı indikatör diyagramlarında görülen sıkıştırma zamanındaki eğri ile güç zamanındaki eğri arasında kalan alanın daha büyük olarak elde edilmesi gereklidir. Sıkıştırma zamanındaki basınç eğrisi, yakıt miktarı ve yanma sonucu elde edilen gücün değiştirilmesiyle doğrudan değiştirilemediği için bahsi geçen eğriler arasında kalan alanın arttırılması için güç zamanındaki eğrinin taradığı alanın genişletilmesi gereklidir. Bu durum ancak yanma zamanında daha fazla enerji elde edilmesiyle mümkün olmaktadır. Daha fazla enerji elde edebilmek için yanma verimini düşüren çeşitli değişkenlerin etkisini azaltmak veya daha fazla miktarda ve en uygun zamanda yakıt püskürtülmesi gerektiği dikkate alındığında pompalama kayıplarının sebep olduğu verim düşüşünün karşılanması için daha fazla miktarda yakıt sarf edilmesi gerekebileceği sonucuna varılabilir. Buna göre, egzoz karşı basıncı artışıyla özgül yakıt sarfiyatının artmasının sebeplerinden bir

diğerinin yüksek pompalama kayıplarından kaynaklı verim kaybını karşılamak için daha fazla miktarda yakıt sarf edilmesi olacağı değerlendirilmiştir.

6.2.4 Hacimsel Verim

Silindir içersine alınan gerçek hava miktarının, teorik olarak alınabilecek hava miktarına oranını ifade eden hacimsel verim kavramı bir dizel motorda emme süreçlerine ait performansın değerlendirilmesi konusunda oldukça önemli bir etkidir. Şekil 6.20’de egzoz karşı basıncı ve motor yükünün değişimine göre hacimsel verim değişimini kapsayan diyagramlar gösterilmiştir.



Şekil 6.20 Hacimsel verimin motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi

Şekilde görüldüğü üzere hacimsel verim değerleri egzoz karşı basıncı arttıkça azalmaktadır. Değerlerdeki belirgin değişimin, egzoz karşı basıncı artışıyla egzoz gazlarının silindir içersinden atılışının zorlaşmasından kaynaklandığı değerlendirilmesi yapılabilir.

Şekil 6.20’de hacim verimin motor yüküne ve egzoz karşı basıncına göre değişimi gösterilmiştir. Diyagramı oluşturan değerler kümesi Tablo 6.15’te gösterilmiştir.

Tablo 6.15 Hacimsel verimin motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi

Motor yükü (Nm)	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
8	%	85,7617	85,0486	84,6609	82,9708	82,0491
16	%	85,7298	85,5270	84,7231	83,0420	81,7314
24	%	86,1489	85,6018	85,2338	83,5520	82,7092
32	%	86,2741	85,8497	85,4779	83,8819	83,0474
40	%	86,5653	86,3970	85,8450	84,1938	83,3917
İlgili orifisler ile ulaşılabilen azami motor yükü	%	87,1211	86,7449	86,2464	84,6815	83,9548

Tablo 6.15 ve Şekil 6.20’de gösterilen hacimsel verim değerlerinin motor yüküne göre değişimi incelendiğinde, motor yükü arttıkça hacimsel verim değerinin de küçük oranlarda arttığı görülmektedir. Egzoz karşı basıncı değişiminin etkisiyle karşılaştırıldığında, motor yükünün hacimsel verim üzerinde oldukça düşük oranlarda bir etkiye sahip olduğu anlaşılmaktadır. Görüldüğü üzere, en düşük yük ile en yüksek yük arasındaki değişim oranı bile değerlendirmeye alındığında, hacimsel verimin motor yükünün değişimiyle %2’nin altında bir oranda arttığı dikkat çekmektedir

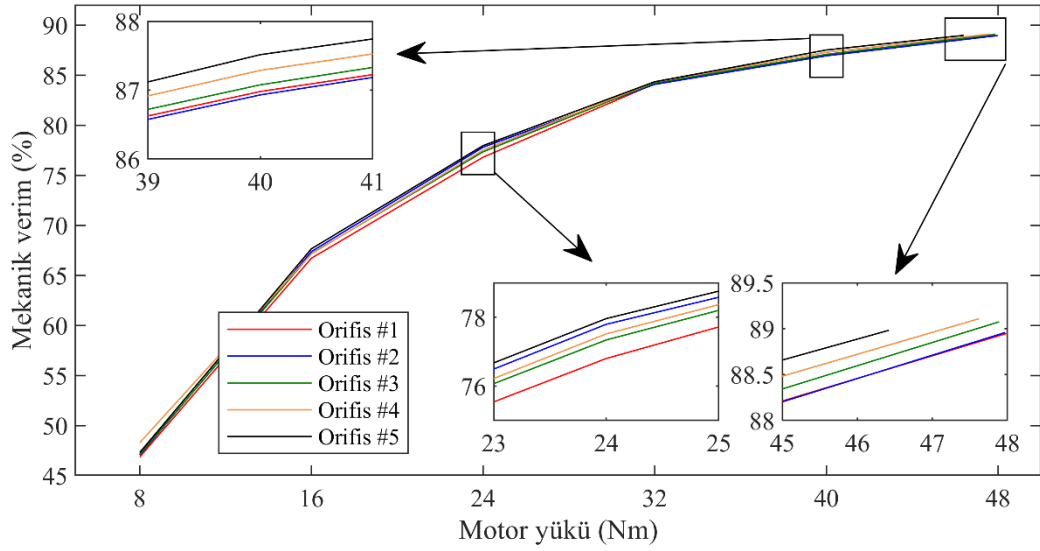
Şekil 6.20 üzerinden elde edilerek Tablo 6.15’te detaylı olarak gösterilen hacimsel verim değerleri incelendiğinde hem motor yükünün hem de egzoz karşı basıncının hacimsel verim üzerindeki etkili parametreler olduğu görülmektedir. 40 Nm motor yükü için değerlendirme yapılacak olursa en az oranda egzoz karşı basıncı oluşturan 1 numaralı orifis kullanımında hacimsel verim %86,57 olurken, 2 numaralı orifis kullanımında %86,40 3 numaralı orifis kullanımında %85,85, 4 numaralı orifis kullanımında %84,19 ve 5 numaralı orifis kullanımında %83,39 olmaktadır. Tüm motor yükleri için genel olarak değerlendirme yapılacak olursa, egzoz karşı basıncının daha düşük oranlarda değiştiği 1, 2 ve 3 numaralı orifislerin kullanımında hacimsel verim değerleri daha düşük oranlarda değişirken, egzoz karşı basıncının daha yüksek oranlarda değiştiği 4 ve 5 numaralı orifisler kullanımında hacimsel verim değerleri daha büyük oranlarda değişmektedir.

Yapılan deneylerde elde edilen sonuçlarda, motor yükünün artmasıyla hacimsel verimin de artması sonucu beklenen bir sonuç olarak değerlendirilmemiştir. Turboşarjlı dizel motorlarda motor yükü artışıyla türbin devrinin artacağı ve buna bağlı olarak skavenç basıncının artacağı gerekçeleriyle hacimsel verim değerinin de artması beklenmektedir. Ancak, doğal emişli bir dizel motorda motor hızının sabit olması, emme valfi zamanlamasının değiştirilmemesi, hava basıncını arttıran ilave bir sistemin bulunmaması gibi durumlarda hacimsel verimde bir artış gözlenmesi beklenmemektedir. Ayrıca, motor yükü arttıkça motor gövde sıcaklığının artacak olması sebebiyle silindir içerisine alınan havanın da sıcaklığının artması, buna bağlı olarak yoğunluğunun azalması ve sonuç olarak silindir içerisine alınabilen havanın kütleli değeri düşmesi beklenebilir. Ancak, mevcut çalışmada motor yükünün artışıyla emme havası kütleli debisinin çok küçük oranlarda yükseldiği ve buna bağlı olarak da hesaplanan hacimsel verim değeri benzer oranlarda arttığı gözlemlenmiştir. Bu durumun sebebinin açıklaması, kapalı indikatör diyagramlarının analizi sırasında kullanılan tablolarda gösterilen emme zamanında silindir içerisindeki basınç değeri kullanılarak yapılmaktadır. İlgili tablolarda görüldüğü üzere her bir orifis için motor yükü arttıkça pompalama işi sebebiyle kayıplar artmakta, egzoz zamanındaki silindir içi basınçlar yükselmekte ve emme zamanındaki silindir içi basınçlar çok küçük oranlarda düşmektedir. Bu basıncın düşmesi silindir içerisine daha az miktarda hava alınmasına sebep olduğu için hacimsel verim değeri de motor yükü artışıyla küçük oranlarda arttığı değerlendirilebilir.

Yapılan deneylerde egzoz karşı basıncının yükselmesiyle, hacimsel verim değerlerinin belirgin bir şekilde düştüğü dikkate alınmaktadır. Bu durum, egzoz karşı basıncı artışıyla, silindir içerisinde kalan atık egzoz gazı miktarının daha yüksek olacak olmasından kaynaklı olarak bir sonraki çevrimde silindir içerisine alınabilen emme havası miktarını kısıtlayacak olması sebebiyle beklenen bir ölçüm sonucu olarak değerlendirilmektedir. Hacimsel verimdeki düşüş oranının, egzoz karşı basıncındaki artış oranıyla paralellik gösterdiği de dikkate alındığında iki parametre arasında doğrudan bir ters orantı olduğu ifade edilebilir.

6.2.5 Mekanik Verim

Mekanik verim dizel motorlarda, yakıtın yakılması sonucu ortaya çıkan enerjinin pistonu aktararak işe çevrilebilen kısmının şafta aktarılmasının etkinliğini gösteren değerdir. Şekil 6.21’de egzoz karşı basıncı ve motor yükünün değişimine göre mekanik verim değişimini kapsayan diyagramlar gösterilmiştir.



Şekil 6.21 Mekanik verimin motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi

Diyagramı oluşturan değerler kümesi Tablo 6.16’da gösterilmiştir.

Tablo 6.16 Mekanik verimin motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi

Motor yükü (Nm)	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
8	%	46,86	47,05	47,14	48,29	47,31
16	%	66,71	67,38	67,18	67,14	67,66
24	%	76,80	77,79	77,34	77,51	77,96
32	%	84,14	84,08	84,22	84,32	84,34
40	%	86,98	86,93	87,08	87,29	87,52
İlgili orifisler ile ulaşılabilen azami motor yükü	%	88,95	88,96	89,07	89,11	88,98

Tablo 6.16 ve Şekil 6.21’de gösterilen mekanik verim değerlerinin motor yüküne göre değişimi incelendiğinde, motor yükü arttıkça mekanik verim değerlerinin çok belirgin bir şekilde arttığı dikkat çekmektedir. 8 Nm motor yükünde mekanik verim değeri tüm orifisler için %48’in altına düşerken motor yükünün artışıyla 16 Nm motor yükünde % 66-68 arasında değişmekte, 32 Nm motor yükünde % 84-85 arasında değişmekte ve ulaşılabilen en yüksek motor yüklerinde yaklaşık %89 oranlarında olduğu dikkat çekmektedir.

Tablo 6.16 ve Şekil 6.21’de gösterilen değerler incelendiğinde egzoz karşı basıncı artışının mekanik verim değerlerini arttırıcı yönde bir etkiye sahip olduğu dikkat çekmektedir. Mekanik verimin motor yükünü etkisiyle değişimiyle karşılaştırıldığında egzoz karşı basıncı değişimi etkisiyle çok daha düşük oranlarda bir değişim görülse de birkaç istisnai durum hariç genel olarak düzenli bir değişim görülmektedir. Örneğin, 40 Nm motor yükü için, 1 numaralı orifis kullanımında mekanik verim %86,98 olurken, aynı değer 3 numaralı orifis kullanımında %87,08, 4 numaralı orifis kullanımında %87,29 ve 5 numaralı orifis kullanımında %87,52 olduğu görülmektedir. Diğer motor yüklerinde de benzer şekilde bir artış eğilimi görülmektedir. Ancak, 8 Nm motor yükünde 4 numaralı orifis kullanımında, 16 Nm ve 24 Nm motor yüklerinde 2 numaralı orifis kullanımında, 32 Nm ve 40 Nm motor yüklerinde ise 1 numaralı orifis kullanımında beklenenden daha yüksek mekanik verim değerlerine ulaşıldığı dikkat çekmektedir.

Motor yükü arttıkça mekanik verim değerlerinin de artması durumunun, mekanik verim tanımından yola çıkıldığında oldukça olası bir sonuç olduğu değerlendirilmesi yapılabilir. Pistona iletilen işin şafta aktarılması sürecinde, piston ile segmanlar arasındaki sürtünme, segmanlar ile layner yüzeyi arasındaki sürtünme, pistondan piston koluna, piston kolundan krank pin yataklarına ve krank şafta aktarma sırasında yaşanan kayıplar, krank şaftın üzerindeki ana yataklardaki sürtünme, soğutma fanının gösterdiği ilave direnç vb. sebepler kayıp oluşmasına sebep olmaktadır. Bahsi geçen kayıpların önemli birçoğunun motor yükü ile birlikte değişmemesi sebebiyle kayıpların da dolaylı yoldan kaynaklanan sebepler hariç çok büyük oranlarda değişmesi beklenmez. Buna karşın, motor yükünün arttırılmasıyla, hem pistona iletilen

güç hem de şaftta aktarılabilen güç artmaktadır. Başka bir ifade ile motor yükünün artışıyla, aktarmalar sırasında kaybolan güç çok küçük oranlarda değişirken, mekanik verim hesaplamasında kullanılan net indike güç ve efektif güç büyük oranlarda artmaktadır. Bu sebeple, motor yükü arttıkça iki değer arasındaki fark yaklaşık olarak sabit olarak kalsa da mekanik gücü ifade eden efektif gücün net indike güce oranı sürekli olarak artmaktadır. Bu durum, motor yükü arttıkça mekanik verimin de artmasına sebep olmaktadır.

Şekil 6.21’de gösterilen ve Tablo 6.16’da detayları paylaşılan veriler incelendiğinde dikkat çeken bir diğer husus, eşit motor yüklerinde egzoz karşı basıncı artışıyla mekanik verimin artmasıdır. Bu değerlendirmede, motor yükleri eşit olduğu için efektif güç değerlerinin de eşit olduğu anlaşılabılır. Bu durumda, mekanik verimin yükselmesi, net indike güç değerinin düştüğünü veya aktarma sırasında yaşanan kayıpların azaldığını göstermektedir. Kapalı indikatör diyagramlarından elde edilen sonuçlar gözden geçirildiğinde, egzoz karşı basıncı artışıyla net indike basınçların ve dolayısıyla net indike güç değerlerinin düştüğü doğrulanabilmektedir. Egzoz karşı basıncı artışıyla, daha düşük net indike güç değeri elde edilmesine rağmen, aktarmalar sonucunda eşit büyüklükte efektif güç değerleri elde edilmesi kesin olarak egzoz karşı basıncı artışıyla mekanik aktarmalar sırasında daha düşük kayıplar yaşandığı sonucuna ulaşılmasını sağlamaktadır.

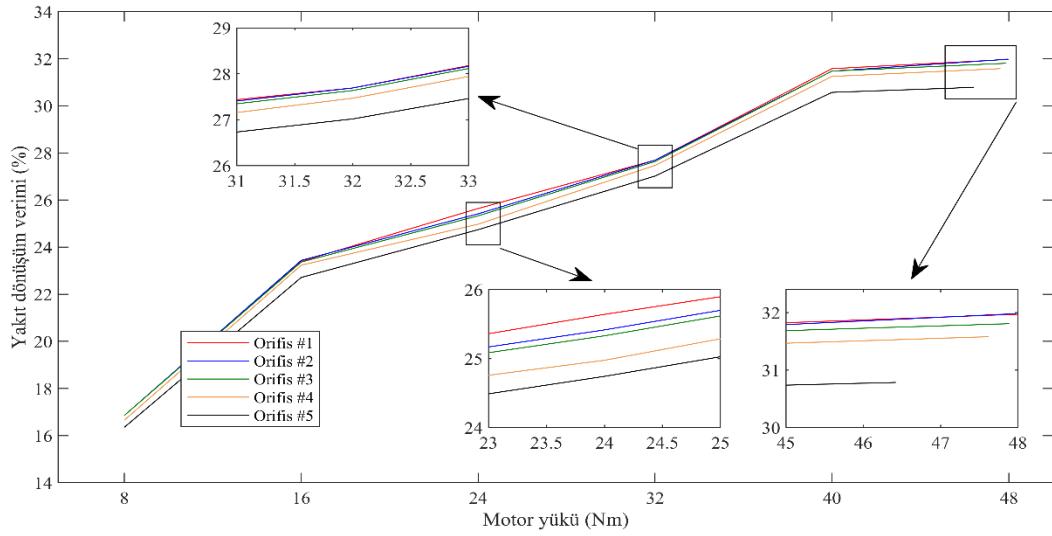
Açık indikatör diyagramları kullanılarak yapılan değerlendirmelerde görüldüğü üzere, egzoz karşı basıncı artışı maksimum silindir içi basınç değerlerinin düşmesine, yanma zamanlarının gecikmesine ve yanma veriminin düşmesine yol açmaktadır. Özgül yakıt sarfıyatı verileri kullanılarak yapılan değerlendirmelerde, eşit motor yüklerinde egzoz karşı basıncı arttıkça silindir içerisine püskürtülen yakıt miktarının arttığı görülmektedir. Kapalı indikatör diyagramları kullanılarak yapılan değerlendirmelerde ise egzoz karşı basıncı artışıyla net indike güç değerlerinin düştüğü görülmektedir. Tüm bulgular bir araya getirildiğinde, egzoz karşı basıncı artışıyla, silindir içi basınç dağılımında ulaşılan tepe değerlerinin düştüğü, yanma veriminin düştüğü, daha fazla miktarda yakıt kullanılmasına rağmen daha düşük miktarda enerji üretildiği görülmektedir. Ulaşılan maksimum basınç değerlerinin

düşmesi, özellikle yanma sırasında ve hemen sonrasında pistonun üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru ilerlerken maruz kalmış olduğu anlık maksimum bileşke kuvvetin azalmasına yol açmaktadır. Piston üzerine etkiyen maksimum kuvvet azaldığında dolaylı olarak piston üzerine etkileyen yanal kuvvetin de azalacak olması sebebiyle piston ile segmanlar ve segmanlar ile layner yüzeyi arasında gerçekleşen temas sonucu oluşan sürtünme kuvvetinin de azalması beklenir. Bu durumda sürtünmelerden kaynaklı kayıpların azalacak olması egzoz karşı basıncı artışıyla mekanik verimin yükselmesinin temel sebeplerinden biri olarak gösterilebilir.

Başka bir açıdan değerlendirme yapılacak olursa, egzoz karşı basıncı artışıyla maksimum basınçların ve dolayısıyla sıcaklıkların düşmesi ve indike basınç değerlerinin düşmesi sebebiyle motor gövde sıcaklığının da düşecek olması beklenebilir. Daha düşük gövde sıcaklığına sahip motorda ısıl gerilmelerin daha az olacak olması, parçalar arasındaki sürtünmenin daha düşük oranlarda gerçekleşecek olması ve parça genleşmelerinin daha az olacak olması sebepleriyle yataklarda ve diğer aktarma organlarındaki kayıpların daha düşük olacağı öngörülebilir. Bu durumun gerçekleşmesi halinde de mekanik verimin daha yüksek olarak ölçülmesinin mümkün olabileceği değerlendirilmektedir.

6.2.6 Yakıt Dönüşüm Verimi

Yakıt dönüşüm verimi kavramı, motorda şafta aktarılan enerjinin, sarf edilen yakıtın tamamının yakılmasıyla elde edilebilecek enerji miktarına oranını ifade eder. Şekil 6.22’de yürütülen deneylerle elde edilen, egzoz karşı basıncı ve motor yükünün değişimine göre yakıt dönüşüm verimi değişimini kapsayan diyagramlar gösterilmiştir.



Şekil 6.22 Yakıt dönüşüm veriminin motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi

Şekil 6.22’de yakıt dönüşüm veriminin motor yüküne ve egzoz karşı basıncına göre değişimi gösterilmiştir. Diyagramı oluşturan değerler kümesi Tablo 6.17’de gösterilmiştir.

Tablo 6.17 Yakıt dönüşüm veriminin motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi

Motor yükü (Nm)	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
8	%	16,86	16,85	16,86	16,65	16,35
16	%	23,40	23,44	23,37	23,23	22,71
24	%	25,64	25,42	25,34	24,98	24,74
32	%	27,69	27,69	27,64	27,47	27,02
40	%	31,58	31,47	31,47	31,25	30,57
İlgili orifisler ile ulaşılabilen azami motor yükü	%	31,97	31,98	31,81	31,58	30,78

Tablo 6.17 ve Şekil 6.22’de gösterilen yakıt dönüşüm verimi değerleri incelendiğinde motor yükü arttıkça yakıt dönüşüm verimlerinin de kademeli olarak yükseldiği görülmektedir. Özellikle motor yükünün 40 Nm üzerine çıktığı durumlarda yakıt dönüşüm verimi değerlerinin daha geniş aralıklarla yükseldiği dikkat çekmektedir.

Yakıt dönüşüm veriminin egzoz karşı basıncı artışına göre değişimi değerlendirilecek olursa genel olarak bir düşme eğilimi gözlemlenmektedir. Özellikle egzoz karşı basıncı artışının daha büyük oranlarda gerçekleştiği 4 ve 5 numaralı orifisler kullanımında yakıt dönüşüm veriminin daha büyük oranlarda düştüğü dikkat çekmektedir.

Yakıt dönüşüm veriminin tanımından yola çıkılacak olursa, bu kavramın hesaplanmasında kullanılan temel parametrelerin efektif güç ve yakıt sarfiyatı olacağı görülmektedir. Aynı değerlerin kullanıldığı bir diğer performans göstergesi olan özgül yakıt sarfiyatı ile yakıt dönüşüm verimi değerleri aynı koşullar için karşılaştırıldığında bu iki performans göstergesi arasında ters bir orantı olduğu görülmektedir. Bu sebeple, özgül yakıt sarfiyatının azalmasını sağlayan tüm sebeplerin yakıt dönüşüm verimini arttıracığı, özgül yakıt sarfiyatının yükselmesine sebep olan tüm sebeplerin ise yakıt dönüşüm verimini düşüreceği öngörülebilir.

