

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SU BUHARI ENJEKSİYONLU BİR DİZEL MOTORUNDA EGZOZ GAZLARI GERİ
DOLAŞIMININ (EGR) PERFORMANS VE EMİSYONLARA ETKİLERİNİN
İNCELENMESİ**

GÖRKEM KÖKKÜLÜNK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. ADNAN PARLAK**

İSTANBUL, 2012

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SU BUHARI ENJEKSİYONLU BİR DİZEL MOTORUNDA EGZOZ GAZLARI GERİ
DOLAŞIMININ (EGR) PERFORMANS VE EMİSYONLARA ETKİLERİNİN
İNCELENMESİ**

Görkem KÖKKÜLÜNK tarafından hazırlanan tez çalışması **25.07.2012** tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Adnan PARLAK
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Adnan PARLAK
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Yasin ÜST
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Cengiz DENİZ
İstanbul Teknik Üniversitesi

Bu alışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü' nün 2011-10-02-KAP02 numaralı projesi ve 111M065 nolu TÜBİTAK projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında ve akademik hayata başladığımdan andan bu yana maddi ve manevi hiçbir yardımı esirgemeyen hocam Sayın Prof. Dr. Adnan PARLAK' a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Deneyler esnasında her türlü desteği sağlayan Y. Doç. Dr. Vezir AYHAN, Arş. Gör. İdris CESUR, Arş. Gör. Barış BORU ve Arş. Gör. Taner ÇOŞGUN' a teşekkür ederim.

Teorik model oluşturulmasında yardımcı olan Arş. Gör. Güven GONCA' ya ve ayrıca Taguchi yöntemi uygulamasında benden desteklerini esirgemeyen Doç. Dr. Eyup BAĞCI' ya teşekkür ederim.

Bu tez çalışması, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü' nün 2011-10-02-KAP02 numaralı projesi ve 11M065 nolu TÜBİTAK projesi ile desteklenmiştir. Maddi katkılarında dolayı YTÜ BAP Koordinatörlüğüne ve TÜBİTAK' a teşekkür ederim.

Hayatımın her aşamasında benden desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürlerimi sunarım.

Temmuz, 2012

Görkem KÖKKÜLÜNK

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖNSÖZ.....	iv
İÇİNDEKİLER	v
SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT.....	xv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	12
1.3 Hipotez.....	13
BÖLÜM 2	
KİRLETİCİ EMİSYONLAR VE NO _x AZALTMA YÖNTEMLERİ	14
2.1 Azot Oksitler (NO _x) ve Oluşum Mekanizması	14
2.1.1 Motor Çalışma Karakteristiklerinin ve Yapısal Özelliklerinin NO _x Emisyonlarına Etkileri.....	15
2.2 Dizel Motorlarından Salınan Diğer Emisyonlar	16
2.2.1 Hidrokarbon (HC).....	16
2.2.2 Karbonmonoksit (CO)	16
2.2.3 İs Emisyonu	17
2.2.4 Kükürt	17
2.3 Dizel Motorlarında NO _x Kontrol Yöntemleri	18

2.3.1	Silindir İçi Önlemler	18
2.3.1.1	Emülsife Yakıt	18
2.3.1.2	Emme Manifolduna Su Fumigasyonu	19
2.3.1.3	Direkt Su Püskürtme	20
2.3.1.4	Buhar Enjeksiyonu.....	21
2.3.1.5	Ortak Hatlı (Common Rail) Yakıt Püskürtme Sistemi	22
2.3.1.6	Miller Çevrimi	23
2.3.1.7	Egzoz Gazları Geri Dolaşımı (EGR)	25
2.3.2	Silindir Dışı Önlemler	26
2.3.2.1	Seçici Katalitik İndirgeme (SCR).....	26
2.3.2.2	DeNOx (Fakir NOx) Katalizörler	27
2.3.2.3	NOx Adsorblayıcılar (Fakir NOx Tutucular)	28
2.3.2.4	Plazma Yardımlı Katalizörler	28

BÖLÜM 3

TEORİK ÇALIŞMALAR.....	30
3.1 Yapay Sinir Ağları	30
3.1.1 Yapay Sinir Ağlarının Tanımı ve İşlevi	30
3.1.2 YSA'nın Yapısı.....	31
3.1.3 YSA' da Öğrenme	32
3.1.3.1 Geriye Yayımlı Ağ (Back-Propagation).....	33
3.2 Taguchi Metodu	34
3.2.1 Değerlendirilecek Faktör ve Etkileşimlerin Seçilmesi	36
3.3 Tek Bölge Yanma Modeli.....	37

BÖLÜM 4

MATERYAL VE METOT	43
4.1 Motor Performansı ve Egzoz Emisyonları	43
4.1.1 Deney düzeneği	43
4.1.2 Deney motoru.....	43
4.1.3 Dinamometre.....	44
4.1.4 Sıcaklık ölçümleri	45
4.1.5 Emisyon ölçümü	45
4.1.6 Motor hızı ölçümü	46
4.2 Buhar Eldesi İçin Yapılan İşlemler	47
4.2.1 Buhar Eldesi	47
4.2.2 Motor emme hattına buhar enjektörünün yerleştirilmesi.....	48
4.3 Silindir İçi Basıncın Ölçülmesi.....	48
4.4 Deney Yöntemi.....	49
4.5 Yapay Sinir Ağı Yapısı ve Hata Analizi.....	51
4.6 Hesaplamalarda Kullanılan Formüller.....	51
4.6.1 Döndürme momenti ve efektif güç	51
4.6.2 Özgül yakıt sarfiyatı	52
4.6.3 Efektif verim	52
4.6.4 Silindir içi basıncın istatistiksel analizi	52

BÖLÜM 5

BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER.....	53
5.1 Deneyisel Verilerin Taguchi Metodu ile Analizi	53
5.1.1 Egzoz Emisyonları	55
5.1.2 Performans Parametreleri	56
5.2 Deneyisel Verilerin Değerlendirilmesi	59
5.2.1 Moment ve Efektif Güç Üzerine Etkiler	59
5.2.2 Özgül Yakıt Sarfiyatına Etkileri	61
5.2.3 NO _x Emisyonları Üzerine Etkiler	64
5.2.4 HC Emisyonları Üzerine Etkiler	66
5.2.5 CO Emisyonları Üzerine Etkiler	67
5.2.6 CO ₂ Emisyonları Üzerine Etkiler.....	68
5.3 Deneyisel Verilerin Teorik Model İle Karşılaştırılması	69
5.3.1 Döndürme Momenti.....	69
5.3.2 Efektif Güç	70
5.3.3 Özgül Yakıt Sarfiyatı	71
5.3.4 Efektif Verim	71
5.3.5 NO Emisyonu	72
5.3.6 Net Isı Çıkışı.....	72
5.3.7 Silindir İçi Basınç	73
5.3.8 Silindir İçi Sıcaklık.....	74
5.4 Yapay Sinir Ağı ile Tahminler.....	74

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER	78
KAYNAKLAR	81
ÖZGEÇMİŞ.....	90