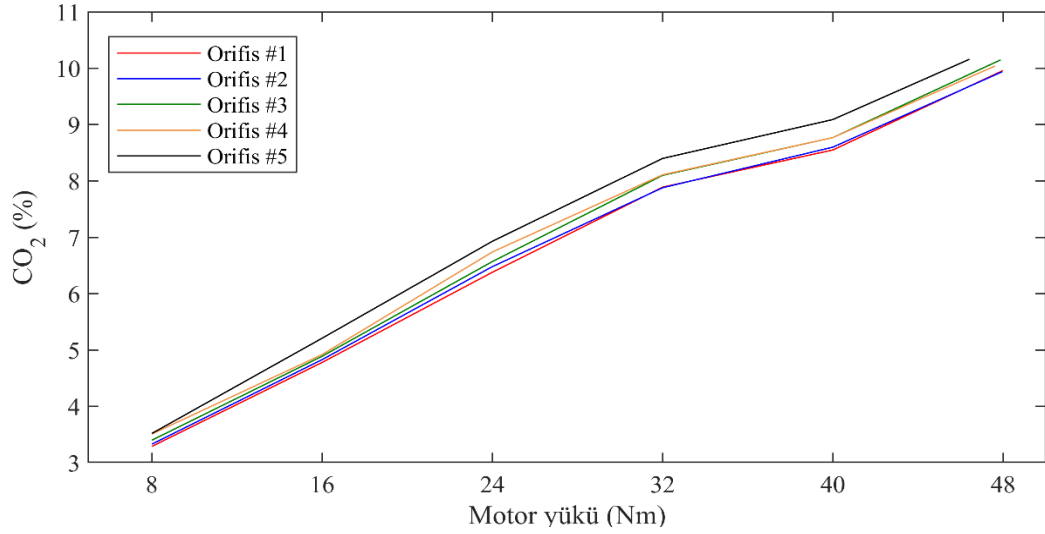
Yakıt dönüşüm verimi hesaplamasında özgül yakıt sarfiyatından farklı olarak yakıtın ısı değeri de kullanılıyor olsa da deneylerde kullanılan yakıtın değiştirilmemesi sebebiyle bu iki performans parametresi arasındaki ters orantının tüm ölçüm koşulları için sabit kalacağı değerlendirilebilir.

6.3 Egzoz Karşı Basıncının Egzoz Salımları Üzerindeki Etkilerinin Analizi

Deneylerde yükseltelen egzoz karşı basıncının, test motorunda atmosfere salınan maddelerin miktarı üzerindeki etkilerinin analiz edilebilmesi için düzenli ölçümler yapılmıştır. Deney düzeneği ile yapılan ölçümlerden CO₂, O₂, CO ve NO_x maddelerinin egzoz gazı içeriğindeki hacimsel oranları ve bu oranlar ile birlikte egzoz debisi ve efektif güç verileri kullanılarak hesaplanan özgül egzoz salımları verileri kullanılarak çeşitli karşılaştırmalar ve analizler yapılmıştır.

6.3.1 Karbondioksit Salımları

Egzoz gazı içeriğinde yer alan CO₂, yakıt içeriğinde bulunan karbon moleküllerinin tam oksidasyonu sonucu oluşan ve karbon içeren yakıtların kullanıldığı içten yanmalı motorlarda oluşması kaçınılmaz olan bir hava kirleticidir. Şekil 6.23'te egzoz karşı basıncı ve motor yükünün değişimine göre hacimsel CO₂ salım oranının değişimini kapsayan diyagramlar gösterilmiştir.



Şekil 6.23 Oransal CO₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi

Diyagramı oluşturan değerler kümesi Tablo 6.18'de gösterilmiştir.

Tablo 6.18 Oransal CO₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi

Motor yükü (Nm)	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
8	%	3,29	3,33	3,4	3,51	3,52
16	%	4,78	4,83	4,89	4,92	5,21
24	%	6,38	6,48	6,57	6,74	6,93
32	%	7,89	7,88	8,1	8,11	8,4
40	%	8,55	8,6	8,77	8,77	9,09
İlgili orifisler ile ulaşılabilen azami motor yükü	%	9,96	9,94	10,15	10,04	10,16

Tablo 6.18 ve Şekil 6.23'te gösterilen egzoz gazı içeriğindeki CO₂ bileşiğinin hacimsel oranının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi ile ilgili değerler incelendiğinde hem motor yükünün hem de egzoz karşı basıncının CO₂ salımları üzerinde belirleyici bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. Motor yükü açısından değerlendirme yapılacak olursa, motor yükü arttıkça CO₂ salımlarının da kademeli ve düzenli olarak arttığı görülmektedir.

Egzoz karşı basıncı artışının CO₂ salımları üzerindeki etkisi mevcut değer kümeesi üzerinden değerlendirilecek olduğunda, egzoz karşı basıncı artışının CO₂ salımlarını kademeli ve düzenli olarak arttırdığı gözlemlenmiştir. Örneğin, 32 Nm motor yükünde 2 numaralı orifis kullanımında olduğu gibi artış konusunda bazı istisnalar olsa da genel olarak egzoz karşı basıncı artışıyla egzoz gazı içeriğindeki CO₂ miktarının hacimsel değerinin yükseldiğinden bahsedilebilir. Ancak, farklı çaplardaki orifisler kullanımında, egzoz karşı basıncındaki artış oranıyla CO₂ salımlarındaki artış oranının özellikle düşük motor yüklerinde tam anlamıyla paralellik göstermediği dikkat çekmektedir.

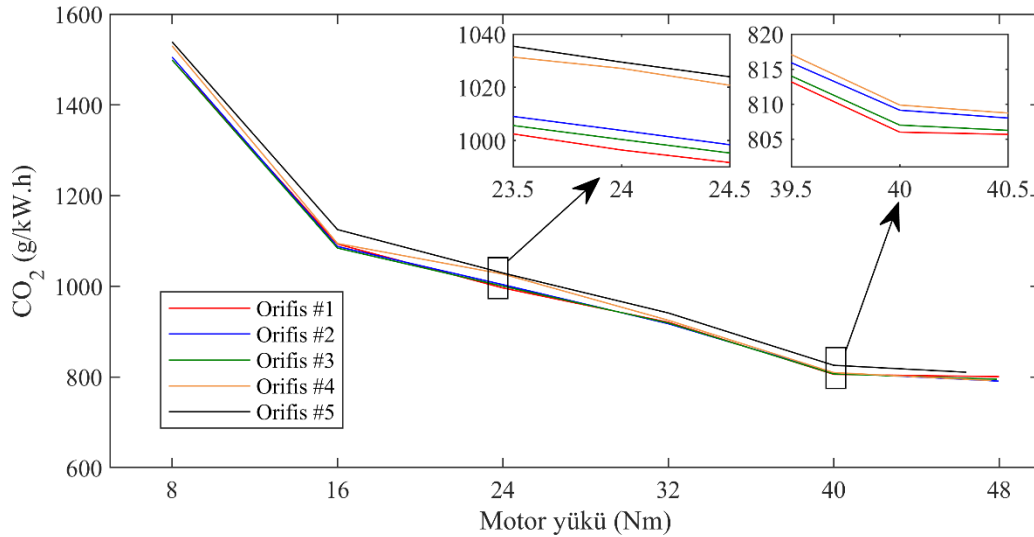
Motor yükü arttıkça CO₂ salımlarının artışı yakıt sarfiyatının ve üretilen enerji miktarının oransal olarak çok yükselmesi sebebiyle beklenen bir durumdur. Motor yükü arttıkça hacimsel verimin çok küçük oranlarda değişmesi sebebiyle egzoz gazının kütleli debisinde çok büyük oranlarda bir değişim beklenmemektedir. Ancak, motor yükü artışıyla yakılan yakıt ve sağlanan enerji miktarı kayda değer oranda arttığı için daha fazla miktarda karbon molekülü bulunması sebebiyle CO₂ oluşumunun da artması beklenen bir sonuçtur.

CO₂ salımlarının oluşum mekanizması dikkate alındığında bu salımlarla yakıt sarfiyatları arasında bir ilişki olması beklenebilir. Bunun sebebi egzoz gazı içeriğindeki CO₂ moleküllerinin kaynağının yakıt içeriğindeki karbon molekülleri ve hava içeriğindeki oksijen molekülleri olmasıdır. Yanma sırasında ne kadar yüksek miktarda karbon molekülü tam oksidasyona uğradıysa egzoz gazı içeriğinde de yaklaşık olarak benzer miktarda bir CO₂ molekülü artışına rastlanması beklenebilir. Ancak, gerçek koşullarda, karbon moleküllerinin tamamının tam oksidasyona

uğramaması ve bu moleküllerin oksidasyona uğradığı zamanlamanın, üretilen enerjinin faydalı işe aktarılması için en uygun zaman olmaması gibi sebeplerle artış oranlarında sapmalar görülebilmektedir.

Deneylerde elde edilen bulgular üzerinden yapılan analizlerde, egzoz karşı basıncı artışıyla CO₂ salımlarında benzer yönde bir artış görülmektedir. Ancak, egzoz karşı basıncı artışıyla CO₂ moleküllerinin egzoz gazı içeriğindeki oranındaki artış miktarıyla yakıt sarfıyatı artış oranı arasında bir karşılaştırma yapmak mümkün değildir. Bu durumun sebebi, egzoz karşı basıncı arttıkça egzoz gazının kütleli debisinin, sıcaklığının ve yoğunluğunun sabit olarak kalmamasıdır. Bu konuda daha etkin bir karşılaştırma yapmak üzere özgül egzoz salımları verilerinin kullanımı daha faydalı olmaktadır.

Şekil 6.24'te yürütülen deneylerle elde edilen, egzoz karşı basıncı ve motor yükünün değişimine göre özgül CO₂ salım miktarlarının değişimini kapsayan diyagramlar gösterilmiştir. Bu diyagramlarda gösterilen değerler, birim kWh başına salınan kütleli CO₂ miktarlarını ifade etmektedir.



Şekil 6.24 Özgül CO₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi

Şekil 6.24'te egzoz gazı içeriğindeki özgül CO₂ miktarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi gösterilmiştir. Diyagramı oluşturan değerler kümesi Tablo 6.19'da gösterilmiştir.

Tablo 6.19 Özgül CO₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi

Motor yükü (Nm)	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
8	g/kWh	1499,18	1509,98	1514,00	1530,25	1539,12
16	g/kWh	1093,19	1095,92	1095,03	1094,51	1125,20
24	g/kWh	996,43	1007,67	1010,30	1027,12	1029,47
32	g/kWh	920,91	921,99	928,01	925,30	941,37
40	g/kWh	806,00	814,77	814,69	809,87	826,00
İlgili orifisler ile ulaşılabilen azami motor yükü	g/kWh	800,84	799,27	802,71	792,40	810,70

Tablo 6.19 ve Şekil 6.24'te gösterilen motor yükü ve egzoz karşı basıncının değişimine göre özgül CO₂ salım miktarlarındaki değişim incelendiğinde, motor yükü arttıkça özgül CO₂ salımlarının düştüğü görülmektedir.

Egzoz karşı basıncı artışının özgül CO₂ salım değerleri üzerindeki etkisi değerlendirildiğinde genel olarak egzoz karşı basıncı arttıkça özgül CO₂ salım değerlerinin de arttığı dikkat çekmektedir. Ancak, deneyler kapsamında elde edilen veri seti incelendiğinde, bu konuda özellikle 4 numaralı orifis kullanımının dahil olduğu sonuçlarda bazı istisnai durumların olduğu dikkat çekmektedir. 8 Nm ve 24 Nm motor yükleri hariç tüm motor yüklerinde 4 numaralı orifis kullanıldığı durumda 3 numaralı orifis kullanıldığı duruma göre daha düşük miktarlarda özgül CO₂ salımı değerlerine ulaşıldığı görülmektedir.

Motor yükü arttıkça özgül CO₂ salım değerlerinin düşmesi beklenen bir sonuçtur. Bu durumun temel sebebinin motor yükü arttıkça mekanik verimin belirgin bir şekilde artması olduğu değerlendirilebilir. Motor yükü arttıkça aktarmalarda gerçekleşen kayıpların aktarılan güç miktarına oranının düşmesi sebebiyle mekanik verim artmakta ve buna paralel olarak da şafta aktarılan birim enerji başına daha düşük miktarda yakıt

sarfiyatı yeterli olmaktadır. CO₂ salımlarının yakıt sarfiyatıyla ilişkili olması dikkate alındığında motor yükü arttıkça özgül CO₂ salım değerlerinin düşmesi beklenen bir sonuçtur.

Daha önceki bulgularda egzoz karşı basıncı arttıkça termal verimin azaldığı, özgül yakıt sarfiyatının arttığı, yanma zamanlarının geciktiği, net indike basıncın azaldığı, hacimsel verimin düştüğü ve egzozla kaybolan enerji potansiyelinin arttığı sonuçları elde edilmiştir. Egzoz karşı basıncı artışıyla özgül CO₂ salımlarındaki değişimin durumu ile daha önceki bulgular bir arada değerlendirildiğinde önemli sonuçlara ulaşılabilmektedir. Buna göre, egzoz karşı basıncı yükseldikçe birim kWh enerji üretimi başına sarf edilen yakıt miktarı düzenli olarak artmasıyla birlikte, yanmanın gerçekleştiği zaman en uygun zamana göre gecikmekte, silindir içerisine alınan hava miktarı azalmakta ve net indike basınçlar azalmaktadır. Bu değişikliklerin her birinin CO₂ salımları üzerinde etkili olduğu bilinse de deney sonuçları bu parametrelerin etki güçlerinin ve yönlerinin farklı olabileceği ve başka etken parametrelerin de olacağı şüphesini doğurmaktadır. Normal koşullarda, özgül yakıt sarfiyatının artması sebebiyle, şafta aktarılan birim enerji başına yanma odasında daha fazla miktarda karbon molekülü bulunması sebebiyle daha yüksek oranlarda özgül CO₂ salım değerlerine ulaşılması beklenebilir. Ancak, deney sonuçları, yanma odasında daha fazla miktarda karbon molekülü bulunması durumunda tüm koşullar altında daha fazla özgül CO₂ salımı oluşmadığını göstermektedir. Yakıt sarfiyatı ile CO₂ salımları arasında her ne kadar bir ilişki olduğu kesin olsa da yakıt içeriğindeki tüm karbon moleküllerinin tam oksidasyona uğrayamaması sebebiyle iki parametre arasında doğrudan matematiksel bir ilişki kurulamamaktadır. Ayrıca, karbon moleküllerinin oksidasyona uğrama zamanlaması da motora sağlanabilen faydalı enerji oranını etkileyebileceği için belirleyici bir değişkendir. Egzoz karşı basıncı arttıkça yanma zamanlamasının da ötelenmesi durumunda, yanma gerçekleşmeye devam ettiği için CO₂ oluşumu daha geç krank mili açılarına kadar devam etmektedir. Ancak geç yanma durumunda gerçekleşen oksidasyondan ortaya çıkan enerjinin, üst ölü nokta civarında gerçekleşen yanma sonucu ortaya çıkan enerjiye göre pistonun konumu, egzoz valfinin açılması, genişleme etkisi vb. sebeplerle daha çok kayıpla şafta aktarılabilmektedir. Son olarak, geç yanma durumunda yanma odasına püskürtülen ama oksidasyona

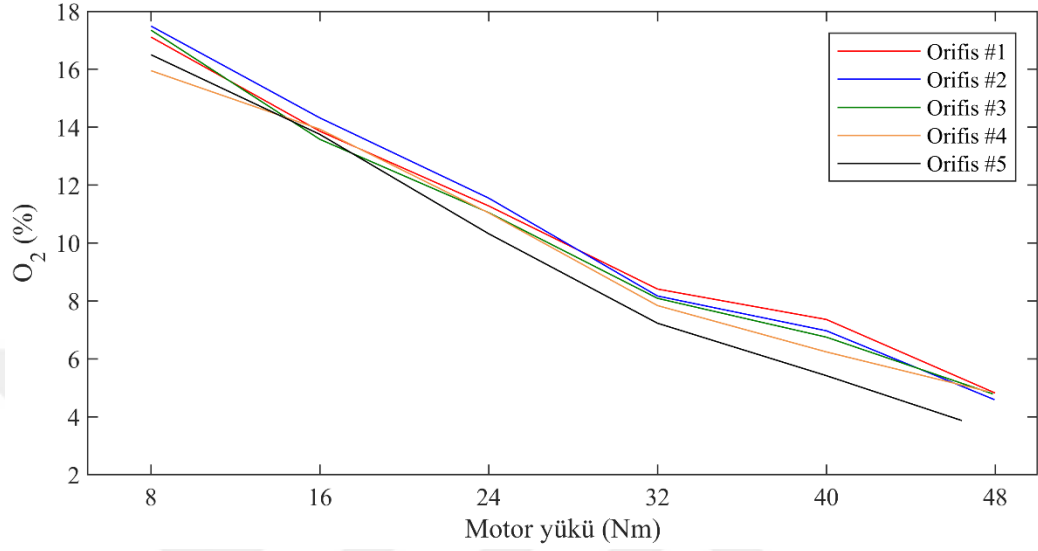
uğramadan egzozdan atılan hidrokarbon moleküllerinin de artacağı dikkate alınmalıdır. Sonuç olarak, egzoz karşı basıncı arttıkça genel olarak birim kWh başına üretilen CO₂ salımlarının da artacağı ancak yanmanın çok gecikmesi durumunun birim enerji başına üretilen CO₂ salım miktarlarını düşürebileceği değerlendirilebilir.

Deney sonuçları dikkatle incelendiğinde, genel olarak 1, 2 ve 3 numaralı orifisler kullanımında, açık indikatör diyagramlarından tespit edilebildiği üzere yanmanın çok fazla gecikmemesi ve bununla birlikte özgül yakıt sarfiyatının yükselmesi sebepleriyle özgül CO₂ salımlarının kademeli olarak yükseldiği görülmektedir. 4 numaralı orifis kullanımında, 3 numaralı orifis kullanımına kıyasla özgül CO₂ salım değerlerinde düşme yaşanması ve buna paralel olarak 5 numaralı orifis kullanımında egzoz karşı basıncı artışındaki yüksek artış oranına rağmen özgül CO₂ salım değerlerinde düşük oranda bir yükseliş olması durumu ise bu genellemenin dışındadır. Bu iki orifisin kullanımında, yanma zamanlarının çok gecikmesi sebebiyle yanma veriminin düşük olduğu, yanmaya katılan yakıt oranının düşük olduğu, tutuşma gecikmesi sebebiyle penetrasyon oluşması ihtimalini arttığı ve bunlara bağlı olarak oksidasyona uğramadan silindirden atılan hidrokarbon moleküllerinin artmış olması sebebiyle özgül CO₂ salım değerlerinin beklenenden düşük olduğu değerlendirilmiştir. Bazı durumlarda, 4 numaralı orifis kullanımında, 3 numaralı orifis kullanımına göre daha düşük özgül CO₂ salımları ölçülmesi ve 5 numaralı orifis kullanımında egzoz karşı basıncındaki artışa kıyasla daha düşük oranlarda özgül CO₂ salımlarına ulaşılmasının sebepleri bu şekilde değerlendirilmiştir.

6.3.2 Oksijen Salımları

Dizel motorlarda, yanma için gerekli olan oksijen silindir içerisine gönderilen hava içerisinden sağlanır. Bir motorda, hidrokarbon oksidasyonunu kolaylaştırmak üzere silindir içerisine, ihtiyaç duyulan miktardan daha fazla miktarda hava gönderilir. Böylece havanın ve dolayısıyla içeriğindeki O₂ moleküllerinin bir kısmı yanmaya hiç katılmadan aynı şekilde O₂ formunda egzoz gazı vasıtasıyla atmosfere salınır. Egzoz gazı içeriğinde yer alan ve yanmaya katılmadan doğrudan atmosfere salınan O₂, oksijen salımlarını oluşturur. Şekil 6.25'te yürütülen deneylerle elde edilen, egzoz

karşı basıncı ve motor yükünün değişimine göre O₂ salım oranının değişimini kapsayan diyagramlar gösterilmiştir. Bu diyagramlarda gösterilen değerler, O₂ bileşiminin egzoz gazı içeriğindeki hacimsel oranını ifade etmektedir.



Şekil 6.25 Oransal O₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi

Şekil 6.25'te egzoz gazı içeriğindeki O₂ bileşiminin hacimsel oranının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi gösterilmiştir. Diyagramı oluşturan değerler kümesi Tablo 6.20'de gösterilmiştir.

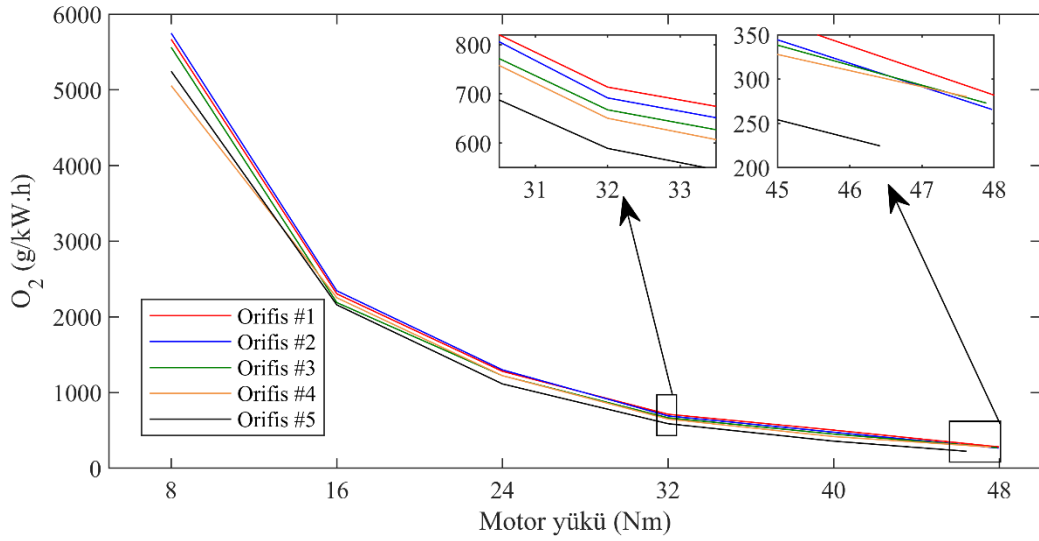
Tablo 6.20 Oransal O₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi

Motor yükü (Nm)	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
8	%	17,11	17,49	17,35	15,95	16,5
16	%	13,86	14,32	13,58	13,93	13,75
24	%	11,28	11,55	11,05	11,04	10,32
32	%	8,41	8,17	8,09	7,84	7,23
40	%	7,36	6,97	6,75	6,24	5,42
İlgili orifisler ile ulaşılabilen azami motor yükü	%	4,82	4,59	4,79	4,88	3,87

Tablo 6.20 ve Şekil 6.25'te gösterilen egzoz gazı içeriğindeki O₂ moleküllerinin hacimsel oranları incelendiğinde motor yükü arttıkça O₂ salımlarının kademeli olarak azaldığı görülmektedir. O₂ salımlarının en düşük olduğu ulaşılabilen en yüksek motor yüklerinde bile egzoz gazının hacimsel olarak en az %3,87'sinin O₂ molekülünden oluştuğu dikkat çekmektedir. Egzoz karşı basıncının O₂ salımları üzerindeki etkisi değerlendirilecek olursa genel olarak egzoz karşı basıncı artışıyla O₂ salımlarının azaldığı görülmektedir. Ancak, bu değişimde de CO₂ salımlarına benzer şekilde bazı istisnai durumlar olduğu dikkat çekmektedir.

Egzoz gazı içeriğindeki O₂ salımlarının motor yükü ile azalmasının beklenen bir sonuç olduğu değerlendirilmesi yapılabilir. Bunun sebebi, motor yükü arttıkça hacimsel verim daha düşük oranlarda değişmekte ve dolayısıyla silindir içerisine alınan hava miktarı küçük oranlarda değişmektedir. Buna rağmen, motor yükü arttıkça sarf edilen yakıt miktarı ve dolayısıyla oksidasyona uğrayan hidrokarbon miktarı önemli ölçüde artmaktadır. Sonuç olarak, daha fazla miktarda hidrokarbonu oksidasyona uğratmak için daha fazla miktarda oksijen kullanılması sebebiyle kullanılmadan silindirden atılan O₂ miktarı azalmaktadır.

Egzoz karşı basıncının artmasıyla genel olarak O₂ salımlarının azalmasının ise hem egzoz karşı basıncı artışıyla hacimsel verimin kademeli olarak düşmesine hem de egzoz karşı basıncı artışıyla CO₂ salımlarının artmasına bağlı olduğu değerlendirilmiştir. Egzoz karşı basıncı artışıyla hacimsel verim düştüğünde, silindir içerisine daha düşük miktarda hava alınacak olması ve dolayısıyla daha az miktarda oksijen alınacak olması sebebiyle O₂ salımlarının da düşeceği söylenebilir. Benzer şekilde, egzoz karşı basıncı artışıyla CO₂ salımları arttıkça tepkimeye giren O₂ moleküllerinin miktarının artacak olması sebebiyle tepkimeye girmeden egzoz gazı ile atılan O₂ miktarının düşeceği ifade edilebilir. Şekil 6.26'da yürütülen deneylerle elde edilen, egzoz karşı basıncı ve motor yükünün değişimine göre özgül O₂ salım miktarlarının değişimini kapsayan diyagramlar gösterilmiştir. Bu diyagramlarda gösterilen değerler, birim kWh başına salınan kütleli O₂ miktarlarını ifade etmektedir.



Şekil 6.26 Özgül O₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi

Şekil 6.26’da egzoz gazı içeriğindeki özgül O₂ salım miktarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi gösterilmiştir. Diyagramı oluşturan değerler kümesi Tablo 6.21’de gösterilmiştir.

Tablo 6.21 Özgül O₂ salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi

Motor yükü (Nm)	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
8	g/kWh	5668,89	5766,43	5617,41	5055,98	5245,72
16	g/kWh	2304,73	2362,45	2211,10	2253,18	2159,16
24	g/kWh	1280,93	1305,92	1235,48	1223,27	1114,68
32	g/kWh	713,72	695,04	673,91	650,38	589,13
40	g/kWh	504,47	480,13	455,92	418,98	358,10
İlgili orifisler ile ulaşılabilen azami motor yükü	g/kWh	281,79	268,35	275,43	280,04	224,53

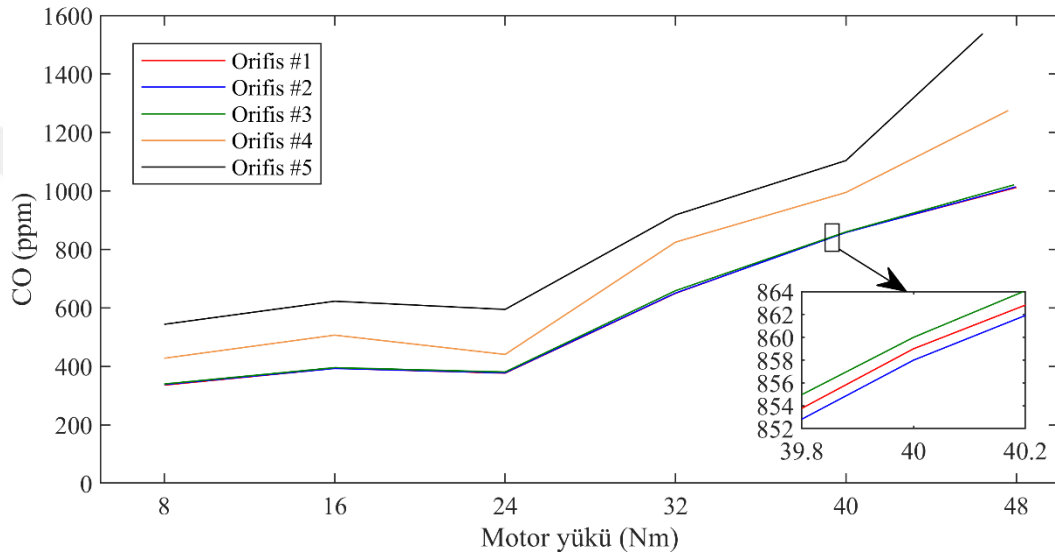
Tablo 6.21 ve Şekil 6.26’da gösterilen motor yükü ve egzoz karşı basıncının değişimine göre özgül O₂ salım miktarlarındaki değişim incelendiğinde motor yükü arttıkça özgül O₂ salım miktarlarının da düştüğü görülmektedir. Egzoz karşı basıncı artışının özgül O₂ salım miktarlarına etkisi değerlendirilecek olursa, genel olarak egzoz karşı basıncı arttıkça özgül O₂ salımlarının azaldığı saptanmıştır. Ancak, bu

duruma ait özellikle düşük motor yüklerinde bazı istisnai durumlar dikkat çekmektedir.

Motor yükü artışıyla, hacimsel O_2 salım miktarlarında olduğu gibi, emme havasının kütleli debisinde önemli bir değişiklik olmamasına rağmen oksidasyona uğrayan yakıt miktarının artması sebebiyle kullanılmadan egzoz gazı ile atılan O_2 salım değerlerinin de düşmesi beklenen bir sonuçtur. Egzoz karşı basıncı arttıkça özgül O_2 salım miktarlarındaki kademeli düşüş değerlendirilecek olursa, bu durumun temel sebeplerinin özgül CO_2 salım miktarlarındaki kademeli artış ve hacimsel verimdeki düşüş olduğu söylenebilir. Herhangi bir motor yükünde, hacimsel verim düşüşüyle, silindir içerisine daha az miktarda hava girmesi sebebiyle eşit şaft gücü üretilirken daha az miktarda O_2 molekülü salınacağı ifade edilebilir. Bununla birlikte yanma reaksiyonun giriş ve çıkış tarafları arasındaki oksijen dengesi üzerinden değerlendirme yapılacak olursa, hava içeriğinde bulunan ve silindir içerisine alınan oksijenin temel olarak 4 farklı çıkış yolu bulunmaktadır. Bunlardan birincisi, yakıt içeriğindeki karbon molekülleriyle birleşerek CO_2 formunda oksijen çıkışı, ikincisi hidrokarbon muhteviyatındaki hidrojen ile tepkimeye girerek su buharı formunda oksijen çıkışı, üçüncüsü, hiçbir tepkimeye girmeden O_2 molekülü olarak sistemden çıkışı ve sonuncusu CO formunda egzozdan atılması olarak sınıflandırılabilir. Bunlar arasında, CO formunun ppm seviyesinde ölçüldüğü için ihmal edilebileceği değerlendirildiğinde, üç ana çıkış yolu kalmaktadır. Sarf edilen yakıt miktarı arttıkça kolayca oksidasyona uğrayarak suya dönüşebilen hidrojen miktarı artacağı için dolaylı olarak su buharı salımlarının da artması beklenebilir. Bununla birlikte böyle bir durumda hava girişinin sabit olduğu kabul edilirse CO_2 ve O_2 salımlarıyla atılan toplam oksijen miktarının azalması beklenir. Bununla birlikte CO_2 salımlarının da artmasıyla salınan O_2 miktarının daha da düşmesi beklenebilir. Sonuç olarak, deney sonuçlarında özgül O_2 salım miktarlarındaki düşüşün sebeplerinin, egzoz karşı basıncı artışıyla hacimsel verimdeki düşüş, CO_2 salımlarındaki artış ve yakıt sarfiyatındaki artışa bağlı olarak su buharı salımlarındaki artış olacağı değerlendirilmiştir.

6.3.3 Karbonmonoksit Salımları

Dizel motorlarda egzoz içeriğinde yer alan bir ürün olan karbonmonoksit, yakıt içeriğindeki karbon moleküllerinin çeşitli sebeplerle tam oksidasyona uğrayamaması sebebiyle ortaya çıkan bir hava kirleticidir. Şekil 6.27’de yürütülen deneylerle elde edilen, egzoz karşı basıncı ve motor yükünün değişimine göre gazı içeriğinde yer alan CO moleküllerinin hacimsel oranları gösteren diyagramlar sunulmuştur.



Şekil 6.27 Oransal CO salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi

Diyagramlarda yer alan değerler Tablo 6.22’de gösterilmiştir.

Tablo 6.22 CO salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değerler

Motor yükü (Nm)	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
8	ppm	336	338	340	428	544
16	ppm	393	393	396	507	623
24	ppm	377	378	381	441	595
32	ppm	650	651	659	825	918
40	ppm	859	858	860	995	1104
İlgili orifisler ile ulaşılabilen azami motor yükü	ppm	1012	1014	1021	1275	1538

Tablo 6.22 ve Şekil 6.27’de gösterilen egzoz gazı içeriğindeki hacimsel CO oranının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimini gösteren veriler incelendiğinde motor yükü ve egzoz karşı basıncının CO salımları üzerinde önemli etkileri olduğunu göstermektedir. Motor yükü açısından bir değerlendirme yapılacak olursa, 16 Nm motor yükünden 24 Nm motor yüküne geçiş hariç olmak üzere motor yükü artışıyla CO salımlarının düzenli bir şekilde arttığı gözlemlenmiştir. Yalnızca, 16 Nm motor yükünden 24 Nm motor yüküne geçişte ise önemli bir düşüş gözlemlenmektedir. Bu konudaki istisnanın tüm orifis büyüklüklerinde benzer şekilde gözlemlenmesi bu durumun istisnadan ziyade özel bir durum olduğunu göstermektedir.

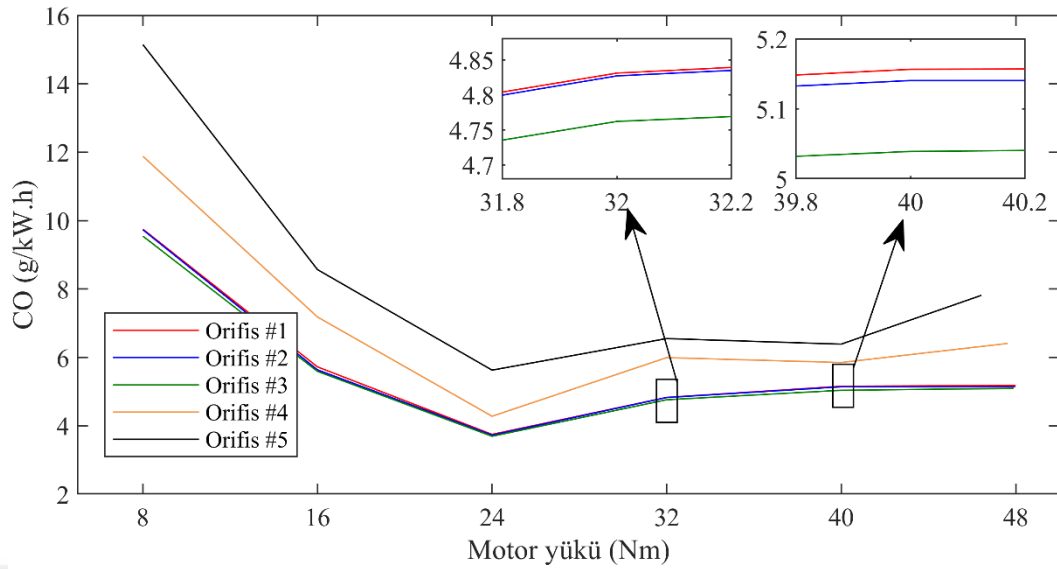
Egzoz karşı basıncının hacimsel CO salımları üzerindeki etkisi değerlendirilecek olursa, 1, 2 ve 3 numaralı orifislerin durumunda kaydadeğer bir değişim gözlemlenmemektedir. Bu orifislerin kullanımı durumu için ölçülen CO salımı değerleri arasındaki sıralama değişken olsa da değerlerin birbirine çok yakın olması sebebiyle anlamlı bir değişim gözlemlenmediği söylenebilir. Ancak, egzoz karşı basıncının daha büyük oranlarda yükseldiği 4 ve 5 numaralı orifisler kullanımında hacimsel CO salımlarının da oransal olarak yükseldiği dikkat çekmektedir.

CO salımlarının motor yükü artışıyla genel olarak yükselmiş olması beklenen bir sonuçtur. Motor yükü arttıkça yakıt sarfıyatı artması sebebiyle silindir içerisinde daha fazla miktarda karbon molekülü bulunmaktadır. Karbon molekülünün artması durumunda, ortamda birim karbon başına düşen oksijen molekülü miktarı azalması sebebiyle hava yakıt karışım kalitesi olumsuz etkilenmektedir. Hava yakıt karışım kalitesinin olumsuz etkilenmesi ve daha fazla miktarda oksidasyona uğratılması gereken karbon molekülü bulunması tam oksidasyona uğrayamayan karbon moleküllerinin miktarını arttırması sebebiyle CO salımlarının artması beklenebilir. Ancak, CO salımlarının motor yüküne göre değişimi konusunda hacimsel CO değerlerini tek başına kullanarak analiz yapmak yerine hem egzoz gazı içeriğindeki CO oranlarını hem de ilgili motor yükünde sarf edilen yakıt miktarını bir arada kullanmak daha doğru değerlendirme yapılmasına olanak sağlamaktadır.

Birim yakıt sarfıyatı başına oluşan CO salımlarını dikkate aldığımızda, 8 Nm motor yükünden 24 Nm motor yüküne kadar CO salımlarının düştüğü ve daha sonra ise kademeli olarak yükseldiği görülmektedir. Bu durumun temel sebebi iki farklı noktaya dayandırılabilir. Düşük motor yüklerinde, motor yükü azaldıkça motor gövde sıcaklığı, layner yüzeyi sıcaklığı ve piston kafası sıcaklığı daha düşük olmaktadır. Bu sıcaklık değerlerinin düşük olması özellikle girinti çıkıntının bulunduğu yüzeylerde alev sönmesi adı verilen durumların oluşmasına sebep olabilmektedir. Motor yükü azaldıkça sıcaklıkların düşüş oranları artmasıyla birlikte alev sönmelerinin de artması beklenmektedir. Bu durum tam oksidasyona uğramamış karbon moleküllerinin miktarını ve dolayısıyla CO salımlarını arttıracaktır. Ancak motor yükü arttıkça alev sönmeleri azalacak ve böylece temas yüzeylerindeki sıcaklıklar sebebiyle oluşan alev sönmeleri kaynaklı CO oluşumu azalacaktır. Ancak, motor yükü arttıkça yakıt miktarının artması da daha yüksek motor yüklerinde karbon ve oksijen buluşabilme oranlarının düşmesine sebep olacaktır. Bu durumda da CO salımlarının yeniden artması beklenebilir.

Egzoz karşı basıncındaki artışla, kapalı indikatör diyagramlarından da anlaşıldığı gibi silindir içerisinde kalan atık gaz miktarı artmaktadır. Ayrıca, hacimsel verim diyagramlarında da görüldüğü üzere silindir içerisine alınan taze hava miktarı da düşmektedir. Bu durumların ikisi de motor içerisindeki hava yakıt karışım kalitesini ve dolayısıyla yanma kalitesini etkileyeceği için tam oksidasyona uğramamış karbon moleküllerinin miktarını arttırmaktadır. Böylece, oransal CO salımlarında yükselme görülmektedir.

Şekil 6.28’de yürütülen deneylerle elde edilen, egzoz karşı basıncı ve motor yükünün değişimine göre özgül CO salım miktarlarının değişimini kapsayan diyagramlar gösterilmiştir. Bu diyagramlarda gösterilen değerler, birim kWh başına salınan kütleli CO miktarlarını ifade etmektedir.



Şekil 6.28 Özgül CO salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi

Şekil 6.28’de egzoz gazı içeriğindeki özgül CO salım miktarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi gösterilmiştir. Diyagramı oluşturan değerler kümesi Tablo 6.23’te gösterilmiştir.

Tablo 6.23 Özgül CO salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi

Motor yükü (Nm)	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
8	g/kWh	9,75	9,76	9,64	11,88	15,15
16	g/kWh	5,72	5,68	5,65	7,18	8,57
24	g/kWh	3,75	3,74	3,73	4,28	5,63
32	g/kWh	4,83	4,85	4,81	5,99	6,55
40	g/kWh	5,16	5,18	5,09	5,85	6,39
İlgili orifisler ile ulaşılabilen azami motor yükü	g/kWh	5,18	5,19	5,14	6,41	7,81

Tablo 6.23 ve Şekil 6.28’de gösterilen motor yüküne göre özgül CO salım miktarlarının değişimi incelendiğinde, motor yükü arttıkça özgül CO salımlarının 8 Nm motor yükünden 24 Nm motor yüküne kadar düştüğü, bu motor yükünden itibaren motor yükü arttıkça kademeli olarak yükseldiği görülmüştür. Aynı şekil ve tablo egzoz

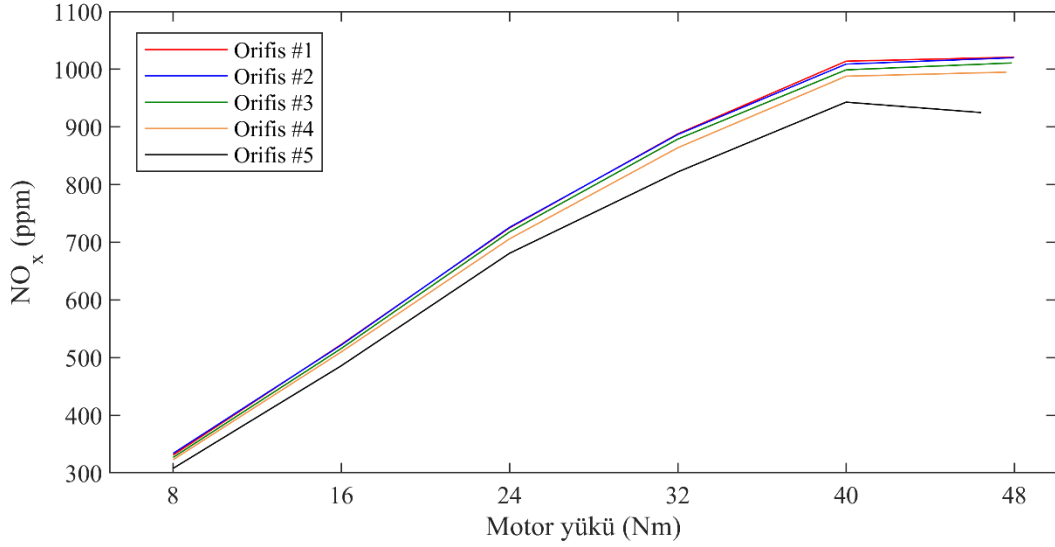
karşı basıncı artışının özgül CO salımları üzerindeki etkisini analiz etmek üzere incelendiğinde, oransal CO salımlarında görülen duruma paralel olarak 1, 2 ve 3 numaralı orifislerin kullanıldığı durumlarda çok küçük oranlarda arttığı veya azaldığı ancak egzoz karşı basıncının daha yüksek olduğu 4 ve 5 numaralı orifis kullanımlarında belirgin bir şekilde arttığı gözlemlenmiştir.

Motor yükü ile özgül CO salımlarındaki ilişkinin temel olarak oransal CO salımları değerlendirilirken başvuru birim yakıt başına CO salım miktarlarındaki değişim durumuyla uyduğu dikkat çekmektedir. Dolayısıyla bu durumda da düşük motor yüklerinde motor parçalarının ve gövdesinin sıcaklıklarının düşük olması sebebiyle silindir içerisinde yanma odasına temas eden yüzeylerin yakınlarda alev sönmeleri olaylarının yaşandığı öngörülmektedir. Bu durumun düşük motor yüklerinde özgül CO salımlarını arttıracak düşünülmektedir. Bununla birlikte, motor yükü arttıkça hava yakıt karışı daha zengin bir karışım haline gelmesi sebebiyle hidrokarbon moleküllerinin oksidasyonu zorlaşmaktadır. Bu sebeple motor yükü arttıkça özgül CO salımlarının yine artması normal karşılanmaktadır.

Egzoz karşı basıncının özgül CO salımları üzerindeki etkilerinin hacimsel CO salımları üzerindeki etkilerine benzerlik göstermesi sebebiyle benzer şekilde, egzoz karşı basıncı arttıkça hacimsel verimin düşmesi ve silindir içerisinde kalan atık gaz miktarı artması sebepleriyle özgül CO salımlarının da arttığı değerlendirilmiştir.