SİMGE LİSTESİ

B	Silindir çapı
b_e	Özgöl yakıt sarfiyatı
h_f	Yanmış yakıt entalpisi
h_1	Kaçak dolgu entalpisi
H_s	Zaman aralığının başlangıcı
H_c	Zaman aralığının sonu
m_1	Kaçak dolgu kütlesi
m_{fb}	Yanmış yakıt kütlesi
M_d	Döndürme momenti
P_e	Efektif güç
$\bar{P}$	Ortalama basınç
$\bar{S}_p$	Ortalama piston hızı
S	Silindir stroku
V_c	Ölü hacim
Δh	Yanma entalpisi
ϵ	Krank yarıçapının biyel uzunluğuna oranı
$\Gamma(n)$	Gamma fonksiyonu
η_e	Efektif verim
γ	Özgöl ısılar oranı

KISALTMA LİSTESİ

AÖN	Alt ölü nokta
CFD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
EGR	Egzoz gazı geri dolaşımı
HCCI	Homojen karışimli sıkıştırarak ateşlemeli
MAPE	Ortalama mutlak yüzdesel hata
ÖYS	Özgöl yakıt sarfiyatı
PCCI	Ön karışimli sıkıştırarak ateşlemeli
PM	Partikül madde
RMSE	Ortalama karesel hataların karekökü
SCR	Seçici katalitik indirgeme
SS	Kareler toplamı
S/N	Sinyal gürültü oranı
ÜÖN	Üst ölü nokta
YSA	Yapay sinir ağı

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1 Emülsife yakıt kullanımı oluşan mikro patlamaların oluşumu [59]	18
Şekil 2. 2 Emme havası içerisine suyun enjeksiyonu [83]	19
Şekil 2. 3 SAM sistemi [84]	20
Şekil 2. 4 Direkt su püskürtmenin CFD analizi [85].....	21
Şekil 2. 5 Direkt su püskürtmesiyle NOx azalım oranları [85]	21
Şekil 2. 6 NO-Yük ilişkisi [87]	22
Şekil 2. 7 Ortak Hatlı (Common Rail) Yakıt Enjeksiyon Sistemi [90]	23
Şekil 2. 8 İdeal Miller Çevrimi [49,94]	24
Şekil 2. 9 Yanmar firmasının geliştirdiği Miller çevriminin valf konumları [96]	24
Şekil 2. 10 MAN firmasının tasarladığı EGR sistemi [84]	25
Şekil 3. 1 Yapay nöronun yapısı [53]	31
Şekil 3. 2 Çeşitli aktivasyon fonksiyonları [117]	32
Şekil 3. 3 Geri yayılım ağ örneği	33
Şekil 4. 1 Deney düzeneği.....	43
Şekil 4. 2 Deney motoru	44
Şekil 4. 3 Deneylerde kullanılan dinamometre ve yük hücresi [59].....	45
Şekil 4. 4 Sıcaklık ölçüm düzeneği	45
Şekil 4. 5 Emisyon ölçüm cihazı (MRU Delta 1600L)	46
Şekil 4. 6 Emisyon ölçüm cihazı (Bilsa Mod 5200).....	46
Şekil 4. 7 Devir ölçer [59].....	47
Şekil 4. 8 Buhar eldesi için kullanılan tüp	47
Şekil 4. 9 Silindir kapağına açılmış enjektör yuvası ve enjektör yuvasına takılmış buhar enjektörü [59]	48
Şekil 4. 10 Şarj Amplifikatör, Encoder, Basınç Sensörü ve Veri Aktarma Cihazı	49
Şekil 5. 1 CO ve CO ₂ değeri için faktör seviyelerinin S/N değerleri	55
Şekil 5. 2 HC ve NOx değeri için faktör seviyelerinin S/N değerleri	56
Şekil 5. 3 ÖYS, Efektif güç ve Moment değerleri için faktör seviyelerinin S/N değerleri	57
Şekil 5. 4 Buhar oranı ve motor devrine bağlı olarak döndürme momentindeki ve efektif güçteki değişim	59
Şekil 5. 5 Buhar ve EGR oranı ve motor devrine bağlı olarak döndürme momentindeki ve efektif güçteki değişim	60
Şekil 5. 6 Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı olarak döndürme momentindeki ve efektif güçteki değişim	60

Şekil 5. 7	Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı olarak döndürme momentindeki ve efektif güçteki değişim	61
Şekil 5. 8	Buhar oranları ve motor devrine bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatındaki değişim	62
Şekil 5. 9	Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatındaki değişim	62
Şekil 5. 10	Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatındaki değişim	63
Şekil 5. 11	Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatındaki değişim	64
Şekil 5. 12	Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı NO _x emisyonu değişimi	64
Şekil 5. 13	Buhar ve EGR oranları ve krank açısına bağlı silindir içi sıcaklıklar	65
Şekil 5. 14	Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı NO _x emisyonu değişimi	65
Şekil 5. 15	Buhar ve EGR oranları ve krank açısına bağlı silindir içi sıcaklıklar	65
Şekil 5. 16	Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı HC emisyonu değerleri	66
Şekil 5. 17	Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı HC emisyonu değerleri	67
Şekil 5. 18	Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı CO emisyonu değerleri	67
Şekil 5. 19	Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı CO emisyonu değerleri	68
Şekil 5. 20	Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı CO ₂ emisyonu değerleri	68
Şekil 5. 21	Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı CO ₂ emisyonu değerleri	69
Şekil 5. 22	Döndürme momenti değerlerinin teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması	69
Şekil 5. 23	Efektif güç değerlerinin teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması	70
Şekil 5. 24	ÖYS değerlerinin teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması	71
Şekil 5. 25	Efektif verim değerlerinin teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması	71
Şekil 5. 26	NO emisyonunun teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması	72
Şekil 5. 27	Net ısı çıkışı değerlerinin teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması	73
Şekil 5. 28	Silindir içi basınç değerlerinin teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması ..	73
Şekil 5. 29	Silindir içi sıcaklık değerlerinin teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması .	74
Şekil 5. 30	YSA geriye yayımlı ağ yapısı	75
Şekil 5. 31	Tahmin edilen ve ölçülen değerlerin karşılaştırılması (CO ₂)	76
Şekil 5. 32	Tahmin edilen ve ölçülen değerlerin karşılaştırılması (NO _x)	76
Şekil 5. 33	Tahmin edilen ve ölçülen değerlerin karşılaştırılması (Güç)	76
Şekil 5. 34	Tahmin edilen ve ölçülen değerlerin karşılaştırılması (ÖYS)	77

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1. 1	MARPOL Ek VI NO _x emisyonu limitleri [1]..... 1
Çizelge 1. 2	MARPOL Ek VI emisyon kontrol alanları [1]..... 2
Çizelge 2. 1	Motor karakteristikleri ve yapısal özelliklerinin etkileri..... 16
Çizelge 3. 1	Ortogonal dizin tipleri [105].....35
Çizelge 3. 2	Sinyal gürültü oranları.....36
Çizelge 3. 3	Kontrol faktörleri ve seviyeleri.....36
Çizelge 3. 4	Taguchi L ₁₆ deney tasarımı..... 37
Çizelge 4. 1	Deney motorunun teknik özellikleri.....44
Çizelge 4. 2	Deney düzeneğindeki cihazların teknik özellikleri..... 50
Çizelge 5. 1	Varyans analizi (ANOVA)..... 54
Çizelge 5. 2	Emisyon değerleri için deneysel veriler ve S/N oranları..... 58
Çizelge 5. 3	Performans değerleri için deneysel veriler ve S/N oranları..... 58
Çizelge 5. 4	Tahmin edilen ve gerçek değerler içi MAPE ve RMSE hata değerleri..... 77

SU BUHARI ENJEKSİYONLU BİR DİZEL MOTORUNDA EGZOZ GAZLARI GERİ DOLAŞIMININ (EGR) PERFORMANS VE EMİSYONLARA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Görkem KÖKKÜLÜNK

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Adnan PARLAK

Gemi dizel motorlarından kaynaklanan emisyonların insan sağlığı ve çevre üzerinde birçok olumsuz etkileri görülmektedir. Bu emisyonları sınırlandırmak için de MARPOL (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships) tarafından gemi dizel motorlarında çeşitli sınırlandırmalar getirilmiştir. Gemi kaynaklı NO_x emisyonlarında, özellikle 2016 yılından itibaren, ciddi bir sınırlandırma getirilmektedir.