6.3.4 Azot Oksitleri Salımları

Dizel motorlarda hava içeriğindeki azotun küçük bir kısmının oksidasyona uğraması sebebiyle NO_x salımları oluşmaktadır. Bu salımların kısıtlanması pek çok dizel motor üreticisi için çok önemli bir hedef durumundadır. Günümüzde çok sayıda konvansiyon ve kural içten yanmalı motorlardan atmosfere salınabilecek NO_x miktarı ile ilgili koşullar ortaya koymaktadır. Şekil 6.29’da yürütülen deneylerle elde edilen, egzoz karşı basıncı ve motor yükünün değişimine göre gazı içeriğinde yer alan NO_x moleküllerinin hacimsel oranları gösteren diyagramlar sunulmuştur.



Şekil 6.29 Oransal NO_x salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi

Şekil 6.29’da egzoz gazındaki NO_x bileşiğinin hacimsel oranının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi gösterilmiştir. Diyagramlarda yer alan değerler Tablo 6.24’te gösterilmiştir.

Tablo 6.24 NO_x salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değerler

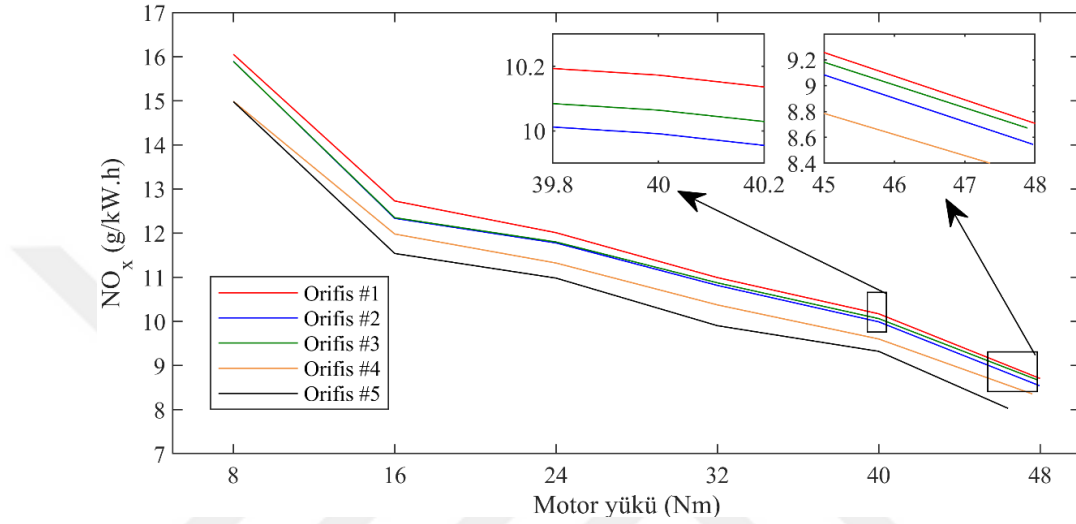
Motor yükü (Nm)	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
8	ppm	331	334	327	323	308
16	ppm	523	522	516	510	486
24	ppm	725	726	718	706	681
32	ppm	888	887	879	864	822
40	ppm	1014	1009	999	988	943
İlgili orifisler ile ulaşılabilen azami motor yükü	ppm	1021	1020	1011	995	925

Tablo 6.24 ve Şekil 6.29’da gösterilen egzoz gazı içeriğindeki hacimsel NO_x oranının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi incelendiğinde bu parametrelerinin ikisinin de egzoz karşı basıncı üzerinde etkili olduğu görülmektedir. Motor yükü 40 Nm yüküne kadar arttıkça NO_x salımlarının da kademeli olarak yükseldiği görülmektedir. Bu yük değerinden sonra yükseliş hızının yavaşladığı dikkat

çekmektedir. Egzoz karşı basıncının oransal NO_x salımları üzerindeki etkisi değerlendirildiğinde ise, tüm motor yükleri için egzoz karşı basıncı arttıkça NO_x salımlarının kademeli olarak düştüğü görülmektedir. Ayrıca daha yüksek motor yüklerinde egzoz karşı basıncı artışının NO_x salımları üzerindeki azaltıcı etkisindeki değişim oranının artışı da dikkat çekmektedir. NO_x salımlarının çok büyük bir kısmının oluşumu, Zeldovich mekanizması ve Fennimore mekanizması ile gerçekleşmektedir. Bu mekanizmaların gerçekleşmesi için lokal olarak çok yüksek basınçların ve sıcaklıkların görülmesi gereklidir. Açık indikatör diyagramlarında görüldüğü üzere, motor yükü arttıkça silindir içinde ulaşılabilen maksimum basınç ve sıcaklık değerlerinin yükselmesi sebebiyle bu mekanizmaların çalışması kolaylaşmaktadır. Bu durum, NO_x salımlarının artışına sebep olabilmektedir.

Dizel motorlarda, silindir içinden ulaşılabilen maksimum basıncın değeri hızlı yanma periyodundan yakılan yakıt miktarıyla doğru orantılıdır. Hızlı yanma periyodunda yakılan yakıt miktarı arttıkça, silindir içerisinde çok kısa sürede hızlı bir basınç artışı görülmekte ve bunun sonucu olarak açık indikatör diyagramlarında görüldüğü gibi basınç eğrisi çok dik bir açıyla yükselmektedir. Bu evrede ne kadar miktarda yakıt yakılacağı ise bu evre başlamadan önceki evre olan tutuşma gecikmesi evresinde ne kadar miktarda yakıt yakılacağı ile doğrudan ilgilidir. Bu sebeple tutuşma gecikmesi sürecinin uzamasının normal koşullarda maksimum basınç değerlerinin arttırması beklenir. Ancak, tutuşma gecikmesi sürecinin uzamasıyla birlikte yanma zamanları da gecikebilmektedir. Bu durum da yanma verimini düşüreceği için ulaşılabilen maksimum basınç değerlerinin düşmesine sebep olmaktadır. Tezde elde edilen sonuçlarda, egzoz karşı basıncı artışıyla tutuşma gecikmesi süreçlerinin uzadığı ve yanma zamanlarının geciktiği gözlemlenmiştir. Ayrıca, egzoz karşı basıncı artışıyla, hızlı basınç yükselmesi evresinde görülen basınç eğrisindeki ani yükselme aşamasındaki $dp/d\theta$ değeri de düşmektedir. Bu durumların sonucunda açık indikatör diyagramlarında da görüldüğü gibi daha düşük silindir içi basınç değerlerine ulaşılabilir. Egzoz karşı basıncı artışıyla daha düşük silindir içi basınç değerlerine ulaşılması sonuç olarak daha düşük NO_x salımlarına ulaşılmasını sağlamaktadır.

Şekil 6.30’da yürütülen deneylerle elde edilen, egzoz karşı basıncı ve motor yükünün değişimine göre özgül yürütülen deneylerle elde edilen, egzoz karşı basıncı ve motor yükünün değişimine göre özgül NO_x salımlarına değişimini kapsayan diyagramlar gösterilmiştir. Bu diyagramlarda gösterilen değerler, birim kWh başına salınan kütleli NO_x miktarlarını ifade etmektedir.



Şekil 6.30 Özgül NO_x salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi

Şekil 6.30’da egzoz gazı içeriğindeki özgül NO_x salım miktarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi gösterilmiştir. Diyagramı oluşturan değerler kümesi Tablo 6.25’te gösterilmiştir.

Tablo 6.25 Özgül NO_x salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimine ait değer kümesi

Motor yükü (Nm)	Birim	Orifis 1	Orifis 2	Orifis 3	Orifis 4	Orifis 5
8	g/kWh	16,05	15,94	16,05	14,99	14,98
16	g/kWh	12,73	12,43	12,47	11,98	11,54
24	g/kWh	12,01	11,82	11,92	11,32	10,98
32	g/kWh	10,99	10,87	10,98	10,37	9,90
40	g/kWh	10,17	10,06	10,16	9,60	9,32
İlgili orifisler ile ulaşılabilen azami motor yükü	g/kWh	8,71	8,63	8,75	8,36	8,03

Tablo 6.25 ve Şekil 6.30’da gösterilen özgül NO_x salımlarının motor yükü ve egzoz karşı basıncına göre değişimi incelendiği her iki parametrenin de özgül NO_x salımları üzerinde etkili olduğu görülmektedir. Motor yükü arttıkça özgül NO_x salımlarının düştüğü görülmektedir. Egzoz karşı basıncı açısından değerlendirildiğinde ise 1, 2 ve 3 numaralı orifislerin kullanımında özellikle yüksek motor yüklerinde özgül NO_x salımları değerlerinin birbirine çok yakın olduğu ve anlamlı bir fark tespit edilemediği ancak, 4 ve 5 numaralı orifisler kullanımında ise özgül NO_x salımlarının kademeli olarak düştüğü gözlemlenmiştir. Motor yükü arttıkça hacimsel NO_x salımları artmasına rağmen özgül NO_x salımlarının düştüğü gözlemlenmiştir. Bu durumun sebebi hacimsel verilere göre değerlendirme yapıldığında sarf edilen yakıt ve üretilen enerji gibi kritik parametrelerin etkisinin dikkate alınmamasıdır. Özgül salım değerlerinde de maksimum basınç değerleri yükselmesi sebebiyle daha fazla miktarda NO_x salındığı bilinmektedir. Ancak, salınan NO_x miktarının üretilen enerji miktarına oranı azalmaktadır. Bunun sebebi, maksimum basınç değerlerindeki oransal artışın motor gücü değerlerindeki oransal artış karşısında etkisiz kalmasıdır. Bu sebeple, motor yükü arttıkça atmosfere daha fazla NO_x salınmasına rağmen birim enerji üretimi başına salınan NO_x miktarı düşmektedir.

BÖLÜM 7

SONUÇ

Dizel motorlar, yüksek verimleri, dayanıklılığı, düşük operasyonel maliyetleri, bakım ve tutum kolaylığı, gelişmiş yedek parça tedarik ağı ve ağır yakıtlarla çalışabilme olanakları gibi sebeplerle pek çok endüstride en yaygın enerji ve güç üretim yöntemi olarak tercih edilmektedir. Ancak, ilk temelleri 1970’li yıllarda atılan ve günümüzde pek çok konuda temel karar verme kıstaslarından biri olan çevresel sürdürülebilirlik konsepti, dizel motorların yerine alternatif enerji üretim sistemleri arayışına sebep olmaktadır. Bu konuda, dizel motor üreticileri ve geliştiricileri, dizel motorların çevre üzerindeki olumsuz etkilerini düşürmek ve bu sistemlerin kabul edilebilir çevresel sürdürülebilir limitlerinde kullanımını sağlamak üzere çok sayıda yöntem ve strateji geliştirmişlerdir. Dizel motorların çevreye olan zararlarının çok büyük bir kısmı, egzoz gazı içeriğindeki hava kirleticilerin atmosfere salınması sebebiyle oluşmaktadır. Geliştirilen yöntem ve stratejilerin bazıları, egzoz salımlarının oluşumunu engellemeye yönelik tedbirleri içerirken bir kısmı da oluşmuş ve egzoz gazı içeriğine karışmış hava kirleticilerin, egzoz gazı atmosfere salınmadan önce ayrıştırılması veya indirgenmesi prensibine dayanmaktadır. Bununla birlikte, bazı sistemler de çeşitli yöntemlerle motordan atılan ısıyı faydalı işe dönüştürerek ilave enerji üretmek ve böylece birim enerji üretimi başına salınan hava kirletici miktarlarını düşürmeyi amaçlamaktadır. Gerek egzoz gazı içeriğinde oluşmuş hava kirleticilerin miktarlarını azaltmayı amaçlayan sistemler gerekse egzoz gazıyla atılan ısıyı geri kazanmayı amaçlayan sistemlerin kullanımında, egzoz devresi üzerine çeşitli sistemlerin monte edilmesi gerekmektedir. Egzoz devresi üzerine yerleştirilen sistemler, egzoz gazının akışını zorlaştırması, temas yüzeyini arttırması ve akış hızını değiştirmesi gibi sebeplerle egzoz karşı basıncının yükselmesine sebep olmaktadır.

Egzoz karşı basıncındaki artışın dizel motorların performansını olumsuz etkilediği ile ilgili çok sayıda bilimsel çalışma mevcuttur. Ancak, tezin literatür taraması bölümünde de tespit edildiği üzere, bir dizel motorda egzoz karşı basıncının kademeli olarak artışının, yanma ile ilgili çeşitli verimlilik göstergeleri üzerindeki etkilerini analiz etmeyi hedefleyen birçok çalışma yayımlanmış olsa da egzoz karşı basıncı

artışının silindir içi basınç karakteristikleri üzerindeki etkilerini araştırmak üzere detaylı incelemelere yer verilen bir çalışmaya rastlanmamıştır. Ayrıca egzoz karşı basıncı artışının hacimsel verim ve mekanik verim üzerindeki etkilerinin detaylı olarak değerlendirildiği bir çalışmaya da rastlanmamıştır. Bu çalışmada, literatürde eksik olduğu tespit edilen konulardan yola çıkarak, doğal emişli dizel motorlarda egzoz karşı basıncı yükselmesinin motorun tüm performans parametreleri üzerindeki etkisinin kapsamlı analizinin yapılması amaçlanmıştır. Bu sebeple, egzoz karşı basıncı yükselmesinin, yanma evrelerinin başlangıç ve bitiş zamanları, yanma evrelerinin karakteristikleri, ortalama net indike basınç, ortalama brüt (gross) indike basınç, ortalama pompalama indike basıncı, ortalama sürtünme indike basıncı, ortalama efektif basınç, özgül yakıt sarfıyatı, hacimsel (volümetrik) verim, termal verim, mekanik verim, hacimsel ve spesifik CO, CO₂, O₂ ve NO_x salımları üzerindeki etkileri detaylı bir şekilde incelenmiştir.

Yapılan deneysel çalışmalarda, test koşullarında ölçümlerin yapılabilmesi amacıyla bir deney düzeneği tasarlanmış, kurulumu yapılmış ve kullanılmıştır. Deneylerde, belirlenen prosedürler takip edilmiş, deneyler sonucunda elde edilen verilerin güvenilirliği test edilmiş ve uygun hesaplama yöntemleri kullanılarak ölçülen veriler kullanılarak yeni veriler türetilmiştir.

Yapılan deneyler sırasında, egzoz karşı basıncının yükseltilmesi, egzoz devresi üzerine kaynakla monte edilen flanşlar arasına sırasıyla yerleştirilen 5 farklı orifis ile yapılmıştır. Motor sabit devirde, sırasıyla değişken yük koşullarında ve değişen orifisler sebebiyle değişen egzoz karşı basıncı değerlerinde çalıştırılarak gerekli ölçümler alınmıştır. Sonuç olarak, elde edilen tüm veriler kullanılarak literatürde yer alan bilgiler ışığında deney bulguları yorumlanmış ve bu bulguların oluşmasına sebep olan durumlar tespit edilmiştir.

Bulguların analizi ve literatürde yer alan bilgilerin kullanımıyla, değerlendirmeler yapılarak tez ile ilgili elde edilen sonuçlar oluşturulmuştur. Tezde yapılan çalışmalarla ulaşılan sonuçlar şu şekildedir:

1- Deneylerde kullanılan 5 farklı çaptaki orifis ile egzoz karşı basıncı yükseltilmiştir. Motor yükünün değişimine göre egzoz karşı basıncı değerleri küçük oranlarda değişse de tüm orifisler için ölçülen en küçük ve en büyük değerlerin birbirine yakın olması sebebiyle ortalama değerler hesaplanmıştır. Buna göre, 28 mm çapındaki 1 numaralı orifis kullanımında ortalama 1,28 kPa, 24 mm çaplı 2 numaralı orifis kullanımında 1,78 kPa, 20 mm çaplı 3 numaralı orifis kullanımında 3,00 kPa, 16 mm çaplı 4 numaralı orifis kullanımında 7,24 kPa ve 12 mm çaplı 5 numaralı orifis kullanımında 25,19 kPa egzoz karşı basıncı ölçülmüştür. Görüldüğü üzere, orifis çapları eşit aralıklarla azalmasına rağmen egzoz karşı basıncı değerlerinin üstel olarak yükseldiği saptanmıştır.

2- Artan motor yüklerinde farklı çaplarda orifisler kullanımında, ölçülen egzoz karşı basıncı değerlerinde bir artış gözlemlenmiştir. Ancak, bu artış orifis çapının değişiminin etkisiyle karşılaştırıldığında ihmal edilebilir bir düzeyde olduğu görülmüştür. Yine de yapılan analizlerde motor yükünün 8 Nm seviyesinden ilgili orifis ile ulaşılabilen en yüksek motor yükü seviyesine çıkarılmasıyla 1 numaralı orifis kullanımında %0,50, 2 numaralı orifis kullanımında %0,78, 3 numaralı orifis kullanımında %1,85, 4 numaralı orifis kullanımında %4,35 ve 5 numaralı orifis kullanımında %4,49 oranlarında bir artış gözlemlenmiştir. Aynı çapta orifis kullanımında, motor yükü artışıyla egzoz karşı basıncı artışının sebebinin motor yükü arttıkça artan hacimsel verim sebebiyle silindir içerisine daha fazla miktarda hava alınması, buna bağlı olarak egzoz gazı debisinin yükselmesi ve motor yükü arttıkça artan egzoz gazı sıcaklığı olduğu değerlendirilmiştir.

3- Açık indikatör diyagramları üzerinden elde edilen sonuçlar incelendiğinde, tüm motor yükleri için geçerli olmak üzere, egzoz karşı basıncı arttıkça tutuşma gecikmesi sürecinin uzadığı tespit edilmiştir. Bu durumun sebebinin egzoz karşı basıncı arttıkça silindir içerisinde bir önceki çevrimden kalan artık gaz miktarının yükselmesi olduğu değerlendirilmiştir. Artık gaz miktarı yükseldiğinde, hava yakıt karışım kalitesinin düşmesi sebebiyle tutuşma gecikmesi sürecinin uzadığı değerlendirilmiştir.

4- Açık indikatör diyagramları kullanılarak elde edilen bir diğer sonuç ise egzoz karşı basıncı arttıkça hızlı basınç yükselmesi evresindeki krank mili başına basınç artış

oranın düşmesidir. Normal koşullarda, tutuşma sürecinin gecikmesi durumunda, bu evrede silindir içerisinde biriken yakıt miktarı artacak olması sebebiyle hızlı basınç yükselmesi evresinde çok kısa bir sürede yakılacak yakıt miktarının artması ve buna dayanarak hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış hızını yükselmesi beklenmektedir. Ancak, deney sonuçları, beklenenin aksine basınç artış oranının düştüğünü göstermektedir. Bu durumun sebebi, tutuşma gecikmesi evresi daha uzun olsa da egzoz karşı basıncı yükseldikçe silindir içerisinde yanma öncesi görülen oksijen yetersizliği sebebiyle bu evrede beklenen oranda hava yakıt karışımı elde edilememesi olarak değerlendirilebilir. Böyle bir durumda, ortamdaki oksijen konsantrasyonunun düşüklüğü sebebiyle, silindir içerisine gönderilmesine rağmen oksidasyona uğrayamamış veya oksidasyon reaksiyonlarını tamamlayamamış hidrokarbon moleküllerinin, egzoz gazına karışacağı başka bir ifadeyle hidrokarbon ve karbonmonoksit çıkışlarında artış olacağı öngörülebilir.

5- Açık indikatör diyagramlarını oluşturan veri setlerinde, özellikle 4 ve 5 numaralı orifis kullanımlarında daha belirgin olmak üzere, egzoz karşı basıncı yükseldikçe yanma zamanlamalarının geciktiği ve basınç eğrisinin, teorik izentropik genişleme eğrisine benzer bir şekle, üst ölü noktadan daha uzak derecelerde yaklaştığı görülmektedir. Bu durum, egzoz karşı basıncı yükseldikçe, silindir içerisindeki yanma reaksiyonlarının üst ölü noktadan uzaklaştığını ifade etmektedir. Bu bulgunun saptanmış olmasının sebebi olarak, tüm püskürtme süreci boyunca daha fazla yakıt püskürtülmesi, buna rağmen hızlı basınç yükselmesi evresinde üretilen enerjinin düşmesi sebebiyle takip eden evrelerde daha fazla enerji üretme zorunluluğu olmasıdır. Hızlı basınç yükselmesi evresinde, basınç artış oranının azalması sebebiyle daha az miktarda enerji üretilmiş olması ve aynı shaft gücüne ulaşabilmek için kontrollü yanma evresinde birim krank mili açısı başına daha fazla miktarda yakıt püskürtülmesi, yanma evrelerinin uzamasına sebep olmaktadır. Sonuç olarak, üst ölü noktadan uzaklaştıkça, silindir hacminde genişleme devam etmesine rağmen yanmanın devam etmesi nedeniyle basınç düşme hızı, izentropik genişleme eğrisindeki basınç düşme hızına göre daha küçük bir açı ile gerçekleşmektedir. Bu durum yanma evrelerinin gecikmesine sebep olmaktadır.

6- Açık indikatör diyagramlarından tespit edildiği üzere, egzoz karşı basıncı arttıkça silindir içerisinde ulaşılan maksimum basınç değerleri azalmaktadır. Bunun nedeninin, egzoz karşı basıncı arttıkça kontrollü yanma evresindeki basınç artış oranının azalmasına bağlı olduğu düşünülmüştür. Hızlı basınç yükselmesi evresi sonucunda ulaşılan basınç değeri daha düşük olduğunda, kontrollü yanma evresinde basınç yükselmesi devam etse de ulaşılan en yüksek basınç değerlerinin düştüğü görülmüştür.

7- Açık indikatör diyagramlarından tespit edildiği üzere, egzoz karşı basıncı arttıkça silindir içerisinde maksimum basınca ulaşılan krank mili açısı dereceleri gecikmektedir. Bu bulgunun, egzoz karşı basıncı yükseldikçe hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış eğrisinin yükselme açısının düşmesi sebebiyle görüldüğü değerlendirilmiştir. Hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç diyagramının açısı azaldıkça, hem takip eden yanma evrelerinin sürelerinin uzadığı hem de evrelerin başlangıç ve bitiş zamanlarının geciktiği tespit edilmiştir.

8- Açık indikatör diyagramlarından tespit edildiği üzere, motor yükü arttıkça tutuşma gecikmesi sürelerinin kısaldığı görülmüştür. Bu durumun sebebinin, yakıtın püskürtüldüğü anda silindir içerisindeki mevcut durumla ilgili olduğu düşünülebilir. Daha yüksek motor yüklerinde daha fazla miktarda yakıt yakılması sebebiyle daha fazla miktarda ısı ortaya çıkmaktadır. Bu ısı artışı hem silindir ve çevresinin hem de yanma sonucunda oluşan egzoz gazının sıcaklığının yükselmesine sebep olmaktadır. Daha sıcak bir ortamda gerçekleşen sıkıştırma sonucunda yakıtın kendi kendine tutuşma kabiliyetinin artması beklenen bir sonuçtur. Bu sebeple, motor yükü arttıkça tutuşma gecikmesi sürecinin de geciktiği değerlendirilmiştir.

9- Kapalı indikatör diyagramlarından tespit edildiği üzere, egzoz karşı basıncı arttıkça $IMEP_n$ değerlerinin düştüğü gözlemlenmiştir. Yapılan deneylerde karşılaştırmaların eşit koşullarda yapılabilmesi için, ulaşılabilen en yüksek motor yükünü içeren ölçüm grubu hariç tüm ölçüm gruplarında shaft aktarılan güç değerleri sabit tutulmuştur. Bu sebeple, aynı ölçüm grubunda ortalama efektif basınç değerleri birbirine eşit durumdadır. Ortalama efektif basınç değerlerinin eşit olduğu durumda $IMEP_n$ değerlerinin büyüklüğünü mekanik verim değeri belirlemektedir. Motorda

mekanik verim arttıkça kayıplar azaldığı içi $IMEP_n$ değeri ile ortalama efektif basınç değeri birbirine yaklaşmaktadır. Eşit ortalama efektif güç değerlerinde, iki farklı $IMEP_n$ değerleri ölçümü arasında farklılık varsa iki farklı ölçüm durumundaki mekanik verim değerlerinde fark olduğu ifade edilebilir. Sonuç olarak, $IMEP_n$ değerlerinin düşmesinin sebebi olarak egzoz karşı basıncı yükseldikçe mekanik verimin yükselmesi ve aktarma kayıplarının düşmesi gösterilebilir.

10- Kapalı indikatör diyagramlarından tespit edildiği üzere, egzoz karşı basıncı arttıkça $IMEP_p$ değerlerinin arttığı gözlemlenmiştir. Motordaki pompalama kayıplarının bir göstergesi olan $IMEP_p$ değerleri, motorun çevrimini tamamlaması için gerekli olan emme ve egzoz zamanlarında, egzoz basınç eğrisiyle emme basınç eğrisi arasında kalan alan kullanılarak hesaplanır. Aradaki alanın ölçüsü, başka bir ifade ile egzoz ve emme eğrileri arasındaki fark pompalama kayıplarının büyüklüğünü ifade eder. Egzoz zamanında, piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru hareket ederken, pistonun ilerleyişine engel olan silindir içi basıncın yüksek olması veya emme zamanında piston alt ölü nokta yönünde hareket ederken pistonu iten silindir içi basıncın düşük olması pompalama kayıplarını ve dolayısıyla $IMEP_p$ değerlerini arttırmaktadır. Yapılan ölçümlerde, egzoz karşı basıncı arttıkça, egzoz zamanındaki silindir içi basınç değerinin arttığı ve emme zamanındaki silindir içi basınç seviyesinin azaldığı gözlemlenmiştir. Bu durumda, egzoz karşı basıncı arttıkça pompalama kayıplarının arttığı söylenebilir. Egzoz karşı basıncı arttıkça pompalama kayıplarının artması da $IMEP_p$ değerlerinin artmasına sebep olmaktadır.

11- Kapalı indikatör diyagramlarından tespit edildiği üzere, eşit motor yüklerinde egzoz karşı basıncı artışıyla $IMEP_g$ değerlerinin önce küçük oranlarda düştüğü daha sonra ise yükseldiği tespit edilmiştir. Daha detaylı olarak açıklanacak olursa, 1, 2 ve 3 numaralı orifislerin kullanımında, egzoz karşı basıncı arttıkça $IMEP_g$ değerlerinin küçük oranlarda düştüğü görülmektedir. 3 numaralı orifisten sırasıyla 4 ve 5 numaralı orifislere geçiş durumlarında ise egzoz karşı basıncı arttıkça $IMEP_g$ değerlerinin de arttığı saptanmıştır. Bu durum, $IMEP_g$ değerlerinin $IMEP_n$ ve $IMEP_p$ değerlerinin toplamını ifade etmesinden ve $IMEP_n$ ile $IMEP_p$ değerlerinin egzoz karşı basıncı artışından etkilenme şeklinden kaynaklanmaktadır. Egzoz karşı basıncı yükseldikçe, $IMEP_n$ değerlerinin kademeli olarak düştüğü ve $IMEP_p$ değerlerinin kademeli olarak

yükseldiği görülmüştür. Daha küçük orandaki egzoz karşı basıncı artışlarında, egzoz karşı basıncıyla $IMEP_n$ değerlerinde görülen azalmanın değeri, $IMEP_p$ değerlerinde görülen artışın değerinden daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durumun sonucunda, $IMEP_g$ değerlerinin yükselmesi beklenir. Ancak, egzoz karşı basıncının daha büyük oranlarda yükselmesi durumunda, $IMEP_n$ değerlerinde görülen azalmanın değeri, $IMEP_p$ değerlerinde görülen artışın değerinden düşük olduğu görülmüştür. Bu durumda da $IMEP_g$ değerlerinin yükselmesi beklenmektedir.

12- Eşit motor yüklerinde, egzoz karşı basıncı arttıkça, özgül yakıt sarfiyatının yükseldiği görülmüştür. Bu durumun, açık ve kapalı indikatör diyagramlarından tespit edilen ve yanma performansını olumsuz etkileyen sebeplerden kaynaklanabileceği değerlendirilmesi yapılmıştır. Örneğin, egzoz karşı basıncı artışıyla yanma zamanlarının gecikmiş olması durumunda, silindir içerisine püskürtülen yakıtın yandığı zamanda, silindir hacmi yükselmeye başlamış olduğu için yanma verimi aynı oranda düşük olmaktadır. Bu durum da aynı şaft gücünü elde etmek üzere daha fazla miktarda yakıt sarf edilmesine sebep olmaktadır. Benzer şekilde, $IMEP_g$ değerlerinin artması, silindir içi maksimum basınç değerlerinin düşmesi, maksimum basınç değerine ulaşılan krank mili açısının gecikmesi, hızlı basınç yükselmesi evresinde basınç artış oranının düşmesi gibi sebepler özgül yakıt sarfiyatının artmasına sebep olmaktadır.

13- Eşit motor yüklerinde, egzoz karşı basıncı artışıyla hacimsel verim değerlerinin düştüğü tespit edilmiştir. Bu durum, egzoz karşı basıncı artışıyla, silindir içerisinde kalan atık egzoz gazı miktarının daha yüksek olacak olmasından kaynaklı olarak silindir içerisine alınabilen emme havası miktarının kısıtlanacak olması sebebiyle beklenen bir sonuçtur. Benzer şekilde, egzoz karşı basıncı artışıyla emme zamanındaki silindir içi basıncın daha düşük olması sebebiyle de silindir içerisine alınabilen hava miktarı kısıtlanmaktadır. Bu durum, emme havası debisi ölçümünden bağımsız olarak, egzoz karşı basıncı arttıkça hacimsel verim değerinin düştüğünü göstermektedir.

14- Eşit motor yüklerinde, egzoz karşı basıncı arttıkça, mekanik verim değerlerinin de arttığı tespit edilmiştir. Daha önceki sonuçlar değerlendirildiğinde egzoz karşı basıncı artışıyla, silindir içi basınç dağılımında ulaşılan tepe değerlerinin düştüğü,

yanma veriminin düştüğü, daha fazla miktarda yakıt kullanılmasına rağmen daha düşük miktarda enerji üretildiğı görölmektedir. Ulaşılan maksimum basınç değeri lerinin düşmesi, özellikle yanma sırasında ve hemen sonrasında pistonun üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru ilerlerken maruz kalmış olduğı anlık maksimum bileşke kuvvetin azalmasına yol açmaktadır. Piston üzerine etkiyen maksimum bileşke kuvvet azaldığında dolaylı olarak piston üzerine etkileyen yanal kuvvetin de azalacak olması sebebiyle piston ile segmanlar ve segmanlar ile layner yüzeyi arasında gerçekleşen temas sonucu oluşan sürtünme kuvvetinin de azalması beklenir. Bu durumda, sürtünmelerden kaynaklı kayıpların azalacak olması dikkate alındığında, egzoz karşı basıncı artışıyla mekanik verimin düşmesi beklenebilir. Ayrıca, egzoz karşı basıncı artışıyla silindir içi ortalama basınç ve sıcaklık değeri lerinin düşmesi sebebiyle, motor parçalarının da sıcaklığının düşmesi beklenebilir. Daha düşük sıcaklıklarda yatak sürtünmelerinden kaynaklı kayıpların azalacak olması da egzoz karşı basıncı artışıyla mekanik verim yükselmesinin sebeplerinden biri olarak değerlendirilmiştir.

15- Eşit motor yüklerinde, egzoz karşı basıncı arttıkça, yakıt dönüşüm veriminin düştüğü gözlemlenmiştir. Yakıt dönüşüm verimi, motora gönderilen yakıt miktarı, bu yakıtın ısı değeri ve ortalama efektif güç verileri kullanılarak hesaplanmaktadır. Çalışma kapsamında yakıt tipi değıştirilmemiş ve motor yükleri eşit tutulmuştur. Bu şartlar altında, yakıt dönüşüm veriminin özgül yakıt sarfiyatı ile ters orantılı olarak hareket etmesi beklenir. Sonuç olarak, özgül yakıt sarfiyatının artmasına sebep olan tüm etkenlerin yakıt dönüşüm veriminin de düşmesine yol açtığı değerlendirilmesi yapılabilir.

16- Eşit motor yüklerinde, egzoz karşı basıncı arttıkça CO₂ salımlarının da yükseldiğı görölmektedir. CO₂ salımlarının yakıt içeriğindeki karbon moleküllerinin oksidasyonu sonucu oluştuğı dikkate alındığında, silindir içeri sine alınan yakıt miktarı arttıkça CO₂ salımlarının da artması beklenebilir. Egzoz karşı basıncı arttıkça, yakıt sarfiyatlarının da artması sebebiyle CO₂ salımlarının da artması beklenebilir.

17- Eşit motor yüklerinde, egzoz karşı basıncı arttıkça, O₂ salımlarının düştüğü tespit edilmiştir. O₂ salımları, silindir içeri sine alınan ancak yanmaya katılmayan hava

içeriğindeki oksijenden kaynaklanmaktadır. Eşit miktarda emme havası alındığında, O_2 salımları ne kadar yüksekse oksidasyona uğrayan molekül miktarı o kadar düşüktür. Bu sebeple O_2 salımlarının CO_2 salımları ile ters orantılı olarak hareket etmesi beklenir. Ayrıca, egzoz karşı basıncı artışıyla hacimsel verimin düşmesi sonucu, silindir içerisine daha az miktarda hava alınması sebebiyle O_2 salımlarının düşmesi beklenebilir.

18- Eşit motor yüklerinde, egzoz karşı basıncı arttıkça, CO salımlarının da arttığı gözlemlenmiştir. Bir dizel motor yanma ürünü olarak CO, yakıt içeriğindeki karbon moleküllerinin yeteri kadar oksidasyona uğrayamaması sebebiyle oluşan bir hava kirleticidir. Oksidasyonun yeteri kadar olmaması ise hava-yakıt karışımının yeterli kalitede sağlanamaması veya yanma performansının düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Daha önceki sonuçlarda da görüldüğü üzere egzoz karşı basıncı artışıyla silindir içerisinde kalan atık gaz miktarı artmakta ve bu durum takip eden çevrimde silindir içerisine alınan hava miktarının azalmasına sebep olmaktadır. Böylece, sıkıştırma sonucunda yanmanın başlaması öncesi silindir içerisinde hazır bulunan havanın içerdiği oksijen miktarının daha düşük olması sebebiyle, hava yakıt karışım kalitesi düşmektedir. Ayrıca, egzoz karşı basınç artışı çeşitli diğer sebeplerle yanma kalitesini de olumsuz etkilemektedir. Bu sebeplerle eşit yüklerde egzoz karşı basıncı arttıkça CO salımları yükselmektedir.

19- Eşit motor yüklerinde, egzoz karşı basıncı arttıkça NO_x salımlarının düştüğü gözlemlenmiştir. NO_x salımlarının çok büyük bir kısmının oluşumu, Zeldovich mekanizması ve Fennimore mekanizması ile gerçekleşmektedir. Bu mekanizmaların gerçekleşmesi için lokal olarak çok yüksek basınçların ve sıcaklıkların görülmesi gereklidir. Açık indikatör diyagramlarında görüldüğü üzere, egzoz karşı basıncı arttıkça ulaşılan maksimum basınç değerleri düşmektedir. Bu sebeple NO_x salımlarının da düşmesi beklenmektedir.

Yapılan deneylerle elde edilen bulgular, dizel motorlar ve yanma konularına ait temel bilgilerle harmanlanarak çeşitli değerlendirmeler yapılmıştır. Sonuç olarak, egzoz karşı basıncı artışının motor performansı ve egzoz salımları üzerinde birçok olumsuz etkisi olduğu tespit edilmiştir. Yapılan analizler değerlendirildiğinde, egzoz

karşı basıncı artışı sonucu temel olarak tutuşma gecikmesi sürecinin uzadığı, buna rağmen hızlı basınç yükselmesi evresindeki basınç artış oranının düştüğü, yanma zamanlarının geciktiği, pompalama indike basıncın arttığı ve mekanik verimin yükseldiği gözlemlenmiştir. Diğer bulguların gerçekleşme sebebinin, bu bulgulardan kaynaklı olarak olduğu dikkat çekmektedir. Bu durumda, bahsi geçen temel bulguların veya etkilerinin azaltılması durumunda egzoz karşı basıncı artışının motor performansı ve egzoz salımları üzerindeki olumsuz etkilerinin kısmen ortadan kaldırılabileceği düşünülebilir. Örneğin, egzoz karşı basıncı artışıyla tutuşma gecikmesi sürecinin uzadığı ve yanma zamanlarının geciktiği görülmektedir. Bu durumda, püskürtmenin başladığı krank mili açısının erkene alınması durumunda yanmanın gerçekleştiği zaman yine üst ölü nokta yakınlarına gelecektir. Böyle bir durumda yanma veriminin daha yüksek olacağı değerlendirilebilir.

Öneri olarak sunulabilecek bir diğer durum ise egzoz karşı basıncının olumsuz etkilerini azaltmak için sıkıştırma oranı optimizasyonu yapılmasıdır. Egzoz karşı basıncı artışıyla ulaşılan maksimum basınçların düşmesi, hızlı basınç yükselmesi evresindeki yükseliş açısının düşük olması ve tutuşma gecikmesinin uzamış olması sebepleriyle sıkıştırma zamanında daha yüksek oranlı bir sıkıştırma uygulanması hususunda bir engel görünmemektedir. Daha yüksek egzoz karşı basınçlarında sıkıştırma oranının artırılması durumunda, tutuşma gecikmesi sürecinin kısılacağı ve yanma veriminin artacağı öngörülmektedir.

Egzoz karşı basıncı yükselmesiyle, silindir içerisinden atılamayan gaz miktarının arttığı gözlemlenmiştir. Bu durumun engellenmesi ve silindir içerisinde kalan atık gaz seviyesinin düşürülmesi için valf overlepi süresinin uzatılabileceği önerilmektedir. Valf overlep süresi uzatıldığında, emme ve egzoz valfleri birlikte daha uzun süre açık kalacak ve bu durumda egzoz gazının atılması için daha uzun süre kalacaktır.

Literatürde yer alan, egzoz karşı basınç artışının turboşarjlı motorlarda motor performansı üzerindeki etkisinin inceleyen çalışmalarla, bu çalışmanın sonuçları karşılaştırıldığında turboşarj kullanımının egzoz karşı basıncı artışının pek çok etkisini ortadan kaldırdığı görülmektedir. Ancak günümüzde gelişen teknolojiyle atık ısının

geri kazanımı konusunda turboşarjlerden daha yüksek geri kazanım potansiyeline sahip teknolojiler geliştirilmesi sebebiyle turboşarj yerine alternatif aşırı doldurma sistemlerinin kullanımı tercih edilebilir. Alternatif aşırı doldurma sistemleri kullanımında hem emme basıncı artacağı için egzoz gazının silindirden atılması çok kolaylaşacak hem de egzoz devresi üzerinde turboşarjlerden kaynaklı karşı basınç artışı görülmeyecektir.

Günümüzde, hem denizcilik sektöründe hem de diğer güç üretimi yapılan sektörlerde dizel motorların yeni gelişen konvansiyonlara uygun hale getirilebilmesi için mevcut sistemler üzerinde çeşitli revizyonlar yapılmaktadır. Bu revizyonların başında, sistemlere egzoz gazı son işleme sistemleri veya atık ısı geri kazanım sistemleri eklenmesi gelmektedir. Ancak, bu revizyonlarda karşılaşılan temel problemlerden biri eklenen sistemlerin sebep olacağı egzoz karşı basıncının motor performansı üzerinde sebep olacağı etkilerin detaylı olarak tahmin edilememesidir. Dahası, bu sistemlerin eklenmesi sebebiyle artan egzoz karşı basıncının olumsuz etkilerinin ortadan kaldırılması için çözüm önerileri sunulamamaktadır. Tezde elde edilen sonuçlar, egzoz karşı basıncının motor performansı üzerindeki etkisinin değerlendirmesi konusunda faydalı olacaktır. Tezin sonuçları, egzoz devresi üzerine yerleştirilecek çeşitli egzoz gazı son işleme veya atık ısı geri kazanım sistemlerinin kurulumuyla ilgili fizibilite çalışmalarında kaynak olarak kullanılabilir. Egzoz devresi üzerine yerleştirilen herhangi bir sistem kaynaklı egzoz karşı basınç artışının motor performansı üzerindeki olumlu ve olumsuz etkileri bu çalışmada ulaşılan sonuçlar kullanılarak tahmin edilebilecektir. Ayrıca, çalışmada önerilen çeşitli çözümlerin uygulanmasıyla olumsuz etkilerin şiddeti düşürülebilecektir.

DeneySEL olarak yürütülen bu çalışmada, deney düzeneğinden, belirlenen deney prosedürlerinden veya diğer sebeplerden kaynaklı çeşitli kısıtlar bulunmaktadır. Bu kısıtlardan birincisi çalışmada yürütülen deneyler için yalnızca tek bir düzenek kullanılmasıdır. Bu durumdan kaynaklı olarak, çalışma sonuçlarının tüm dizel motorlarda geçerli olabileceği ile ilgili hipotezler ortaya koymak mümkün olmamaktadır. Ayrıca, veri seti kısıtlı olması sebebiyle, deney sonuçlarının

tekrarlanabilirlik ve yeniden üretilebilirlik analizlerini yapmak da mümkün olmamaktadır.

Çalışmadaki bir diğer kısıt, deney prosedürlerinde belirlenen stratejiye uygun olarak, egzoz karşı basıncının çeşitli çaplarda orifisler yardımıyla yükseltilmesidir. Gerçek koşullarda egzoz devresi üzerine kurulan her bir ilave sistem akışa bir orifisten daha farklı şekilde direnç gösterecektir. Bu durumda, ilave sistem kullanımında egzoz devresindeki akışın, orifis kullanımına göre daha düzenli olabileceği öngörülmektedir.

Çalışmada belirlenen son kısıt ise deney düzeneği ile HC salımlarının ölçümü yapılamamasıdır. Bu ölçümlerin eksikliği sebebiyle, yanma denklemi girdileri ve çıktıları arasında karbon dengesi hesaplamaları yapılamamıştır. Bu sebeple, egzoz debisi hesaplamalarının sağlanmasını yapmak mümkün olmamaktadır.

Gelecek çalışmalarda, daha büyük bir test motoru içeren bir deney düzeneği kullanılarak, sıkıştırma oranının değiştirilmesi, mekanik aşırı doldurucular kullanılması ve püskürtme zamanlamasının optimizasyonunun egzoz karşı basıncı üzerindeki etkileri analiz edilebilir. Bu çalışmalarda, egzoz karşı basıncı artışının olumsuz etkilerinin ortadan kaldırılmasına yönelik çeşitli hipotezlerin test edildiği deneyler yapılabilir. Bu amaçla yapılacak çalışmalarla, elde edilecek sonuçlar, egzoz karşı basıncının dizel motor yanma performansı üzerinde sebep olduğu olumsuz etkiler kısmen ortadan kaldırılabilir.