NO_x kontrol yöntemleri silindir içi ve dışı olmak üzere iki ana başlık altında değerlendirilmektedir. Bu yöntemlerin kullanılması esnasında dikkate alınması gereken en önemli nokta, emisyon değerleri düşürülürken performans parametrelerinin de dikkate alındığı optimum çalışma koşullarının belirlenmesidir.

Bu tez çalışmasında, tam yük şartlarında çalışan tek silindirli tabi emişli bir dizel motorunun emme manifolduna farklı oranlarda su buharı püskürtme ve egzoz gazları geri dolaşımının (EGR), NO_x emisyonları ve performansa etkileri deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Teorik çalışmada, tek bölge yanma modeli farklı buhar ve EGR oranlarına göre modellenmiştir. Deneysel çalışmalarda üç farklı buhar oranı (%10, %20 ve %30) ve üç farklı EGR oranı (%10, %20, %30) performans ve emisyonlar standart değere göre karşılaştırılmıştır. Optimum çalışma şartları Taguchi metodu kullanılarak belirlenmiştir. Ayrıca elde edilen deneysel sonuçlar yapay sinir ağı yardımıyla eğitilmiş ve elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Emisyon, Su buharı, EGR, Taguchi, Tek bölgele yanma, Yapay Sinir Ağları

**ANALYSIS OF THE EFFECTS OF EXHAUST GAS RECIRCULATION (EGR) ON
DIESEL ENGINE WITH STEAM INJECTION SYSTEM TO PERFORMANCE AND
EMISSION PARAMETERS**

Görkem KÖKKÜLÜNK

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Adnan PARLAK

It is obvious that exhaust gases from marine diesel engines have a great many effects on human beings and environment. To limit these emissions, regulations have been done by MARPOL (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships). NO_x emissions arising from ships, particularly since 2016, are severely limited.

NO_x emissions control methods can be investigated into two main topic; taking precautions inside the cylinder and outside the cylinder. The most important point is to optimize the emissions and engine performance parameters; namely, whilst the emissions reduce, engine performance parameters increase.

In this study, analysis of the effects of exhaust gases recirculation (EGR) on single-cylinder naturally aspirated diesel engine on full load condition with steam injection system in different ratios to the intake manifold to performance and emission parameters were carried out experimentally and theoretically.

In theoretical study, single-zone combustion model is done in different ratios of steam and EGR.

In experimental study, three different steam and EGR (% 10, % 20 and % 30) ratios were compared according to emissions and performance parameters.

Optimum conditions were determined by means of Taguchi method.

In addition, results that obtained in the experimental study were trained in the Artificial Neural Network and experimental and predicted results were compared each other.

Key words: Emission, steam injection, EGR, Taguchi, Single-Zone Combustion, Neural Network

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Egzoz emisyonlarının insanlar ve çevre üzerinde pek çok zararlı etkileri görülmektedir. Bu nedenle günümüz kara ve deniz vasıtalarında kullanılan dizel motorlarından salınan emisyonları aşamalı olarak sınırlandırılmaktadır. Gemi kaynaklı kirleticilerin sınır değerlerini belirleyen MARPOL'ün (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships) Ek VI Belgesinde 1 Ocak 2000 tarihinden sonra inşa edilen makine devir sayısı $n < 130$ d/d olan gemilerin emisyon limiti 17,0 g/kWh (Tier I) olarak belirlenmişken bu değer 1 Ocak 2011 tarihinden itibaren 14,4 g/kWh'a (Tier II) çekilmiştir. 1 Ocak 2016 yılından sonra yürürlüğe girecek olan Tier III düzenlemesinde ise sahile yakın belirli alanlarda çalışacak gemiler için NO_x emisyonlarının sınır değeri Tier I düzenlemesinde öngörülen NO_x değerinin yaklaşık olarak %80 oranında azaltılmasını öngörmektedir (Çizelge 1.1). Belirlenen alanların dışında ise Tier II düzenlemesi aynen devam edecektir. 2000 öncesi inşa edilen gemilerde ise Tier I düzenlemeleri devreye girecektir [1].

Çizelge 1. 1 MARPOL Ek VI NO_x emisyonu limitleri [1]

Tier	Gemi İnşaa Tarihi	NO _x emisyon limitleri (g/kWh) n=makine devir sayısı (d/d)		
		n < 130	n=130 - 1999	n ≥ 2000
I	1 Ocak 2000	17,0	$45 \cdot n^{-0,2}$	9,8
II	1 Ocak 2011	14,4	$44 \cdot n^{-0,23}$	7,7
III	1 Ocak 2016	3,4	$9 \cdot n^{-0,2}$	2,0

Ayrıca MARPOL Ek VI’ da emisyonlar açısından sınırlandırılmış yeni alanlar belirlenmiştir. IMO’ nun Gemi kaynaklı hava kirliliğinin önlenmesi ile ilgili belirlemiş olduğu yeni emisyon kontrol alanları Çizelge 1.2 ‘de gösterilmiştir [1].

Çizelge 1. 2 MARPOL Ek VI emisyon kontrol alanları [1]

Özel Alanlar	Kabul ediliş tarihi	Yürürlüğe giriş tarihi	Geçerli olduğu tarih
Kuzey Amerika (SO _x , NO _x ve PM)	26 Mart 2010	1 Ağustos 2011	1 Ağustos 2012
Birleşik Devletler Karayip Denizi (SO _x , NO _x ve PM)	26 Temmuz 2011	1 Ocak 2013	1 Ocak 2014

Çizelge 1.1 incelendiğinde 2016 yılından itibaren NO_x emisyonlarının Tier I’ in beşte biri seviyesine düştüğü görülmektedir. Bu durum, mevcut NO_x kontrol yöntemlerini yetersiz kılmaktadır. Dolayısıyla, gemi kaynaklı NO_x emisyonlarının ‘Düzenlemeler’in öngördüğü seviyelere çekilebilmesi için yeni kontrol yöntemlerinin geliştirilmesine ihtiyaç vardır.

Günümüzde, dizel motorları kara ve deniz taşıtlarında yüksek ısı verimleri ve düşük yakıt sarfiyatları sebebiyle kullanılmaktadır. Bu avantajlarının yanında yüksek NO_x ve is emisyonları gibi dezavantajları da mevcuttur.

Literatürde NO_x emisyonlarının azaltılmasında kullanılan silindir içi ve silindir dışı pek çok yöntem bulunmaktadır. Bu yöntemlerden biri de egzoz gazları geri dolaşımı (EGR) yöntemidir. EGR yöntemin amacı, yanma ürünleri içerisinde bulunan CO₂ ve H₂O gibi bileşenlerin yüksek ısı tutma kapasitelerinden faydalanmak suretiyle silindir içi sıcaklığı düşürerek NO_x oluşum hızını yavaşlatmaktır [2].

NO_x emisyonlarının azaltılmasında EGR yöntemini uygulayan pek çok araştırma bulunmaktadır [3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20].

Abd-Alla vd. indirekt püskürtmeli çift yakıtlı çalışan bir motora EGR uygulamış ve NO_x miktarında azalma ve yanmamış HC bileşiklerinde artma tespit etmişlerdir. Emme hattından yolladıkları EGR’ nin sıcaklığını arttırdıklarında NO_x emisyonunda artmanın meydana geldiğini buna karşılık yanmamış HC miktarında azalma ölçmüşlerdir. Emme sıcaklığını arttırdıklarında emme havası sıcaklığının yükselmesine ve tutuşma

gecikmesindeki azalmaya bağlı olarak yanma karakteristiğinin iyileştiği; beygir gücü ve ısı verimin arttığı belirtilmiştir [3]. Ancak, emme sıcaklığındaki artmanın hacimsel verime nasıl bir etki yaptığı, bu etkinin özellikle yüksek motor devirlerinde CO ve HC emisyonlarını nasıl azalttığı açıklığa kavuşturulamamıştır.

Haşımoğlu vd. bir dizel motorunun emme hattına %10, %20 ve %30 oranlarında EGR uygulamasının motor performansı ve kirletici egzoz bileşenlerindeki değişimi incelemişler ve yapılan deneyler sonucunda EGR uygulaması ile NO_x emisyonlarında azalma olurken, duman emisyonu ve özgül yakıt sarfiyatının kötüleşme tespit etmişlerdir. Ayrıca EGR oranının %30' dan daha fazla arttırılması motorun performansını daha çok kötüleştireceği için uygulanacak EGR oranını maksimum %30 olarak tespit etmişlerdir ve deneyler sonucunda ideal EGR oranını %10 olarak tespit etmişlerdir [4].

Abd-Alla, benzin ve dizel motoru ve çift yakıtla çalışan motorlara EGR uygulamasıyla ilgili yapılan çalışmaları değerlendirdiği makalesinde EGR uygulamasıyla dizel ve benzin motorlarında NO_x emisyonunda önemli ölçüde azalmaların meydana geldiğini rapor etmiştir. Benzinli motorlarda %10 ve %25 EGR ile NO' nun önemli ölçüde azaldığı; ayrıca sabit yanma ve ortalama efektif basınçlarda, zgl yakıt tketimeinin EGR' nin artışıyla azaldığı, çift yakıtlı motorlarda ise sıcak EGR uygulamasının, ısı verimi iyileştirdiği, NO_x oluşumunu azalttığı ve duman emisyonunu yüksek doğal gaz oranlarında neredeyse sıfıra indirdiği tespit edilmiştir [5]. Ancak verilen çalışma şartlarında hava/yakıt oranlarının ne olduğu, yüksek doğal gaz oranlarında duman emisyonundaki azalmada EGR uygulamasından mı yoksa doğal gazı oluşturan metanın mı etkili olduğu açık değildir. Ayrıca, duman emisyonundaki azalmanın EGR uygulamasıyla artan giriş sıcaklığının sıkıştırma sonu sıcaklığını da arttırmak suretiyle yanma verimini artırması da muhtemeldir.

EGR uygulamasının etkin olarak kullanıldığı alanlardan birisi de homojen karışımlı sıkıştırarak ateşlemeli motorlardır. Bu motorlarda yanma hızı, EGR uygulamasıyla kontrolü amaçlanmaktadır.

Chen vd. yaptıkları çalışmada EGR' nin homojen karışımlı sıkıştırarak ateşlemeli (HCCI- Homogeneous Charge Compression Ignition) motorunda, yakıt olarak metan

kullanımının etkilerini incelemişler ve gelişmiş yanma simülasyon programı (SENKIN) kullanarak yaptıkları model sonucunda, sıcak EGR' nin içerdiği ısı enerjinin yanma başlangıcı için yararlı olduğunu, N_2 gazının tutuşma gecikmesine etkisinin az olduğunu fakat yanma esnasındaki ısı gidişine büyük etkisinin olduğunu, CO_2 ve H_2O ' nun tutuşma gecikmesini önemli ölçüde geciktirdiğini ve açığa çıkan ısı miktarını azalttığını gözlenmiştir [6].

Nathan vd. asetilen yakıtıyla çalışan HCCI motorda giriş sıcaklığı ve EGR' nin yanma ve emisyon karakteristikleri üzerine etkilerini araştırmış ve yüksüz durumda hava giriş sıcaklığının 40-110°C arasında olmasının gerektiğini, ortalama efektif basıncın yüksek olduğu durumlarda EGR' nin vuruntuya sebep olduğunu, bu yüzden de bu şartlarda EGR ve giriş hava sıcaklığının çok iyi bir şekilde kontrol edilmesinin gerekliliğini, NO ve is emisyonlarının düşük olduğunu fakat 1700-2700 d/d arasında HC emisyonlarının yüksek olduğunu vurgulamışlardır [26].

Kiplimo vd. ön karışimli sıkıştırarak ateşlemeli bir dizel (PCCI-Premixed Charge Compression Ignition) motorunda püskürtme parametrelerinin ve EGR' nin yanma ve emisyon karakteristikleri üzerindeki etkilerini araştırmış ve püskürtme avansı ÜÖN dan 20° önce olduğunda EGR uygulamasının is ve NOx emisyonları açısından en iyi sonuç verdiğini; yüksek püskürtme basıncında (140 MPa) efektif verimin de iyileştiğini gözlemlemiştir [30].

Heffel hidrojen yakıtıyla çalışan içten yanmalı bir motorda 1500 ve 3000 d/d' da yaptığı çalışmalarda farklı debilerde yakıt kullanmış ve deneyler sonucunda EGR uygulamasının NOx emisyonlarını azalttığını ve momenti de arttırdığı gözlenmiştir [7,8].

Selim çift yakıtlı bir motorda EGR' nin yanma karakteristiği üzerindeki etkilerini incelemiş ve düşük oranlarda yani % 5 oranında EGR uygulamasının ısı verimi arttırdığı fakat EGR oranını arttırdığında ısı verimin düştüğünü gözlemlemiştir. Ayrıca yanma gürültüsü ve NOx emisyonunun da düştüğü belirlenmiştir [9].

Zheng vd. dizel motorlarındaki EGR uygulamalarıyla ilgili yaptıkları literatür çalışmasında yüksek oranlarda EGR uygulamanın verimi, motorun kararlı çalışmasını ve PM oluşumunu kötüleştirdiğini, NOx emisyonunu iyileştirdiğini ifade etmiştir [10].