KAYNAKLAR

- ABS. (1 Temmuz 2018). *ABS advisory on exhaust gas scrubber systems*. American Bureau of Shipping. <https://ww2.eagle.org/content/dam/eagle/advisories-and-debriefs/exhaust-gas-scrubber-systems-advisory.pdf>
- Acharya, D., Rani, A., Agarwal, S. ve Singh, V. (2016). Application of adaptive Savitzky–Golay filter for EEG signal processing. *Perspectives in Science* 8, 677–679. <https://doi.org/10.1016/j.pisc.2016.06.056>
- Aldhaidhawi, M., Chiriac, R., Bădescu, V., Descombes, G., ve Podevin, P. (2017). Investigation on the mixture formation, combustion characteristics and performance of a Diesel engine fueled with Diesel, Biodiesel B20 and hydrogen addition. *International Journal of Hydrogen Energy* 42(26), 16793–16807. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.01.222>
- Alriksson, M. ve Denbratt, I. (2006). Low temperature combustion in a heavy duty diesel engine using high levels of EGR. *SAE Technical Papers*, 2006-01-0075. <https://doi.org/10.4271/2006-01-0075>
- Alshammari, F., Usman, M. ve Pesyridis, A. (2018). Expanders for Organic Rankine Cycle Technology. E. Wang (Ed.), *Organic Rankine Cycle Technology for Heat Recovery* içinde. <https://doi.org/10.5772/intechopen.78720>
- Anadolu Motor. (2010), *Antor Dizel Motor Kullanma ve Bakım El Kitabı* [Broşür]. https://www.anadolumotor.com/uploads/pdf/ANTOR_4LD640_4LD820_AD820_BS_Kullanım_Bakım_El_Kitapçığı_TR_ENG_FR.pdf
- Anar, N. ve Bayram, P. (2018). Seçici Katalitik İndirgeme (SCR) Sistemi Ve Araçlara Adaptasyonu. *Journal of Polytechnic* 21(4), 941–950. <https://doi.org/10.2339/politeknik.403973>

- Andwari, A. M., Pesyridis, A., Esfahanian, V., Salavati-Zadeh, A. ve Hajialimohammadi, A. (2019). Modelling and evaluation of waste heat recovery systems in the case of a heavy-duty diesel engine. *Energies* 12(7). <https://doi.org/10.3390/en12071397>
- Arachchige, U. S. P. R. (2020). *Reduction of NOx emissions from exhaust gases by DeNOx technology*. Akinik Publications.
- Arnau, F. J., Martín, J., Piqueras, P. ve Auñón, Á. (2021). Effect of the exhaust thermal insulation on the engine efficiency and the exhaust temperature under transient conditions. *International Journal of Engine Research* 22(9), 2869–2883. <https://doi.org/10.1177/1468087420961206>
- Ashok, B. ve Nanthagopal, K. (2019). Eco friendly biofuels for CI engine applications. K. Azad (Ed.) *Advances in Eco-Fuels for a Sustainable Environment* içinde (407-440) Woodhead Publishing. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-102728-8.00015-2>
- Baskar, P. ve Senthilkumar, A. (2016). Effects of oxygen enriched combustion on pollution and performance characteristics of a diesel engine. *Engineering Science and Technology, an International Journal* 19(1), 438–443. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2015.08.011>
- Bei, C., Zhang, H., Yang, F., Song, S., Wang, E., Liu, H., Chang, Y., Wang, H. ve Yang, K. (2015). Performance analysis of an evaporator for a diesel engine-Organic Rankine Cycle (ORC) combined system and influence of pressure drop on the diesel engine operating characteristics. *Energies*, 8(6), 5488–5515. <https://doi.org/10.3390/en8065488>

- Benajes, J., Molina, S., Martín, J. ve Novella, R. (2009). Effect of advancing the closing angle of the intake valves on diffusion-controlled combustion in a HD diesel engine. *Applied Thermal Engineering* 29(10), 1947–1954.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.09.014>
- Bennett, S. (2010). *Modern diesel technology: Diesel engines*. Delmar Cengage Learning.
- Bermúdez, V., Serrano, J. R., Piqueras, P. ve Campos, D. (2015). Analysis of the influence of pre-DPF water injection technique on pollutants emission. *Energy* 89, 778–792. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2015.05.142>
- Bernhard, A. M., Peitz, D., Elsener, M., Wokaun, A. ve Kröcher, O. (2012). Hydrolysis and thermolysis of urea and its decomposition byproducts biuret, cyanuric acid and melamine over anatase TiO₂. *Applied Catalysis B: Environmental* 115–116, 129–137.
<https://doi.org/10.1016/J.APCATB.2011.12.013>
- Bharath, A. N., Kalva, N., Reitz, R. D. ve Rutl, C. J. (2014). Use of early exhaust valve opening to improve combustion efficiency and catalyst effectiveness in a multi-cylinder RCCI engine system - A simulation study. *ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, ICEF 2014*, 1.
<https://doi.org/10.1115/icef2014-5534>
- Bhure, S. (2018). Effect of exhaust back pressure on performance and emission characteristics of diesel engine equipped with diesel oxidation catalyst and exhaust gas recirculation. *International Journal of Vehicle Structures and Systems* 10(3), 199–203. <https://doi.org/10.4273/ijvss.10.3.09>
- Bianchi, G. (2015). *Exhaust waste heat recovery in internal combustion engines*. [Doktora Tezi], University of L'Aquila.

- Bilotti, E., Fenwick, O., Schroeder, B. C., Baxendale, M., Taroni-Junior, P., Degousée, T. ve Liu, Z. (2018). Organic Thermoelectric Composites Materials. W. R. Beaumont ve C. H. Zweben (Ed.) *Comprehensive Composite Materials II* içinde (408–430). <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-803581-8.10024-4>
- Binder, K. B. (2010). Diesel engine combustion. K. Mollenhauer ve H. Tschöke (Ed.) *Handbook of Diesel Engines* içinde (61-77).
- Bisane, R. B. ve Kale, R. V. (2021). Experimental investigation on single cylinder four stroke VCR tri-charged diesel engine. *Materials Today: Proceedings* 59(1), 547-555. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.11.573>
- Black, J., Eastwood, P. G., Tufail, K., Winstanley, T., Hardalupas, Y. ve Taylor, A. M. K. P. (2007). The effect of VGT vane control on pumping losses during full-load transient operation of a common-rail diesel engine. *SAE Technical Paper* 2007-24-0063. <https://doi.org/10.4271/2007-24-0063>
- Bohac, S. V. ve Assanis, D. N. (2004). Effect of exhaust valve timing on gasoline engine performance and hydrocarbon emissions. *SAE Technical Papers*, 2004-01-3058. <https://doi.org/10.4271/2004-01-3058>
- Boyce, M. P. (2012). Combustors. M. P. Boyce (Ed.) *Gas Turbine Engineering Handbook* içinde (427-490). <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-383842-1.00010-X>
- Bozza, F., De Bellis, V. ve Teodosio, L. (2015). EGR Systems Employment to Reduce the Fuel Consumption of a Downsized Turbocharged Engine at High-load Operations. *Energy Procedia* 81, 866–873. <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2015.12.134>
- Braun, T., Rabl, H. P. ve Mayer, W. (2013). Emission reduction potential by means of high boost and injection pressure at low- and mid-load for a common rail diesel

- engine under high EGR rates. *SAE Technical Paper 2013-01-2541*.
<https://doi.org/10.4271/2013-01-2541>
- Buecker, B. (2002). *Basics of boiler and HRSG design*. PennWell Corporation.
- Caterpillar. (2013). *Marine application and installion guides: Exhaust systems – LEBW4970*. Caterpillar. https://www.cat.com/en_US/by-industry/marine/marine-engine-applicationandinstallationguides.html
- Changming, H. ve Sichuan, X. (2016). The effect of port timing and exhaust back pressure on uniflow scavenging for a high power density OPE engine. *SAE Technical Papers, 2016-01-8078*. <https://doi.org/10.4271/2016-01-8078>
- Charlton S. J. (1998). Control Technologies for Compression–Ignition Engines. E. Sher (Ed.) *Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines* içinde (358-419). <https://doi.org/10.1016/B978-012639855-7/50050-8>
- Chen, Y., Li, X., Shi, S., Zhao, Q., Liu, D., Chang, J., ve Liu, F. (2021). Effects of intake swirl on the fuel/air mixing and combustion performance in a lateral swirl combustion system for direct injection diesel engines. *Fuel* 286, 119376. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119376>
- Chen, Y.ve Lv, L. (2015). Design and evaluation of an Integrated SCR and exhaust Muffler from marine diesels. *Journal of Marine Science and Technology* 20(3), 505–519. <https://doi.org/10.1007/s00773-014-0302-1>
- Chu, Z., Zhang, N. ve Smith, R. (2020). An Improved Superstructure-Based Model for Integrating an Organic Rankine Cycle into Total Site. *Computer Aided Chemical Engineering* 48, 949–954. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-823377-1.50159-2>

- Coelho, S. T., Perecin, D., Rei, F., Escobar, J. F., Freiria, R. C. ve Kimura, W. J. (2022). Bioenergy Policies Worldwide. T. M. Letcher (Ed.) *Comprehensive Renewable Energy* içinde (1–21). <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819727-1.00040-6>
- Cong, S., McTaggart-Cowan, G. P. ve Garner, C. P. (2009). Measurement of residual gas fraction in a single cylinder HSDI diesel engine through skip-firing. *SAE Technical Papers, 2009-01-1961*. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1961>
- Cong, S., Garner, C. P. ve McTaggart-Cowan, G. P. (2011). The effects of exhaust back pressure on conventional and low-temperature diesel combustion. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 225(2), 222–235. <https://doi.org/10.1177/09544070JAUTO1577>
- Cui, Y., Cai, Y., Fan, R., Shi, Y., Gu, L. Pu, X. vd. (2018). Effects of residual ash on DPF capture and regeneration. *International Journal of Automotive Technology* 19(5), 759–769. <https://doi.org/10.1007/s12239-018-0073-5>
- Cummins. (2010). *Improving compressor efficiency*. Cummins Turbo Technologies. http://caboturbo.nl/wp/wp-content/uploads/2012/03/HTi_14.pdf
- Deng, B., Yang, J., Zhang, D., Feng, R., Fu, J., Liu, J., Li, K. ve Liu, X. (2013). The challenges and strategies of butanol application in conventional engines: The sensitivity study of ignition and valve timing. *Applied Energy*, 108, 248–260. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.03.018>
- Deng, J., Wang, X., Wei, Z., Wang, L., Wang, C. ve Chen, Z. (2021). A review of NO_x and SO_x emission reduction technologies for marine diesel engines and the potential evaluation of liquefied natural gas fuelled vessels. *Science of The Total Environment* 766, 144319. <https://doi.org/10.1016/J.SCITOTENV.2020.144319>

- Desale, S., Patil, D. ve Arakerimth, R. R. (2015). Experimental analysis of engine exhaust back pressure on emission characteristics of four cylinder diesel engine. *International Journal of Engineering and Management Research* 5(4), 1-28.
- Dimian, A. C., Bildea, C. ve Kiss, A. (2014). *Integrated design and simulation of chemical processes*. Elsevier.
- Dimou, I., Sappok, A., Wong, V., Fujii, S., Sakamoto, H., Yuuki, K. ve Vogt, C. D. (2012). Influence of material properties and pore design parameters on non-catalyzed diesel particulate filter performance with ash accumulation. *SAE Technical Paper 2012-01-1728*. <https://doi.org/10.4271/2012-01-1728>
- Dinçer, İ., ve Bicer, Y. (2020). Integration of conventional energy systems for multigeneration. İ. Dinçer ve Y. Biçer (Ed.) *Integrated Energy Systems for Multigeneration* içinde (143–221). <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-809943-8.00004-2>
- Dinçer, İ. ve Demir, M. E. (2018). Gas Turbine Cycles. İ. Dinçer (Ed.) *Comprehensive Energy Systems* içinde (209–263). <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-809597-3.00408-9>
- Donaldson, K, MacNee, W. ve Stone, V. (2006). *Environmental pollutants: Particulate matter, ultrafine particles*.
- Duleep, K. G. (2004). Internal combustion engine vehicles. C. J. Cleveland (Ed.) *Encyclopedia of Energy* içinde(497-513). <https://doi.org/10.1016/B0-12-176480-X/00178-9>
- Dünya Enerji Konseyi. (15 Ocak 2020). *World Energy Council World Energy Scenarios 2016*. World Energy Council. https://www.worldenergy.org/assets/downloads/WorldEnergy-Scenarios-2016_Summary-Report.pdf

- Ebrahimi, M., ve Jazayeri, S. A. (2019). Effect of hydrogen addition on RCCI combustion of a heavy duty diesel engine fueled with landfill gas and diesel oil. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(14), 7607–7615.
<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.02.010>
- EIA. (15 Ocak 2020). *U.S. Energy Information Administration International Energy Outlook 2016*. Amerika Birleşik Devletleri Enerji Bilgi Yönetim İdaresi.
[https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484\(2016\).pdf](https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484(2016).pdf)
- EEA. (2022). *What is particulate matter and what are its effects on human health?* European Environment Agency. <https://www.eea.europa.eu/help/faq/what-is-particulate-matter-and>
- EEA (22 Şubat 2018). *Nitrogen oxides (NOx) emissions*. European Environment Agency. <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/eea-32-nitrogen-oxides-nox-emissions-1/assessment.2010-08-19.0140149032-3>
- EEA. (31 Temmuz 2015). *Sulphur dioxide (SO2) emissions*. European Environment Agency. <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/eea-32-sulphur-dioxide-so2-emissions-1/assessment-3>
- EGCSA. 2012. *A practical guide to exhaust gas cleaning systems for the maritime industry*. Exhaust Gas Cleaning Systems Association. <https://www.egcsa.com/wp-content/uploads/EGCSA-Handbook-2012-A5-size-.pdf>
- Eliçin, A. K. (2011). *Biyodizel yakıtla çalıştırılan küçük güçlü bir dizel motorun performans ve emisyonuna giriş hava basıncı etkisinin deneysel olarak araştırılması*. [Doktora Tezi], Ankara Üniversitesi.
- Engström, P., Amberntsson, A., Skoglundh, M., Fridell, E. ve Smedler, G. (1999). Sulphur dioxide interaction with NOx storage catalysts. *Applied Catalysis B: Environmental*, 22(4), 241-248. [https://doi.org/10.1016/S0926-3373\(99\)00060-0](https://doi.org/10.1016/S0926-3373(99)00060-0)

EPA [Environmental Protection Agency]. (2022a). *Particulate matter basics*. United States Environmental Protection Agency. <https://www.epa.gov/pm-pollution/particulate-matter-pm-basics#:~:text=>

EPA [Environmental Protection Agency]. (2022b). *Nitrogen oxides (NO_x) control regulations*. United States Environmental Protection Agency. <https://www3.epa.gov/region1/airquality/nox.html>

EPA [Environmental Protection Agency]. (2022c). *Sulfur dioxide (SO₂) primary air quality standards*. United States Environmental Protection Agency. <https://www.epa.gov/naaqs/sulfur-dioxide-so2-primary-air-quality-standards>

Esit. (2021), *Esit STSC Yük Hücresi Teknik Özellikleri* [Broşür]. https://www.esit.com.tr/tr/yuk_hucreleri__load_cells_/stcs__yuk_hucresi/urun/5

Fenac. (2021), *Fenac Incremental Encoders FNC 58E & 58 H Series* [Broşür]. <https://www.fenac.com.tr/img/pdf/fnc-58e-series-artimli-enkoder-pdf-15793.pdf>

Feneley, A. J., Pesiridis, A. ve Andwari, A. M. (2017). Variable geometry turbocharger technologies for exhaust energy recovery and boosting: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 71(December 2016), 959–975. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.12.125>

Fenghu, W., Xiurong, G., Yan, M. ve Danfeng, D. (10-11 Ekim 2009). *Theoretical and experimental research on the characteristics of micro-length fiber carbonized wood DPF*. [Bildiri]. 2009 2nd International Conference on Intelligent Computing Technology and Automation, ICICTA. <https://doi.org/10.1109/ICICTA.2009.887>

Fenimore, C. P. (1971). Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames. *Symposium (International) on Combustion* 13(1), 373–380. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(71\)80040-1](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(71)80040-1)

Fernoaga, V., Sandu, V. ve Balan, T. (2020). Artificial intelligence for the prediction of exhaust back pressure effect on the performance of diesel engines. *Applied Sciences (Switzerland)* 10(20), 1–33. <https://doi.org/10.3390/app10207370>

Fiebig, M., Wiartalla, A., Holderbaum, B. ve Kiesow, S. (2014). Particulate emissions from diesel engines: Correlation between engine technology and emissions. *Journal of Occupational Medicine and Toxicology* 9(1), 1–18. <https://doi.org/10.1186/1745-6673-9-6>

Flagan, R. C. ve Seinfeld, J. H. (1988). *Fundamentals of air pollution engineering*. Prentice Hall Inc.

Frackowiak, M., Xu, H., Wyszynski, M. L., Misztal, J. ve Qiao, J. (2009). The effect of exhaust throttling on HCCI - alternative way to control EGR and in-cylinder flow. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 1(1), 1277–1289. <https://doi.org/10.4271/2008-01-1739>

Fricke, F., Bhardwaj, O., Holderbaum, B. ve Scofield, T.(2016). Investigation of insulated exhaust manifolds and turbine housings in modern diesel engines for emissions and fuel consumption reduction, *SAE Technical Paper*, 2016-01-1003. <https://doi.org/10.4271/2016-01-1003>.

Fridell, E. ve Skoglundh, M., (2004). Model studies of sulphur deactivation of Nox storage catalysts, *SAE Technical Paper* 2004-01-0080 <https://doi.org/10.4271/2004-01-0080>

Ganesan, V. (2012). *IC Engines*. Tata McGraw-Hill.

Gao, Y., Wang, X., Tian, H., Cai, J. ve Shu, G. (2020). Quantitative analysis of fuel-saving potential for waste heat recovery system integrated with hybrid electric vehicle. *International Journal of Energy Research* 44(14), 11152–11170. <https://doi.org/10.1002/er.5675>

Ghasemzadeh, K., Sadati Tilebon, S. M., Nasirinezhad, M. ve Basile, A. (2018). Economic Assessment of Methanol Production. A. Basile ve F. Dalena (Ed.) *Methanol Science and Engineering* içinde (613-632).
<https://doi.org/10.1016/B978-0-444-63903-5.00023-6>

Goswami, A., Barman, J., Rajput, K. ve Lakhlani, H. N. (2013). Behaviour study of particulate matter and chemical composition with different combustion strategies. *SAE Technical Papers 2013-01-2741*. <https://doi.org/10.4271/2013-01-2741>

Gülmez, Y. (2015). *Dizel makinelerde yakıt püskürtme değişkenleri ile egzoz salımı ilişkisi üzerine deneysel bir araştırma*. [Yüksek Lisans Tezi]. Dokuz Eylül Üniversitesi.

Gülmez, Y. ve Nuran, M. (2020). Effects of nozzle opening pressure and fuel injection timing on engine performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with marine fuels. *Dokuz Eylül Üniversitesi Denizcilik Fakültesi Dergisi* 12(2), 259-284. <https://doi.org/10.18613/deudfd.837288>

Gülmez, Y. ve Özmen, G. (2021). Effects of exhaust backpressure increment on the performance and exhaust emissions of a single cylinder diesel engine. *Journal of ETA Maritime Science* 9(3), 177–191. <https://doi.org/10.4274/jems.2021.25582>

Gülmez, Y. ve Özmen, G. (2022). Effect of exhaust backpressure on performance of a diesel engine: A neural network based sensitivity analysis. *International Journal of Automotive Technology* 23(1), 215–223. <https://doi.org/10.1007/s12239-022-0018-x>

Hariharan, D., Rajan Krishnan, S., Kumar Srinivasan, K. ve Sohail, A. (2021). Multiple injection strategies for reducing HC and CO emissions in diesel-methane dual-fuel low temperature combustion. *Fuel* 305, 121372.
<https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2021.121372>

- Hasier, C. (2021). *Optimisation of wastegate bypass flow reintroduction for increased turbine stage efficiency*. Cummins Turbo Technologies.
<https://www.cummins.com/sites/default/files/files/brochures/turbos/turbine-efficiency-improvements-using-design-for-improved-wastegate-flow.pdf>
- Hawi, M., Kiplimo, R. and Ndiritu, H. (2015) Effect of exhaust gas recirculation on performance and emission characteristics of a diesel-piloted biogas engine. *Smart grid and renewable energy* 6, 49-58. <https://doi.org/10.4236/sgre.2015.64005>
- Hawley, Brace, Wallace ve Horrocks (1998). Combustion-related emissions in CI engines. B. J. Nebel ve R. T. Wright (Ed.) *Environmental Science* içinde (280-357).
- He, W. ve Wang, S. (2017). Thermoelectric performance optimization when considering engine power loss caused by back pressure applied to engine exhaust waste heat recovery. *Energy* 133, 584–592.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.133>
- Hennessey, S. P. (2017). Superheaters and reheaters. V. L. Eriksen (Ed.) *Heat Recovery Steam Generator Technology* içinde (95-113).
<https://doi.org/10.1016/B978-0-08-101940-5.00006-3>
- Hennigsen, S.. (1998). Air pollution from large two-stroke engines and technologies to control it. E. Sher (Ed.) *Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines* içinde (477-534). <https://doi.org/10.1016/B978-012639855-7/50053-3>
- Hewawasam, L. S., Jayasena, A. S., Afnan, M. M. M., Ranasinghe, R. A. C. P. ve Wijewardane, M. A. (2019). *A review paper on use of thermo-electric materials for future energy harvesting in automobile sector*. [Bildiri] 2018 8th International Conference on Power and Energy Systems, ICPES 2018, 157–160.
<https://doi.org/10.1109/ICPESYS.2018.8626900>

Heywood, J. B. (2018). *Internal combustion engines fundamentals*. McGraw-Hill Education.

Hield, P. (2011). *The effect of back pressure on the operation of a diesel engine* (Rapor No: DSTO-TR-2531). Australian Government Department of Defence Maritime Platform Division. <https://apps.dtic.mil/sti/pdfs/ADA542327.pdf>

Hiereth, H. ve Prenninger, P. (2007). *Charging the internal combustion engine*. Springer Wien NewYork. <https://doi.org/10.1007/978-3-211-47113-5>

Hiraoka, N., Miyanagi, A., Kuroda, K., Ito, K., Nakagawa, T. ve Ueda, T. (2016). The world's first onboard verification test of UE engine with low pressure EGR complied with IMO's NO_x tier III regulations. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review* 53(2), 40–47.

Hirschbichler, F. (2010). Exhaust heat recovery. K. Mollenhauer ve H. Tschöke (Ed.) *Handbook of Diesel Engines* içinde (61-77).