Lü vd. farklı EGR oranı, giriş havası sıcaklığı, soğutucu sıcaklığı ve motor devir sayısının, HCCI motorun yanma karakteristiği ve emisyonlar üzerindeki etkilerini araştırmış ve soğuk EGR uygulamasının yanma süresini uzattığını, yüksek setan sayılı yakıt kullanıldığında yüksek oranda EGR uygulamasıyla (%45 EGR ve 1800 d/d' da) yanma hızının kontrol edilebileceği, EGR oranının CO ve yanmamış HC emisyonları üzerinde fazla bir etkisinin olmadığını belirtmiştir [11].

Shi vd. dizel yakıtla çalışan HCCI motorda dahili ve soğutulmuş harici EGR uygulamasının yanma karakteristiği ve emisyonlar üzerindeki etkilerini incelemiş ve dahili EGR' nin silindir içi sıcaklığı arttırdığı ve yanma başlangıcını öne aldığı soğuk harici EGR ile ise yüksek yüklerde NOx emisyonlarının çok az azaldığı, EGR oranının artmasıyla is emisyonlarının standart dizel motorlarında olduğu gibi yükselmediğini gözlemlemiştir [12].

Kim vd. çeşitli yakıt karışımlarıyla çalışan bir HCCI motorunda soğuk EGR' nin kısmi yük şartlarında motor emisyon karakteristiğine etkisini incelemişler ve EGR uygulamasının standart dizel motora göre NOx emisyonlarını %10' dan daha az azalttığı; fakat karışım oranı ve giriş sıcaklığı arttıkça NOx oranının standart dizel motoruna göre daha fazla olduğu, benzin karışımlı yakıtın, dizel-n-heptane karışımı yakıtı göre NOx ve duman emisyonlarını daha fazla azalttığını gözlemlemiştir [13].

Tsolakis vd. biyodizel ve farklı dizel-biyodizel karışımlarının bir dizel motorundaki NOx ve duman emisyonuna, özgül yakıt tüketimine, verime, silindir basıncına ve net ısı çıkışına etkilerini araştırdıkları çalışmalarında duman, HC ve CO emisyonları azalırken yakıt tüketiminin arttığı, farklı yakıt karışımı kullanımının motor performansını etkilemediği, EGR uygulamasının düşük kükürtlü dizel yakıt kullanımına göre biyodizel kullanımında daha etkili olduğunu gözlemlemiştir [14]. Bu durumda, biyodizel karışımlarıyla çalışan motorlarda açığa çıkan yüksek NOx emisyonunun EGR uygulamasıyla dengelenmesi mümkün görünmektedir.

Aldajah vd. EGR' nin dizel motor yağının kirlenmesinin aşınma üzerine etkilerini araştırmış ve EGR' nin motor yağının kirlenmesini hızlandırdığı, EGR' ye maruz kalmış motor yağının motoru daha gürültülü çalıştığı fakat viskozitenin artması sonucunda

daha kalın bir yağ filminin oluşması sonucunda temiz yağa kıyasla yaklaşık % 10 daha düşük sürtünme katsayısı olmasına rağmen aşınmayı arttırdığını belirtmiştir [15].

Pirouzpanah vd. kısmi yüklerde çift yakıtlı bir motorun yanma sürecinde EGR gazlarının efektif verime etkisini araştırdıkları çalışmada, sıkıştırma sonu sıcaklık arttığı için tutuşma gecikme süresinin azaldığını, performans ve NO_x emisyonunda iyileşmelerin olduğunu gözlemlemişlerdir [16].

Peng vd. direkt püskürtmeli bir dizel motorunda soğuk çalıştırma esnasında EGR' nin yanma ve emisyonlar üzerindeki etkilerini araştırdıkları çalışmada, EGR valfi kısmi veya tamamen açık olduğu durumda, ilk yanma periyodundaki maksimum silindir basıncının EGR' siz duruma göre yaklaşık %45 daha fazla olduğu ve yanma başlangıcının daha erken olduğu, is ve NO emisyonlarının EGR uygulanmasıyla düştüğünü belirtmiştir [17].

Al-Qurashi vd. EGR' nin dizel motorundan kaynaklanan is emisyonunun oksijenle reaksiyona girme hızının etkileri araştırılmış ve sonuç olarak EGR uygulamanın is emisyonlarını büyük ölçüde etkilediğini ve %20 EGR uygulandığı durumda daha düzenli bir is emisyonu olduğundan dolayı daha hızlı bir oksidasyon sürecinin olduğunu vurgulanmıştır [18].

Saravana vd. hidrojeni, çift yakıtla çalışan bir dizel motora EGR ile birlikte deneysel olarak uygulamış ve EGR uygulamadan çift yakıtın standart dizel yakıtı göre; ısı verimi arttırdığı, özgül enerji tüketimini, CO, HC ve is emisyonlarını azalttığını; %15 ve %25 EGR uygulanarak, EGR kullanılmadığı duruma göre (çift yakıt kullanıldığı durumda) ısı verim ve NO_x emisyonlarının azaldığını, %15 ve %25 EGR ve çift yakıt kullanıldığında standart dizele göre ısı verimin arttığı ve is, HC, NO_x, CO₂ ve CO emisyonlarının azaldığını belirtmiştir[19].

Maiboom vd. direkt püskürtmeli bir dizel motorunda kısmi yük şartlarında EGR' nin yanma ve emisyonlar üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırdıkları çalışmalarında, %15,5 EGR oranlarında giriş sıcaklığını arttırdıklarında klasik yaklaşıma göre NO_x emisyonlarının azaldığını; %30 ve üzeri EGR oranlarında ve düşük yüklerde; NO_x ve PM emisyonlarının azaldığını ve özgül yakıt tüketiminin, CO ve HC emisyonlarının arttığını gözlemlemiştir [20].

Hountalas vd. ağır devirli dizel motorlarında çeşitli EGR efektif verimi, maksimum yanma basıncını ve is emisyonlarını negatif olarak etkilediğini, efektif verimi ve is emisyonlarının düşük motor devirlerinde ve yüksek EGR oranlarında daha yüksek olduğunu belirtmiştir [21].

Saleh jojoba metil esteriyile (JME) çalışan bir dizel motoruna EGR uygulamasının NOx emisyonuna etkilerini deneysel olarak incelediği çalışmada, JME ile çalışan dizel motorundan ölçülen efektif güç ve NOx emisyonlarının standart motora göre daha yüksek bulunduğunu; EGR uygulamasıyla NOx emisyonlarında önemli düşüşlerin gözlemlenmesine karşın; EGR oranı arttıkça tüm motor devir ve yüklerinde CO ve HC emisyonlarında artmaların olduğunu gözlemlemiştir. Ancak, tüm devir ve yüklerde emisyonlar (HC, CO, NOx) ve yakıt ekonomisi yönünden optimum EGR oranının , %5-%15 arasında gerçekleştiğini olarak tespit etmiştir [22]. Saleh' in JME ile yaptığı bir diğer çalışmada %5 EGR ile yakıt tüketimi ve NOx emisyonunda azalmanın meydana geldiğini; bu iyileşmenin EGR' nin soğuk uygulanması durumunda daha belirgin hale geldiği ifade edilmiştir [25].

Maiboom vd. yüksek devirli direkt püskürtmeli bir dizel motora farklı oranlarda EGR uygulamış ve silindirler arası NOx ve PM emisyonlarına etkileri araştırılmış ve silindirlere eşit olarak dağılmayan EGR uygulanmış motorun, iyi karışımli hava ve EGR gazları uygulanmış motora göre daha fazla NOx ve PM emisyonu oluşturduğunu, emisyonlardaki artışın nedenin silindirden silindire değişen gaz oranı ve giriş sıcaklığı olduğunu belirtmiştir [23].

Verhelst vd. hidrojen yakıtlı içten yanmalı bir motora aşırı doldurma ve EGR uygulamasının motor gücüne etkilerini incelemiş ve yanmamış karışımın egzoz manifoldunda yanmasını ve erken ateşlemeyi engellemek için hava yakıt eşdeğerlilik oranını 1,3 olarak sabitlenmesi sonucunda buji ateşlemeli motora göre NOx emisyonlarında artış gözlemlemiştir. Ayrıca EGR ve aşırı doldurma uygulamasıyla motor gücünde standart benzinli motora göre %30'a varan artış gözlemlemiştir [24].

Ghazikhani vd. endirekt püskürtmeli dizel motorunda yaptıkları deneysel çalışmada EGR' nin yanmadan kaynaklanan tersinmezlik ve özgül yakıt tüketimine etkilerini

araştırmış ve düşük yüklerde EGR uygulandığında efektif gücün arttığını yanmadan kaynaklanan tersinmezliklerin azaldığını belirtmiştir [27].

Mani vd. atık plastik yağı kullandıkları direkt püskürtmeli bir dizel motoruna soğuk EGR uygulandığında standart dizele göre tüm yüklerde ısı veriminin arttığını, NO_x, HC ve CO₂ emisyonlarının ve egzoz gazı sıcaklığının azaldığını, CO emisyonlarının %20 ve %40 yüklerde bir miktar azaldığını fakat diğer yüklerde arttığını, biyodizel yakıtına göre EGR kullanıldığı durumda ise NO_x, CO₂ emisyonu ve egzoz gazı sıcaklığının azaldığını, CO emisyonlarının %20 yük dışındaki yüklerde azaldığını, HC emisyonlarının arttığını belirtmiştir [28].

Singyadav vd. direkt püskürtmeli çift yakıtlı (hidrojen-dizel) bir dizel motorunda EGR' nin performans ve emisyonlara etkilerini araştırmış ve EGR' siz, 40g/s hidrojen miktarıyla efektif verimin %1,8 arttığı; fakat EGR uygulamasının motor verimine negatif yönde etki ettiğini, EGR' siz ve %80 yükte; CO₂ emisyonlarında %10, CO emisyonların %21,7, HC emisyonların %5,1 azaldığının fakat EGR uygulandığında üç emisyonunda da artış olduğunu, NO_x emisyonlarında ise EGR uygulandığında azalma olduğunu gözlemlemiştir [29].

Dizel motorlarında NO_x emisyonlarını azaltmada kullanılan bir diğer yöntem de su-yakıt (emülsife) karışımının yanma odasına doğrudan veya dolaylı olarak gönderilmesidir.

Christensen vd. HCCI motora su püskürtmenin etkisini deneysel olarak incelemiş ve su püskürtmenin avans isteğini azalttığını, yanma hızını azalttığını, yanmamış HC bileşikleri ve CO' nun arttığını, NO_x emisyonlarını ise bir miktar azalttığını belirtmiştir [31].

Samet vd. nümerik ve deneysel olarak bir dizel motoruna yanma esnasında su püskürtmüş ve NO_x ve is emisyonlarına etkilerini incelemiştir. Çalışmada, NO_x emisyonunun önemli ölçüde, is emisyonlarının ise çok az bir miktar azaldığını belirtmiştir [32].

Bedford vd. bir dizel motoruna direkt su püskürtmenin yanmaya etkisini CFD programı kullanarak araştırmış ve %44 yükte özgül yakıt sarfiyatı, PM ve NO_x emisyonlarında azalma, %86 yükte sadece NO_x emisyonlarında azalma olduğunu; eğer kullanılan su miktarı artarsa, yanma süresinin ve is emisyonlarının arttığını, püskürtme avansı artırıldığında %44 yükte özgül yakıt sarfiyatı, PM ve NO_x emisyonlarında önemli

azalmalara sebep olduğunu ve %86 yükte yakıt tüketiminde az bir artış olduğunu gözlemlemiştir [33].

Park vd. optimum püskürtme zamanı ve su-emülsife dizel oranının NO_x, is ve özgül yakıt tüketimini etkilerini araştırmış ve emülsiyon oranı arttıkça NO_x ve is emisyonlarının arttığını, 1000 d/d' nin altındaki motor devirlerde NO_x emisyonunun %9,5 azaldığı, özgül yakıt tüketiminin arttığını, 1800 d/d' nin üzerindeki devirlerde özgül yakıt tüketiminin %2,6 azaldığını gözlemlemiştir [34].

Selim vd. ön yanma odalı dizel motorda dizel/su emülsiyonunun ısı akışı ve ısıl yüklemeye etkilerini deneysel olarak araştırmış ve dizel yakıtına su eklemenin erken yanma sırasında yanmış gaz sıcaklığının azalmasından dolayı metal sıcaklığını ve silindir duvarı çevresindeki ısı akısını azalttığını, %8 emülsife yakıt-su karışımı kullanıldığında ısı akısının minimum düzeyde olduğunu belirtmiştir [35].

Ocampo-Barrera vd. HFO (Heavy Fuel Oil)/su emülsiyon karışımının içindeki su miktarının yanma üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmış ve %10 ve %25 su oranındaki maksimum sıcaklığa HFO ile çalışan motordan daha erken ulaştığını, emülsife yakıt kullanıldığında tutuşma gecikmesinin HFO kullanıldığı duruma göre daha erken gerçekleştiğini gözlemlemiştir [36].

Samec vd. su/yakıt emülsiyonunun fiziksel ve kimyasal özelliklerinin yanma karakteristiklerine üzerine etkilerini nümerik ve deneysel olarak incelemiş ve tutuşma gecikmesinin %10 daha uzun olduğunu, karışımın yanması esnasında açığa çıkan ısının %26 arttığını, %10 ve %15 su/yakıt karışımının kullanıldığı durumda NO_x emisyonlarının %20 is emisyonlarının da %50'ye kadar azaldığını ve özgül yakıt tüketiminde herhangi bir kötüleşme olmadığını vurgulamıştır [37].

Abu-Zaid emülsife yakıt kullanılan tek silindirli direkt püskürtmeli bir dizel motorunda su emülsifikasyonunun motor performansı ve egzoz sıcaklıklarına etkilerini araştırmış ve moment, güç ve ısı verimin su oranı arttıkça arttığını, emülsiyon oranının %3,5 olduğu durumda ısı verimin %20 civarlarında olduğunu, su emülsiyon oranı arttıkça özgül yakıt tüketiminin ve egzoz sıcaklığının da arttığını gözlemlemiştir [38].