Hoang, A. T. (2018). Waste heat recovery from diesel engines based on organic rankine cycle. *Applied Energy* 231, 138–166. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.09.022>

Hoseini, S. S., Najafi, G., Ghobadian, B., Mamat, R., Sidik, N. A. C. ve Azmi, W. H. (2017). The effect of combustion management on diesel engine emissions fueled with biodiesel-diesel blends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 73, 307–331. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.01.088>

Hoyo, M. T. ve Pinto, G. (2008). Using the relationship between vehicle fuel consumption and CO₂ emissions to illustrate chemical principles. *Journal of Chemical Education* 85(2), 218–220. <https://doi.org/10.1021/ed085p218>

ICCT [International Council of Clean Transportation]. (18 Haziran 2020). *Scrubbers on ships: Time to close the open loop*. International Council of Clean Transportation. <https://theicct.org/scrubbers-on-ships-time-to-close-the-open-loop/>

IEA [International Energy Agency]. (2021). *World Energy Balances: Overview*. Uluslararası Enerji Ajansı. <https://www.iea.org/reports/world-energy-balances-overview>

Ikeda, Y., Nakajima, T. ve Sher, E. (1998). Air pollution from small two-stroke engines and technologies to control it. E. Sher (Ed.) *Handbook of Air Pollution From Internal Combustion Engines* içinde (441-476). <https://doi.org/10.1016/B978-012639855-7/50052-1>

IMO [International Maritime Organization]. (2019). *2019 guidelines for consistent implementation of the 0.50% sulphur limit under MARPOL annex VI*. International Maritime Organization. <https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.320%2874%29.pdf>

IMO [International Maritime Organization]. (2022a). *Nitrogen Oxides (NO_x) – Regulation 13*. International Maritime Organization. [https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Nitrogen-oxides-\(NOx\)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx](https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx)

IMO [International Maritime Organization]. (2022b). *IMO 2020 – Cutting sulphur oxide emissions*. International Maritime Organization. [https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Sulphur-2020.aspx#:~:text=Known%20as%20%E2%80%93IMO%202020%E2%80%9D%2C,were%20already%20stricter%20\(0.10%25\).](https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Sulphur-2020.aspx#:~:text=Known%20as%20%E2%80%93IMO%202020%E2%80%9D%2C,were%20already%20stricter%20(0.10%25).)

- IPCC [Intergovernmental Panel on Climate Change]. (2021). *CO2 Tutumu*. Intergovernmental Panel on Climate Change. <https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2021/03/c3-capture-co2-tr.pdf>
- Iurk, M. A., Och, S. H., Moura, L. M., Mariani, V. C. ve Domingues, E. (2021). Maximizing volumetric efficiency using stochastic optimization techniques for internal combustion engines. *Applied Thermal Engineering*, 199, 117603. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2021.117603>
- Jääskeläinen, H, ve Majewski, W. A. (15-18 Ekim 2017). *Waste heat recovery for heavy-duty diesel engines: A review of mechanical turbocompounding*. Proceedings of the ASME 2017 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference. Volume 1: Large Bore Engines; Fuels; Advanced Combustion. Seattle, Washington, USA. <https://doi.org/10.1115/ICEF2017-3695>
- Japan Engine Corporation. (1 Kasım 2020). *Tier 3 regulations technology of UE engine LP-EGR system*. Japan Engine Corporation. https://www.j-eng.co.jp/en/solution-technology/14le6t000000wnr-att/LP-EGR_EN_2020.pdf.
- Jaziri, N., Boughamoura, A., Müller, J., Mezghani, B., Tounsi, F. ve Ismail, M. (2020). A comprehensive review of thermoelectric generators: Technologies and common applications. *Energy Reports* 6, 264–287. <https://doi.org/10.1016/J.EGYR.2019.12.011>
- Jia, M., Xie, M., Wang, T. ve Peng, Z. (2011). The effect of injection timing and intake valve close timing on performance and emissions of diesel PCCI engine with a full engine cycle CFD simulation. *Applied Energy* 88(9), 2967–2975. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.03.024>
- John, A., Sadasivan, J. ve Seelamantula, C. S. (2021). Adaptive Savitzky-Golay filtering in non-Gaussian noise. *IEEE Transactions on Signal Processing* 69, 5021–5036. <https://doi.org/10.1109/TSP.2021.3106450>

Jouhara, H., Khordehgah, N., Almahmoud, S., Delpech, B., Chauhan, A. ve Tassou, S. A. (2018). Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress* 6, 268–289.

<https://doi.org/10.1016/J.TSEP.2018.04.017>

Jun, F., Gong, J., Yuan, W., Yu, M. ve Tang, W. (2011). Study on the exhaust back-pressure threshold-value map for the diesel particulate filter regeneration.

Proceedings - 3rd International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, ICMTMA 2011 3, 557–560.

<https://doi.org/10.1109/ICMTMA.2011.709>

Kalita, U. ve Singh, M. (2022). Optimization of a reactive muffler used in four-cylinder petrol engine into hybrid muffler by using CFD analysis. *Materials Today: Proceedings* 50, 1936–1945.

<https://doi.org/10.1016/J.MATPR.2021.09.319>

Kamimoto, T. ve Kobayashi, H. (1990). Combustion processes in diesel engines. *Progress in Energy and Combustion Science* 17(2), 163-189.

[https://doi.org/10.1016/0360-1285\(91\)90019-J](https://doi.org/10.1016/0360-1285(91)90019-J)

Karvountzis-Kontakiotis, A., Pesiridis, A., Zhao, H., Alshammari, F., Franchetti, B. Pasmazoglou, I. vd. (2017). Effect of an ORC Waste Heat Recovery System on Diesel Engine Fuel Economy for Off-Highway Vehicles, *SAE Technical Paper* 2017-01-0136. <https://doi.org/10.4271/2017-01-0136>

Kashikar, A., Suryawanshi, R., Sonone, N., Thorat, R. ve Savant, S. (2021). Development of muffler design and its validation. *Applied Acoustics* 180, 108132.

<https://doi.org/10.1016/J.APACOUST.2021.108132>

Kasprzyk, P., Hunicz, J., Rybak, A., Gęca, M. S. ve Mikulski, M. (2020). Excess air ratio management in a diesel engine with exhaust backpressure compensation.

Sensors (Switzerland) 20(22), 1–16. <https://doi.org/10.3390/s20226701>

- Keskin, A. ve Sağıroğlu, S. (2010). Dizel motorlarından kaynaklanan egzoz emisyonları ve kontrol yöntemleri. *Mühendis ve Makina* 51(606), 2-9.
http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/70ce7e99630bbb9_ek.pdf?dergi=1037
- Kim, D. ve Lee, C. (2019). SCR performance evaluations in relation to experimental parameters in a marine generator engine. *Journal of Marine Science and Engineering* 7(3). <https://doi.org/10.3390/jmse7030067>
- Kim, J. ve Bae, C. (2017). Emission reduction through internal and low-pressure loop exhaust gas recirculation configuration with negative valve overlap and late intake valve closing strategy in a compression ignition engine. *International Journal of Engine Research* 18(10), 973–990.
<https://doi.org/10.1177/1468087417692680>
- Kim, J. Y., Corsetti, M. L., Biundo, L., Dobson, D. A. ve Beason, R. E. (2003). Modeling and measuring exhaust backpressure resulting from flow restriction through an aftertreatment system. *SAE Transactions Journal of Fuels and Lubricants* 112(4) 724-732. <https://doi.org/10.4271/2003-01-0939>
- Kistler. (2020), *Data Sheet for Kistler 6052 C High-Temperature Pressure Sensor for Combustion Engine Measurements* [Broşür].
<https://www.kistler.com/files/document/000-552e.pdf?callee=frontend>
- Kistler. (2021a), *Kistler Charge Amplifier Type 5018A Instruction Manual* [Broşür].
<https://www.kistler.com/files/document/002-40e.pdf?callee=frontend>
- Kistler. (2021b), *Kistler 6052 C CAD Models* [Broşür].
<https://kistlerembedded.partcommunity.com/3d-cad-models/6052c-high-temperature-pressure->

sensor&info=kistler%2F01_pressure%2F02_piezoel_pressure_sens%2F6052c%2F6052c_asmtab.prj&cwid=4387

Kleemann, M., Elsener, M., Koebel, M., ve Wokaun, A. (2000). Hydrolysis of isocyanic acid on SCR catalysts. *Industrial & Engineering Chemistry Research* 39(11), 4120-4126. <https://doi.org/10.1021/ie9906161>

Koç, Y. ve Yağlı, H. (2019). Isı-güç kombine sistemlerinde kullanılan Kalina çevriminin enerji ve ekserji analizi. *Journal of Polytechnic* 23(1), 181–188. <https://doi.org/10.2339/politeknik.528793>

Koch, T., Gärtner, U. ve König, G. (2005). Compression ratio and peak cylinder pressure. *MTZ Worldwide* 66, 16–19. <https://doi.org/10.1007/BF03227729>

Kocsis, L. B., Moldovanu, D. ve Băldean, D. L. (2015). The influence of exhaust backpressure upon the turbocharger's boost pressure. C. Andreescu ve A. Clenci, (Ed.) *Proceedings of the European Automotive Congress EAEC-ESFA 2015*. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-319-27276-4_34

Koman, H. C. (2008). *İçten yanmalı motorlarda indikatör diyagramının çıkarılması ve analizi*. [Yüksek Lisans Tezi]. İstanbul Teknik Üniversitesi.

Kopperoinen, A., Kytö, M. ve Mikkonen, S., (2011). Effect of hydrotreated vegetable oil (HVO) on particulate filters of diesel cars, *SAE Technical Paper 2011-01-2096*, <https://doi.org/10.4271/2011-01-2096>.

Kovacs, D. ve Eilts, P. (2018). Potentials of Miller cycle on HD diesel engines using a 2-stage turbocharging system. *SAE Technical Papers 2018-01-0383*. <https://doi.org/10.4271/2018-01-0383>

- Krohne. (2016), *Krohne Optimass 3400 Technical Datasheet* [Broşür].
https://cdn.krohne.com/dlc/TD_OPTIMASS3400_en_160928_4004907701_R01.pdf
- Krohne. (2021), *Krohne Optiswirl 4200 Technical Datasheet* [Broşür].
https://cdn.krohne.com/dlc/TD_OPTISWIRL4200_en_210223_4003952209_R09.pdf
- Küçükşahin, F. (2008). *Dizel motorları – Gemi dizel makinelerinin yapıları ve çalışma ilkeleri*. Birsen Yayınevi.
- Lakshminarayanan P. A. ve Aghav, Y. V. (2009). *Modelling diesel combustion*. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-90-481-3885-2>
- Lan, S., Yang, Z., Chen, R. ve Stobart, R. (2018). A dynamic model for thermoelectric generator applied to vehicle waste heat recovery. *Applied Energy* 210, 327–338. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2017.11.004>
- Leahu, C. I., Tarulescu, S. ve Tarulescu, R. (2018). The exhaust gas temperature control through an adequate thermal management of the engine. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 444(7). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/444/7/072016>
- Lee, H., Ha, T. ve Choi, H. (2016). Experimental verification of optimized NOX reduction strategies in a decrepit Euro-3 diesel engine retrofitted with a cooled EGR system. *Journal of Mechanical Science and Technology* 30(6), 2873–2880. <https://doi.org/10.1007/s12206-016-0546-2>
- Li, Z., Jue, K., Lou, D. Zhong, X. ve Zhang, Y. (2020). Effect of electric diesel particulate trap on particulate emission characteristics of light-duty diesel engine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* 510(4), 042014. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/510/4/042014>

- Lin, T. Y., Ko, C. Y., Chen, S. J., Tsai, G. C. ve Tsai, H. C. (2022). A novel total-flow geothermal power generator using Turgo turbine: Design and field tests. *Renewable Energy*, 186, 562–572. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.01.007>
- Lloyds Register. (1 Haziran 2012). *Understanding exhaust gas treatment systems: Guidance for shipowners and operators*. Lloyds Register.
https://www.rtu.lv/writable/public_files/RTU_understanding_exhaust_gas_treatment_systems.pdf
- Lovole, G. A., Heywood, J. B. ve Keck, J. C. (1970). Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines. *Combustion Science and Technology* 1(4), 313-326.
<https://doi.org/10.1080/00102206908952211>
- Lu, H., Yao, A., Yao, C., Chen, C. ve Wang, B. (2019). An investigation on the characteristics of and influence factors for NO₂ formation in diesel/methanol dual fuel engine. *Fuel* 235(92), 617–626. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.08.061>
- Macchi, E. (2017). Theoretical basis of the Organic Rankine Cycle. E. Macchi ve M. Astolfi (Ed.) *Organic Rankine Cycle (ORC) power systems technologies and applications* içinde (3-24). <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100510-1.00001-6>
- Mahabadipour, H., Krishnan, S. R. ve Srinivasan, K. K. (2019). Investigation of exhaust flow and exergy fluctuations in a diesel engine. *Applied Thermal Engineering* 147, 856–865. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.10.109>
- Mahabadipour, H., Partridge, K. R., Jha, P. R., Srinivasan, K. K. ve Krishnan, S. R. (2019). Characterization of the effect of exhaust back pressure on crank angle-resolved exhaust exergy in a diesel engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 141(8). <https://doi.org/10.1115/1.4043472>

Man Diesel Turbo. (2014). *Waste heat recovery for reduction of fuel consumption, emissions and EEDI*. Man Diesel & Turbo.

<https://mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/technical-papers/waste-heat-recovery-system.pdf>

Man Energy Solutions. (2015). *Soot deposits and fires in exhaust gas boiler*. Man Energy Solutions. <https://www.semanticscholar.org/paper/Soot-Deposits-and-Fires-in-Exhaust-Gas-Boiler/ece422ffb6e3d85219c780926d78d40f8f3caec5>

Martyr, A. J. ve Plint, M. A. (2012). *Engine Testing: The Design, Building, Modification and Use of Powertrain Test Facilities*. Butterworth-Heinemann. <https://doi.org/10.1016/C2010-0-66322-X>

Martyr, A. J. ve Rogers, D. R. (2021). The combustion process and combustion analysis. A. J. Martyr ve D. R. Rogers (Ed.) *Engine Testing: Electrical, Hybrid, IC Engine and Power Storage Testing and Test Facilities* içinde (537-597). <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-821226-4.00016-4>

Maurya, R. K. (2019). *Reciprocating engine combustion diagnostics: In-cylinder pressure measurement and analysis*. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-11954-6>

Mazet, V. ve Xu, S. (15-16 Mayıs 2013). *A numerical approach on the use of heat storage in order to achieve high EGR rates in cold-climate conditions*. [Bildiri]. Vehicle Thermal Management Systems Conference Proceedings (VTMS11). Coventry Technocentre, UK. <https://doi.org/10.1533/9780857094735.1.15>

Meadows, D. H., Meadows, D. L., Randers, J. ve Behrens, W. W. (1972). *The limits to growth*. Universe Books New York.

Melamed, M. L., Schmale, J. ve von Schneidmesser, E. (2016). Sustainable policy—key considerations for air quality and climate change. *Current Opinion in*

Environmental Sustainability 23, 85–91.

<https://doi.org/10.1016/j.cosust.2016.12.003>

MEPC. (2014), *Amendments to the Annex of The Protocol of 1997 To Amend The International Convention for the Prevention of Pollution from Ships* (IMO MEPC Resolution 251(66)). Uluslararası Denizcilik Örgütü Deniz Çevresi Koruma Komitesi.
<https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/OurWork/Environment/Documents/MEPC-1-Circ-251.pdf>

Michos, C. N., Lion, S., Vlaskos, I. ve Taccani, R. (2017). Analysis of the backpressure effect of an Organic Rankine Cycle (ORC) evaporator on the exhaust line of a turbocharged heavy duty diesel power generator for marine applications. *Energy Conversion and Management* 132, 347–360.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.11.025>

Miller, J. K. (2008). *Turbo: Real World high performance turbocharger systems*. Car Tech Books.

Miller, A. R. (2009). Rail vehicles: Fuel cells. J. Garche (Ed.) *Encyclopedia of Electrochemical Power Sources* içinde (313-322). <https://doi.org/10.1016/B978-044452745-5.00375-0>

Millo, F., Andreatta, M., Rafigh, M., Mercuri, D. ve Pozzi, C. (2015). Impact on vehicle fuel economy of the soot loading on diesel particulate filters made of different substrate materials. *Energy* 86, 19–30.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.03.076>

Mingshan, W., Jinli, F., Chaochen, M. ve Noman, D. S. (2011). Waste heat recovery from heavy-duty diesel engine exhaust gases by medium temperature ORC system. *Science China Technological Sciences* 54(10), 2746–2753.
<https://doi.org/10.1007/s11431-011-4547-1>

- Miron, L., Chiriac, R., Brabec, M. ve Badescu, V. (2021). Ignition delay and its influence on the performance of a diesel engine operating with different diesel–biodiesel fuels. *Energy Reports* 7, 5483-5494.
<https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.08.123>
- Mittal, M., Donahue, R. ve Winnie, P. (2015). Evaluating the influence of exhaust back pressure on performance and exhaust emission characteristics of a multicylinder, turbocharged and aftercooled diesel engine. *Journal of Energy Resources Technology* 137(3, 032207. <https://doi.org/10.1115/1.4029383>
- Mobasheri, R., Izza, N., Aitouche, A., Peng, J. ve Bakir, B. (2019). *Investigation of oxyfuel combustion on engine performance and emissions in a di Diesel HCCI Engine*. [Bildiri]. 2019 8th International Conference on Systems and Control, ICSC 2019, 411–416. <https://doi.org/10.1109/ICSC47195.2019.8950525>
- Mollenhauer, K. ve Schreiner, K. (2010). History and fundamental principles of the diesel engine. K. Mollenhauer ve H. Tschöke (Ed.), *Handbook of Diesel Engines* içinde (3-30). Springer-Verlag. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-89083-6>
- Mohiuddin, K., Kwon, H., Choi, M. ve Park, S. (2021). Effect of engine compression ratio, injection timing, and exhaust gas recirculation on gaseous and particle number emissions in a light-duty diesel engine. *Fuel* 294(January), 120547. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.120547>
- Mussatti, D. ve Hemmer, P. (2002). *Particulate matter controls*. US Environmental Protection Agency. <https://www3.epa.gov/ttn/catc1/dir1/cs6ch2.pdf>
- Myung, C. L., Choi, K. H., Hwang, I. G., Lee, K. H. ve Park, S. (2009). Effects of valve timing and intake flow motion control on combustion and time-resolved HC & NOx formation characteristics. *International Journal of Automotive Technology* 10(2), 161–166. <https://doi.org/10.1007/s12239-009-0019-z>

- Niedźwiecki, M. J., Ciołek, M., Gańcza, A. ve Kaczmarek, P. (2021). Application of regularized Savitzky–Golay filters to identification of time-varying systems. *Automatica* 133, 109865. <https://doi.org/10.1016/j.automatica.2021.109865>
- NO_x Teknik Kodu. (2008), *Amendments to the Technical Code on Control of Emission of Nitrogen Oxides from Marine Diesel Engines* (IMO MEPC Resolution 177(58)). Uluslararası Denizcilik Örgütü. [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.177\(58\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.177(58).pdf)
- Novotny, V., Spale, J., Szucs, D. J., Tsai, H. Y. ve Kolovratnik, M. (2021). Direct integration of an organic Rankine cycle into an internal combustion engine cooling system for comprehensive and simplified waste heat recovery. *Energy Reports* 7, 644–656. <https://doi.org/10.1016/J.EGYR.2021.07.088>
- Nuran, M. (2015). *Gemi makineleri işletme mühendisliği ekonomisi: Alternatif enerji kaynakları için karşılaştırılmalı maliyet analizi*. Dokuz Eylül Üniversitesi Yayınları.
- Och, S. H., Moura, L. M., Mariani, V. C., Coelho, L. dos S., Velásquez, J. A. ve Domingues, E. (2016). Volumetric efficiency optimization of a single-cylinder D.I. diesel engine using differential evolution algorithm. *Applied Thermal Engineering* 108, 660–669. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2016.07.042>
- Okubo, M. ve Kuwahara, T. (2020). *New technologies for emission control in marine diesel engines*. Butterworth-Heinemann. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-812307-2.12001-2>
- Ovciba, J. (18 Mart 2021). *BIMCO: Scrubber-fitted ships nearly double in 15 months*. Offshore Energy. <https://www.offshore-energy.biz/bimco-scrubber-fitted-ships-nearly-double-in-15->

months/#:~:text=Among%20the%20main%20shipping%20sectors,the%20exhaust%20gasses%2C%20BIMCO%20said.

Öztürk, E. ve Can, Ö. (2022). Effects of EGR, injection retardation and ethanol addition on combustion, performance and emissions of a DI diesel engine fueled with canola biodiesel/diesel fuel blend. *Energy* 244, 123129. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2022.123129>

Özülkü, M. (2002). *Aşırı doldurulmalı dizel bir motorda ara soğutmanın motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisinin deneysel analizi*. [Yüksek Lisans Tezi]. İstanbul Teknik Üniversitesi.

Pan, X. (2011). Sulfur oxides: Sources, exposures and health effects. J. O. Nriagu (Ed.) *Encyclopedia of Environmental Health* içinde (290-296). <https://doi.org/10.1016/B978-0-444-52272-6.00069-6>

Park, C., Lee, S., Lim, G., Choi, Y. ve Kim, C. (2014). Full load performance and emission characteristics of hydrogen-compressed natural gas engines with valve overlap changes. *Fuel* 123, 101–106. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.01.041>

Parlak, A. ve Kökkülünk, G. (2016). Bir gemi dizel motorunun performans ölçümü ve değerlendirilmesi. *Journal of ETA Maritime Science* 4(2), 165-173. <https://doi.org/10.5505/jems.2016.78942>

Parr, O., Krüger, J. ve Vilser, L. (2010). Intake and exhaust systems. K. Mollenhauer ve H. Tschöke (Ed.) *Handbook of Diesel Engines* içinde (387-400).