Lin vd. üç fazlı emülsife yakıtın (su/yakıt/su veya yakıt/su/yakıt) bir dizel motorunda performansa ve emisyon karakteristiğine etkilerini araştırmış ve egzoz sıcaklığı, O₂,

NO_x, is emisyonlarında azalma, CO₂ ve CO emisyonlarında ise artma olduğunu, 2 fazlı (su/yakıt) emülsife yakıtla karşılaştırdığında ise üç fazlı emülsiyonun daha yüksek egzoz gazı sıcaklığı, daha düşük CO ve NO_x emisyonunun olduğunu belirtmiştir [39].

Armas vd. hafif yakıt kullanan bir dizel motorda emülsife yakıt kullanımının kirletici emisyonlar ve motor performansı üzerine etkilerini incelemiş ve emülsife yakıt kullanıldığı durumda yanma daha hızlı olacağından [52] efektif veriminde artma ve suyun yanma sürecinde sıvı fazda verildiğinden ve sonucunda da adyabatik alev sıcaklığının düşmesi [98] ve suyun ayrışmasıyla OH radikallerinin artması [99] sonucu kirletici emisyonlarda (NO, is, HC ve PM) önemli bir azalma olduğunu gözlemlemiştir [40].

Lif vd. emülsife yakıtlarla ilgili yaptığı literatür değerlendirme çalışmasında, su oranının artmasıyla Bedford vd nin aksine [33] NO_x ve PM emisyonlarında azalma, HC ve CO emisyonlarında ise artma olduğunu, yanma veriminde iyileşmeler görüldüğünü, %15 su kullanıldığı durumlarda NO_x emisyonlarında %30' a varan, PM emisyonlarında ise %60' a varan oranlarda azalmaların olduğunu belirtmiştir [41].

Tauzia vd. ortak hatlı yakıt enjeksiyon sistemine sahip bir dizel motorunda hava manifolduna su püskürtmenin yanma ve emisyonlara etkilerini deneysel olarak araştırmış ve %60-65 su püskürtme durumunda NO_x oranlarında %50'ye varan azalmaların olduğu, silindir duvarından gerçekleşen ısı kayıpların arttığını bunun sonucunda da motor veriminin olumsuz etkilendiğini, buna karşılık PM emisyonlarında önemli ölçüde düşmenin olduğu gözlemlemiştir [42].

Alahmer vd. %5-30 arasında emülsife dizel yakıtı kullanarak 1000-3000 d/d arasındaki motor performansındaki değişiklikleri incelemiş ve emülsife yakıt kullanımı durumunda efektif verimde ve özgül yakıt tüketiminde artma, NO_x emisyonunda azalma ve CO₂ emisyonlarında artma gözlemlemiştir [43].

Watanabe vd. emülsife yakıtın (%10 ve %20) mikro patlamalardaki dağılma karakteristiklerini incelemiş ve mikro patlamalarla emülsife yakıtın içindeki suyun %50-70 arasındaki kısmının ani olarak su buharına dönüştüğünü, dağılma zamanının mikro patlamalardan önceki sıcaklıkla ilgili olduğunu belirtmiştir [44].

Suzuki vd. dağılmış su damlacıklarını birleştirme ve emülsife yakıt damlacıklarının ikincil atomizasyonun etkilerini görüntülemiş ve mikro patlamaların oluşmasını arttırmak için dağılmış su damlacıklarını 430K 'nin üzerinde birleştirilmesini ve başlangıç hacminin oranını 10^{-7} 'nin üzerinde tutarak kontrol edilebileceğini renkli su kullanılarak ısıtma işlemi sırasında dağılmış su damlacıklarını birleştirme işleminin daha kolay görüntülenebileceğini vurgulamıştır [45].

Karabektas vd. bir dizel motorunda düşük oranlardaki alternatif yakıt karışımlarının (biyodizel, etanol, metanol ile dizel yakıtı) performans ve emisyon karakteristikleri üzerindeki etkilerini araştırmış ve karışımlar arasında en iyi motor performansı ve emisyon karakteristiğini biyodizel karışımında olduğunu, metanol ve etanol karışımlarının düşük fren gücü, yüksek özgül yakıt tüketimi, yüksek HC emisyonları ve düşük NOx emisyonu ile sonuçlandığını belirtmiştir [46].

Yukarıdaki çalışmalarda görüldüğü üzere, su yanma odasına direkt veya emülsife halde gönderilmektedir. Ayrıca emme manifolduna fümigasyon halinde gönderilmektedir. Sonuç olarak NOx emisyonlarında azalma [31,32,33,34,37,39,41,42], HC ve CO emisyonlarında artma [31,39], özgül yakıt sarfiyatında (ÖYS) artma [34,38,43] gözlemlenmiştir. Ayrıca yanma sonucunda yoğuşan suyun yağlama yağına karışarak özelliğinin bozulduğu ve sonucunda motorun hareketli parçalarının aşınma hızını arttırdığı belirtilmiştir [33].

Parlak vd. NOx emisyonlarının azaltılmasında elektronik kontrollü su buharı enjeksiyonu yöntemini uygulamışlar ve tam yük şartlarındaki motor deneylerinde NOx emisyonlarında %33'lere varan oranda azalma, güç ve momentte %3'e varan oranda artma ve özgül yakıt tüketiminde %5'e varan oranda azalmanın olduğunu tespit etmişlerdir. Buhar enjeksiyon sistemini %20 biyodizel katkısıyla çalışan motorda denediğinde ise tüm emisyon parametrelerinde azalmanın olduğunu tespit etmişlerdir [47].

Murthy vd. bir dizel motoruna farklı yakıtlarla (dizel ve biyodizel) ve farklı yüklerde buhar püskürtülmesinin emisyon ve performansa etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Tam yük şartlarında, dizel yakıt kullanıldığı durumda buhar püskürtüldüğünde NO emisyonları ve egzoz sıcaklıklarında azalma; ısı emisyonları, ısı

verim, güç ve ÖYS' de artmanın meydana geldiği gözlemlenmiştir. Ayrıca tam yük şartlarında, biyodizel kullanıldığı durumda buhar püskürtüldüğünde is emisyonları ve egzoz sıcaklıklarında çok az miktarda azalma; ısı verim ve güçte artma; is emisyonları ve ÖYS' de azalma olduğunu belirtmişlerdir [87].

1.2 Tezin Amacı

İçten yanmalı motorlarda NO_x emisyonlarının oluşma nedeni yüksek sıcaklıklardır ve yanma odasının 1800K' i geçtiğinde NO_x oluşum hızı artar, yani NO_x emisyonlarını azaltmanın ana mekanizması yanma odası sıcaklığını düşürmeye dayanır [48].

Normalde teorik ve gerçek dizel çevrimlerinde verim, silindir içerisindeki yanma sıcaklığının yükselmesi (maksimum yanma sıcaklığının artması) ve egzozla atılan kayıp ısının azlığının göstergesi olarak egzoz sıcaklığının düşmesi ile artar. NO_x emisyonlarını tetikleyen mekanizmalar CO, HC ve is emisyonlarının oksidasyon reaksiyonlarını hızlandıran mekanizmalardır. Dolayısıyla NO_x emisyonları azaltılırken aynı zamanda HC, CO ve is emisyonlarının da kontrol altında tutulması zorunludur. Bütün bunlara ilaveten motor performansının ve yakıt sarfiyatındaki değişimlerin de gözardı edilmemesi gerekir.