Patel, J. M. (1965). *Cylinder-head surface temperature and maximum pressure in a diesel engine*. [Yüksek Lisans Tezi]. University of Missouri at Rolla. https://scholarsmine.mst.edu/masters_theses/5693

- Pathak, S. K., Nayyar, A. ve Goel, V. (2021). Optimization of EGR effects on performance and emission parameters of a dual fuel (Diesel + CNG) CI engine *Fuel* 291, 120183. <https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2021.120183>
- Pavlík, A., Brezáni, M. ve Kurčík, P. (2019). Designing a new exhaust pipe of the cogeneration unit for the charging station for electromobiles. *Transportation Research Procedia* 40, 847–854. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2019.07.119>
- Payri, F., Bermúdez, V. R., Tormos, B. ve Linares, W. G. (2009). Hydrocarbon emissions speciation in diesel and biodiesel exhausts. *Atmospheric Environment* 43(6), 1273–1279. <https://doi.org/10.1016/J.ATMOENV.2008.11.029>
- Payri, F., Boada, F. ve Macián, V. (1984). Reduction of pumping losses by the use of a variable valve timing system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Transport Engineering*, 198(4), 295-300. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1984_198_157_02
- Peirce, J. J., Weiner ve Vesilind, P. A. (1998). *Environmental pollution and control*. Butterworth-Heinemann. <https://doi.org/10.1016/B978-0-7506-9899-3.50032-8>
- Pelen, P. (2020). *Modeling the effect of SCR DeNOx unit on diesel engine performance*. [Yüksek Lisans Tezi]. Orta Doğu Teknik Üniversitesi.
- Pence, M. (2012). *Handbook of air pollution control systems and devices*. University Publications.
- Petrović, V. S. (2008). Particulate matters from diesel engine exhaust emission. *Thermal Science* 12(2), 183–198. <https://doi.org/10.2298/TSCI0802183P>
- Pham, P. X., Pham, N. V. T., Pham, T. V., Nguyen, V. H. ve Nguyen, K. T. (2021). Ignition delays of biodiesel-diesel blends: Investigations into the role of physical and chemical processes. *Fuel* 303(1). <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121251>

- Posada, F., Chambliss, S. ve Blumberg, K. (2016). *Costs of emission reduction technologies for heavy-duty diesel vehicles* [Rapor]. International Council on Clean Transportation. https://theicct.org/wpcontent/uploads/2021/06/ICCT_costs-emission-reduction-tech-HDV_20160229.pdf
- Prasad, M. V. G. (2020). Strategies to control emissions from off-road diesel engines. P. A. Lakshminarayanan ve A. K. Agarwal (Ed.), *Design and Development of Heavy Duty Diesel Engines* içinde (237-274). Springer-Nature. https://doi.org/10.1007/978-981-15-0970-4_6
- Pulkrabek, W. W. (2016). *İçten yanmalı motorlar mühendislik temelleri*. (H. Yaşar, Çev.). İzmir Güven Kitabevi.
- Qi, D., Ma, L., Chen, R., Jin, X. ve Xie, M. (2021). Effects of EGR rate on the combustion and emission characteristics of diesel-palm oil-ethanol ternary blends used in a CRDI diesel engine with double injection strategy. *Applied Thermal Engineering* 199, 117530. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2021.117530>
- Qiao, S. J. ve Liu, Y. (2014). Research on the correction of regeneration opportunity of DPF using GW4D20 engine. *Advanced Materials Research* 989–994, 3161–3164. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.989-994.3161>
- Quoilin, S., Broek, M. Van Den, Declaye, S., Dewallef, P. ve Lemort, V. (2013). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22, 168–186. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2013.01.028>
- Raju, P., Masimalai, S. K., Ganesan, N. ve Karthic, S. V. (2020). Engine's behavior on hydrogen addition of waste cooking oil fueled light duty diesel engine - A dual fuel approach. *Energy*, 194, 116844. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2019.116844>

- Ramalingham, S. ve Rajendran, S. (2019). Assessment of performance, combustion, and emission behavior of novel annona biodiesel-operated diesel engine. K. Azad (Ed.) *Advances in Eco-Fuels for a Sustainable Environment* içinde (391-405). <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-102728-8.00014-0>
- Rapp, V., Killingsworth, N., Therkelsen, P. ve Evans, R. (2016). Lean-burn internal combustion engines. D. Dunn-Rankin ve P. Therkelsen (Ed.) *Lean Combustion* içinde (111-146). Academic Press. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-804557-2.00004-3>
- Reitz, R. D., Ogawa, H. ve Payri, R. (2019). The future of the internal combustion engine. *International Journal of Engine Research*, 21(1), 3-10. <https://doi.org/10.1177/1468087419877990>
- Reşitoğlu, İ. A., Altınışık, K. ve Keskin, A. (2015). The pollutant emissions from diesel-engine vehicles and exhaust aftertreatment systems. *Clean Technologies and Environmental Policy* 17, 15–27. <https://doi.org/10.1007/s10098-014-0793-9>
- Roy, M. M., Uzzal, M., Joardder, H. ve Uddin, S. (27-29 Eylül 2010). *Effect of Engine Backpressure on the Performance and Emissions of a CI Engine* [Bildiri]. The 7 th Jordanian International Mechanical Engineering Conference (JIMEC) 27 - 29 September 2010 Amman Jordan. <http://www.jeaconf.org/UploadedFiles/Document/05ae8675-6215-480b-acda-0be2850aaa27.pdf>
- Sadeghi, M., Behnia, F. ve Amiri, R. (2020). Window selection of the savitzky-golay filters for signal recovery from noisy measurements. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement* 69(8), 5418–5427. <https://doi.org/10.1109/TIM.2020.2966310>
- Sapra, H., Godjevac, M., Visser, K., Stapersma, D. ve Dijkstra, C. (2017). Experimental and simulation-based investigations of marine diesel engine

performance against static back pressure. *Applied Energy* 204, 78–92.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.06.111>

Sato, K., Takaghi, Y. ve Saka, T. (14- 15 Nisan 1997). *Progress of valvetrain design and exhaust valve material research for automobiles*. [Bildiri]. International Symposium on Valvetrain System Design and Materials, Dearborn, Miami USA.

Satyanarayana C. ve Rao, P. V. (2009). Influence of key properties of pongamia biodiesel on performance combustion and emission characteristics of a DI diesel engine. *WSEAS Transactions on Heat and Mass Transfer* 2(4), 34-44.
<http://www.wseas.us/e-library/transactions/heat/2009/32-310.pdf>

Schaberg, P. W., Priede, T. ve Dutkiewicz R. K. (1990). Effects of a rapid pressure rise on engine vibration and noise. *SAE Technical Papers* 900013.
<https://doi.org/10.4271/900013>

Schmidt, S., Rose, M. G., Müller, M., Sumser, S., Chebli, E., Streule, T. ve Leweux, J. (3-7 Haziran 2013). *Variable asymmetric turbine for heavy duty truck engines*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition GT2013 June 3-7, 2013, San Antonio, Texas, USA.
<https://doi.org/10.1115/GT2013-94590>

Seed. (2021), Seed Pressure Sensor Technical Properties [Broşür].
<https://www.seedstudio.com/Water-Pressure-Sensor-G1-4-1-2MPa-p-2887.html>

Serio, D., de Oliveira, A. ve Sodré, J. R. (2017). Effects of EGR rate on performance and emissions of a diesel power generator fueled by B7. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 39(6), 1919–1927.
<https://doi.org/10.1007/s40430-017-0777-x>

Serrano, J. R., Bermudez, V., Piqueras, P., ve Angiolini, E. (2015). Application of pre-DPF water injection technique for pressure drop limitation. *SAE Technical Paper 2015-01-0985*. <https://doi.org/10.4271/2015-01-0985>

Serrano, J. R., Arnau, F. J., Martín, J. ve Auñón, Á. (2020). Development of a variable valve actuation control to improve diesel oxidation catalyst efficiency and emissions in a light duty diesel engine. *Energies* 13(17). <https://doi.org/10.3390/en13174561>

Sharma, S. ve Marechal, F. (2019). Carbon dioxide capture from internal combustion engine exhaust using temperature swing adsorption. *Frontiers in Energy Research* 7. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2019.00143>

Sharma, V. K., Mohan, M., ve Mouli, C. (2017). Effect of intake swirl on the performance of single cylinder direct injection diesel engine. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 263(6). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/263/6/062077>

Shell. (2021). *The energy transformation scenarios*. Shell International B. V. <https://www.shell.com/transformationsscenarios>

Shell. (2022). *Low carbon fuels*. Shell International B. V. <https://www.shell.com/energy-and-innovation/new-energies/low-carbon-fuels.html>

Siczek, K. J. (2016). *Tribological Processes in the Valvetrain Systems with Lightweight Valves*. Butterworth-Heinemann.

Singh, M., ve Sandhu, S. S. (2021). Effect of boost pressure on combustion, performance and emission characteristics of a multicylinder CRDI engine fueled with argemone biodiesel/diesel blends. *Fuel* 300, 121001. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121001>

- Sinuka, Y., Omar, I., ve Makhomo, S. (2014). *Comparative effects on fuel and exhaust back pressure for a diesel engine fuelled with biodiesel and biofuel blends*. [Bildiri]. 2014 International Conference on the Eleventh industrial and Commercial Use of Energy, <https://doi.org/10.1109/ICUE.2014.6904211>
- Sipilä, K. (2016). Cogeneration, biomass, waste to energy and industrial waste heat for district heating. R. Wiltshire (Ed.) *Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems* içinde (45–73). <https://doi.org/10.1016/B978-1-78242-374-4.00003-3>
- Sivaram, A. R., Rajavel, R., Jayakumar, N. ve Vinothkumar, M. (2017). Exhaust back pressure effect on the performance features of a diesel engine. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences* 12(19), 5353–5356.
- Smith, D. (8 Ekim 2020). *The three types of particulate matter: All about PM10, PM2.5, and PM0.1*. <https://learn.kaiterra.com/en/resources/three-types-of-particulate-matter#>:
- Soni, K., Bhatt, S. M., Dayatar, R. ve Vyas, K. (2015). Optimizing IC engine exhaust valve design using finite element analysis. *International Journal of Modern Engineering Research* 5(55), 55–59.
- Souza, G. R., Pellegrini, C. C., Ferreira, S. L., Soto Pau, F. ve Armas, O. (2019). Study of intake manifolds of an internal combustion engine: A new geometry based on experimental results and numerical simulations. *Thermal Science and Engineering Progress* 9, 248–258. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.12.003>
- Speight, J. G. (2018). *Handbook of industrial hydrocarbon processes*. Gulf Professional Publishing. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-809923-0.12001-6>
- Stobart, R. ve Wijewardane, A. (2011). Exhaust system heat exchanger design for thermal energy recovery in passenger vehicle applications. *Institution of Mechanical Engineers - VTMS 10, Vehicle Thermal Management Systems*

Conference and Exhibition, 609–622.

<https://doi.org/10.1533/9780857095053.8.609>

Sun, Z., Sun, P., Wu, Q. M., Hu, J. ve Zhang, M. (2013). Study of diesel particulate filter filtration efficiency and the effects on performance of diesel engine.

Advanced Materials Research 726–731, 2280–2283.

<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.726-731.2280>

Tauzia, X., Chessé, P. ve Maiboom, A. (2008). Simulation study of a ship's engine behaviour running with a periodically immersed exhaust. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment* 222(4), 195–205.

<https://doi.org/10.1243/14750902JEME117>

Testo. (2012a), *Testo 350 Maritime V2 Flue Gas Analyzer Instruction Manual* [Broşür]. <https://static-int.testo.com/media/30/a7/476842882400/testo-350-maritime-Instruction-manual.pdf>

Testo. (2012b), *Nem/sıcaklık ölçüm cihazı- - Testo 610* [Broşür]. <https://static-int.testo.com/media/1e/ea/799a567e662f/testo-610.pdf>

Theo, W. L., Lim, J. S., Hashim, H., Mustaffa, A. A. ve Ho, W. S. (2016). Review of pre-combustion capture and ionic liquid in carbon capture and storage. *Applied Energy* 183, 1633–1663. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2016.09.103>

Thirumurugaveerakumar, S. (2020). Design and optimization of muffler back pressure. *AIP Conference Proceedings* 2270, 120001.

<https://doi.org/10.1063/5.0019700>

Tomašić, V. ve Jović, F. (2006). State-of-the-art in the monolithic catalysts/reactors. *Applied Catalysis A: General* 311(1–2), 112–121.

<https://doi.org/10.1016/J.APCATA.2006.06.013>

- Tomoda, T., Ogawa, T., Ohki, H., Kogo, T., Nakatani, K. ve Hashimoto, E. (2010). Improvement of diesel engine performance by variable valve train system. *International Journal of Engine Research* 11(5), 331–344.
<https://doi.org/10.1243/14680874JER586>
- Toom, R.. (18 Haziran 2007). *Waste heat regeneration systems for internal combustion engines*. [Bildiri]. Global Powertrain Congress. Berlin.
- Tosun, E. ve Özcanlı, M. (2021). Hydrogen enrichment effects on performance and emission characteristics of a diesel engine operated with diesel-soybean biodiesel blends with nanoparticle addition. *Engineering Science and Technology, an International Journal* 24(3), 648–654.
<https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.12.022>
- Tourlonias, P. ve Koltsakis, G. (2011). Model-based comparative study of Euro 6 diesel aftertreatment concepts, focusing on fuel consumption. *International Journal of Engine Research* 12(3), 238–251.
<https://doi.org/10.1177/1468087411405104>
- Tran, T. A. (2020). Some methods to prevent the wear of piston-cylinder when using low sulphur fuel oil (LSFO) for all ships sailing on emission control areas (ECAs). R. Viskup (Ed.). *Diesel and Gasoline Engines* içinde (109-134).
<https://doi.org/10.5772/intechopen.75259>
- Tschoeke, H., Graf, A., Stein, J., Krüger, M., Schaller, J., Breuer, N. vd. (2010). Exhaust heat recovery. K. Mollenhauer ve H. Tschöke (Ed.) *Handbook of Diesel Engines* içinde (417-486).
- Turbomachinery. (25 Şubat 2020). *Prompt NOx, fuel NOx and thermal NOx: The DLE strategy*. Turbomachinery International.
<https://www.turbomachinerymag.com/view/prompt-nox-fuel-nox-and-thermal-nox-the-dle-strategy>

- Turns, S. R. (2000). *An introduction to combustion: Concepts and applications*. McGraw-Hill.
- Türk Loydu. (2016). Guidelines for selective catalytic reduction systems. Türk Loydu. <https://turkloydu.org/pdf-files/turk-loydu-kurallari/kilavuzlar/guidelines-for-selective-catalytic-reduction-systems-2016-JULY.pdf>
- Vakkilainen, E. K. (2017). *Steam generation from biomass*. Butterworth-Heinemann. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-804389-9.00015-0>
- Vaja, I. ve Gambarotta, A. (2010). Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy* 35(2), 1084–1093. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2009.06.001>
- Vu, Q. K., Minh, D. V., Duy, T. N., Minh, T. P. ve The, L. N. (2018). A study of exhaust waste heat recovery in internal combustion engines. *IOP Conference Series: Materials and Science Engineering* 507, 12-28. <https://doi.org/10.1088/1757899X/507/1/012028>
- Wade, J. ve Farrauto, R. J. (2012). Controlling emissions of pollutants in urban areas. F. Zeman (Ed.) *Metropolitan Sustainability: Understanding and Improving the Urban Environment* içinde (260–291). <https://doi.org/10.1533/9780857096463.3.260>
- Wang, H., Ge, Y., Tan, J., Hao, L., Peng, Z., Wang, X. vd. (2018). The effects of ash inside a platinum-based catalyst diesel particulate filter on particle emissions, gaseous emissions, and unregulated emissions. *Environmental Science and Pollution Research*, 25(33), 33736–33744. <https://doi.org/10.1007/s11356-018-3328-9>
- Wang, M., Wang, G., Sun, Z., Zhang, Y., ve Xu, D. (2019). Review of renewable energy-based hydrogen production processes for sustainable energy innovation.

Global Energy Interconnection 2(5), 436–443.
<https://doi.org/10.1016/j.gloi.2019.11.019>

Wartsila. (22 Şubat 2020). *Scrubbers shown to have lower climate impact than low-sulphur fuel*. Wartsila Corporation. <https://www.wartsila.com/media/news/22-09-2020-scrubbers-shown-to-have-lower-climate-impact-than-low-sulphur-fuel-2786812>

Wasiu, S. O., Sulaiman, S. A. ve Aziz, A. R. A. (2011). An experimental study of different effects of egr rates on the performance and exhaust emissions of the stratified charge piston direct injection compressed natural gas engine. *Journal of Applied Science* 11(9), 1479-1490. <https://doi.org/10.3923/jas.2011.1479.1490>

White, J. A. ve Velasco, S. (2019). Approximating the temperature–entropy saturation curve of orc working fluids from the ideal gas isobaric heat capacity. *Energies* 12(17), 3266. <http://dx.doi.org/10.3390/en12173266>

Wichmann, H. E. (2007). Diesel exhaust particles. *Inhalation Toxicology* 19, 241–244. <https://doi.org/10.1080/08958370701498075>

Wiersema, P. W., Kim, K., Lee, T., Mayhew, E., Temme, J. ve Kweon, C. (3-7 Ocak 2022). *Relation between cetane number and the ignition delay of jet fuels*. [Bildiri]. American Institute of Aeronautics and Astronautics SCITECH 2022 Forum San Diego, CA & Virtual. <https://doi.org/10.2514/6.2022-1255>

Wilbrecht, S. ve Beitelschmidt, M. (2018). The Potential of a Cascaded TEG System for Waste Heat Usage in Railway Vehicles. *Journal of Electronic Materials* 47(6), 3358–3369. <https://doi.org/10.1007/s11664-018-6094-z>

Williams, A., McCormick, R., Luecke, J., Brezny, R., Geisselmann, A., Voss, K., Hallstrom, K., Leustek, M., Parsons, J., ve Abi-Akar, H. (2011). Impact of Biodiesel Impurities on the Performance and Durability of DOC, DPF and SCR

- Technologies. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 4(1), 110–124.
<https://doi.org/10.4271/2011-01-1136>
- Winterbone, D. E. ve Turan, A. (2015). *Advanced thermodynamics for engineers*. Butterworth-Heinemann.
- Winterthur Gas Diesel. (2019). *Impact of increased back pressure by exhaust gas treatment systems* (Rapor No: 21349/RH0008/0906-01). Winterthur Gas & Diesel.
https://www.wingd.com/en/documents/technical-information-notes/wingd_tin006-1_impact-back-pressure-eh-treatment-systems/
- Woodyard, D. (2009). *Marine diesel engines and gas turbines*. Butterworth-Heinemann.
- Worrell, E., Galitsky, C., Masanet, E. ve Graus, W. (2008). *Energy efficiency improvement and cost saving opportunities for the glass industry*. Lawrence Berkeley National Laboratory. <https://escholarship.org/uc/item/21n0z94m>
- Xie, Y., Posada, F. ve Minjares, R. (2020). *Diesel sulfur content impacts on Euro VI soot-free vehicles: Considerations for emerging markets* [Rapor]. International Council on Clean Transportation.
<https://theicct.org/sites/default/files/publications/50ppm-diesel-sulfur-05222020.pdf>
- Xin, Q. (2013). *Advanced diesel valvetrain system design*. Woodhead Publishing.
<https://doi.org/10.1016/B978-1-84569-715-0.50018-2>
- Yang, Z., Dev, S., Jftic, M., Aversa, C., Ravi, A., Ting, D. ve Zheng, M. (2017). Preliminary investigation of exhaust pressure waves in a single cylinder diesel engine and the impacts on aftertreatment sprays. *SAE International Journal of Engines* 10(2), 636–645. <https://doi.org/10.4271/2017-01-0616>

- Yelken, B., Savcı, İ. H. ve Dülger, Z. (2021). Dizel içten yanmalı motorlarda silindir içindeki hava hareketlerinin incelenmesi ve ölçüm metodlarının karşılaştırılması *Mühendis ve Makina* 62(703), 221–244. <https://doi.org/10.46399/827620>
- Yerrennagoudaru, D. H. ve Desai, S. (2014). Effect of inlet air swirl on four stroke single cylinder diesel engine's performance. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering* 11(4), 59–68. <https://doi.org/10.9790/1684-11445968>
- Yoo, D., Kim, D., Jung, W., Kim, N. ve Lee, D. (2013). Optimization of diesel combustion system for reducing PM to meet tier4-final emission regulation without diesel particulate filter. *SAE Technical Papers* 2013-01-2538. <https://doi.org/10.4271/2013-01-2538>
- Yuksel, A. (28 Ekim 2021). *What are the low carbon fuels?* Cummins Inc. <https://www.cummins.com/news/2021/10/28/what-are-low-carbon-fuels?thankyou=1>
- Zeldovich, Y. B. (2014). Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions. R. Sunyaev ve G. I. Barenblatt (Ed.), *Selected Works of Yakov Borisovich Zeldovich, Volume I: Chemical Physics and Hydrodynamics* içinde (404-410). Princeton University Press. <https://doi.org/10.1515/9781400862979.404>
- Zhang, C., Sun, C., Wu, M. ve Lu, K. (2019). Optimisation design of SCR mixer for improving deposit performance at low temperatures. *Fuel* 237, 465–474. <https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2018.10.025>
- Zhang, J., Cho, H. ve Mago, P. J. (2021). Energy conversion systems and Energy storage systems. D. B. Diez ve E. R. Asensio (Ed.) *Energy Services Fundamentals and Financing* içinde (155–179). <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-820592-1.00007-5>

- Zhang, J., Qi, J., Shuai, S. J., Wang, L., Liu, S., Wang, G., Liu, F. ve Brown, J. (2018). Numerical analysis on the potential of reducing DPF size using low ash lubricant oil. *SAE Technical Papers* 2018-01-1760. <https://doi.org/10.4271/2018-01-1760>
- Zhang, J., Wong, V. W., Shuai, S., Chen, Y. ve Sappok, A. (2018). Quantitative estimation of the impact of ash accumulation on diesel particulate filter related fuel penalty for a typical modern on-road heavy-duty diesel engine. *Applied Energy* 229, 1010–1023. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.08.071>
- Zhang, Y., Wu, P., Ma, Y., Su, H. ve Xue, J. (2018). Analysis on acoustic performance and flow field in the split-stream rushing muffler unit. *Journal of Sound and Vibration* 430, 185–195. <https://doi.org/10.1016/J.JSV.2018.04.025>
- Zhang, Z., Borhani, T. N. G. ve El-Naas, M. H. (2018). Carbon capture. İ. Dinçer, C. Ö. Çolpan ve Ö. Kızılkın (Ed.) *Exergetic, Energetic and Environmental Dimensions* içinde (997-1016). <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-813734-5.00056-1>
- Zheng, M., Asad, U., Reader, G., Tan, Y. ve Wang, M. (2009). Energy efficiency improvement strategies for a diesel engine in low-temperature combustion Ming. *International Journal of Energy Research* 3, 8-28 <https://doi.org/10.1002/er>