Bu tez kapsamında, hem mevcut hem de yeni üretilecek ağır vasıta taşıtlarında ve gemi dizel motorlarında NO_x emisyonlarının azaltılması için diğer su püskürtme yöntemlerine göre düşük maliyetli bir EGR destekli elektronik kontrollü su buharı enjeksiyon sisteminin geliştirilmesi amaçlanmaktadır. Bu çalışma, TÜBİTAK 108M261 projesi desteği ile geliştirilen Elektronik Kontrollü Su Buharı Enjeksiyon Sistemi'ne EGR uygulamasını entegre etmek için gerekli olan bir dizi deneysel çalışma ve optimizasyon aşamasını kapsamaktadır. Çalışma neticesinde silindire gönderilecek optimum su buharı miktarı ve EGR sınırı tespit edilecektir. Bu çalışmayla IMO kuralları (Tier I, II ve III) çerçevesinde öngörülen emisyon hedeflerine ulaşma imkânı araştırılacaktır. Gemi dizel motorlarında baca kazanının mevcut olması, 'Buhar Püskürtme Sistemi'nin gemilerde kullanılma imkânını artırmaktadır.

1.3 Hipotez

Dizel motoruna su buharı enjeksiyonu sonucunda NO_x emisyonlarının ve özgül yakıt tüketimlerinin azaldığı, güç ve moment değerlerinin de arttığı tespit edilmiştir [47]. Yakın gelecekte emisyon düzenlemeleri gereğince kara taşıtlarında yaygınlaşan EGR uygulamasının gemilerde de yaygınlaşacağı anlaşılmaktadır. Bu çalışmada buhar enjeksiyonu ile tek silindirli bir motorda tam yük şartlarında elde edilen %33' e varan düşmenin[47] EGR uygulamasıyla daha da aşağılara çekilmesi beklenmektedir. Beklenen sonuç elde edildiğinde gemi dizel motorlarında direkt su enjeksiyon sistemiyle ulaşılan seviyeye inmek mümkün olabilecektir.

KİRLETİCİ EMİSYONLAR VE NO_x AZALTMA YÖNTEMLERİ

Dizel motorlarında kullanılan fosil yakıtların yanması sonucu oluşan egzoz gazlarında çevreye ve insan sağlığına zararlı kirletici bileşenler bulunmaktadır. Bu bileşenlerden birisi de NO_x emisyonudur. Aşağıda dizel motorlarından çevreye salınan azot oksidin (NO_x), hidrokarbon (HC), karbon monoksit (CO), is ve kükürt emisyonlarının oluşum mekanizmaları açıklanmıştır.

2.1 Azot Oksitler (NO_x) ve Oluşum Mekanizması

Dizel motorlarından salınan azot oksit (NO) ve azot dioksit (NO₂) ile diğer azot-oksijen birleşimleri genel olarak NO_x olarak adlandırılır. NO_x gazları atmosferde reaksiyona girerek ozonu oluşturur ve fotokimyasal dumanın en başlıca sebeplerinden biridir [49].

Ferguson vd. azot oksitlerin yanma odası içerisinde yanma safhasında atomik oksijen ve azotun reaksiyonundan meydana geldiğini ve NO_x oluşumunun sıcaklığa bağımlı olduğundan bahsetmiştir. Bu yüzden, NO_x emisyonları motor yüküne bağlıdır ve ilk çalışmada ve kısmi yüklerde nispeten daha azdır. Buji ateşlemeli motorlarda (NO_x)’teki baskın gaz NO’ dur ve NO₂ sadece %1-%2 oranlarındadır [56].

Yanma safhası sırasında ve hemen sonrasında oluşan NO ile ilgili reaksiyonlar vardır Zeldovich mekanizması ile ifade edilir [50]. Bunlar; [49,50,56,57]



2.3 nolu denklem Zeldovich mekanizmasına Lavoie vd. tarafından eklenmiştir [51]. NO daha sonra NO₂ oluşumu için çeşitli reaksiyonlara girer[49]. Bu reaksiyonlar:



NO_x oluşumu sadece sıcaklığa bağlı değil aynı zamanda silindir basıncı, hava-yakıt oranı, silindir içerisindeki yanma zamanına, yanmanın gerçekleştiği konuma ve kimyasal reaksiyonların hızına bağlıdır.

NO_x oluşumu açısından en kritik zaman, stokiyometrik karışım şartlarında yanmış gaz sıcaklığının maksimuma çıktığı; yani, yanma başlangıcı ile silindir basıncının maksimuma ulaştığı zaman periyodudur. Yanma safhası sırasında erken yanan karışım, yanma devam ettiği ve yanan karışım yanmış gaz bölgesinin sıcaklık ve basıncını artırarak NO oluşum hızını artırdığı için büyük önem arzeder. En yüksek basınca ulaşıldıktan sonra, yanmış gaz sıcaklığı silindirin genişlemesiyle birlikte azalır. Yüksek sıcaklıktaki gazların havayla karışmasından ve genişlemeden dolayı düşen sıcaklıkla birlikte NO oluşumu hızı yavaşlamaya başlar. Soğuma dizel motorlarında buji ateşlemeli motorlara göre daha hızlı meydana gelir ve reaksiyon donduğu için daha az NO ayrışması dolayısıyla buji ateşlemeli motorlara göre daha fazla NO oluşumu meydana gelir.

2.1.1 Motor Çalışma Karakteristiklerinin ve Yapısal Özelliklerinin NO_x Emisyonlarına Etkileri

Bu bölümde motor çalışma karakteristiklerinden ve yapısal özelliklerinden sıkıştırma oranı, püskürtülen yakıt miktarı, enjektör açma basıncı ve püskürtme avansı, eşdeğerlilik oranı, dolgu sıcaklığı ve basıncı ile egzoz valfi açma avansının NO_x emisyonlarına ve performans değerlerine etkileri incelenmiştir.

Çizelge 2.1' de motor karakteristikleri ve yapısal özelliklerinin NO_x emisyonlarına ve performans değerlerine etkileri verilmiştir. Örneğin sıkıştırma oranı arttığında NO_x emisyonlarında azalma, ÖYS' de azalma ve güçte artma gözlenmektedir [59,66,67,68,120]. Dolgu basıncı arttığında NO_x emisyonların önce azalma daha sonra artma meydana gelmektedir [67,73].

Çizelge 2. 1 Motor karakteristikleri ve yapısal özelliklerinin etkileri

Parametreler		NOx	ÖYS	Güç	Referanslar
Sıkıştırma Oranı	↑	↓	↓	↑	[59,66,67,68,120]
Püskürtülen Yakıt Miktarı	↑	↑	↑	↑	[66,67,69]
Enjektör Basıncı	↑	↓	↓	↗↘	[72,121]
Püskürtme Avansı	↑	↑	↘↗	↗↘	[59,70]
Eşdeğerlik Oranı (stokiyometrik orana göre)	↓	↓	-	-	[50,55,71]
Dolgu Sıcaklığı	↑	↑	↑	↓	[67,73]
Dolgu Basıncı	↑	↘↗	↓	↑	[67,73]
Egzoz Valfi Açma Avansı	↓	↑	↑	↑	[64,74,75]

2.2 Dizel Motorlarından Salınan Diğer Emisyonlar

2.2.1 Hidrokarbon (HC)

Hidrokarbonlar, yakıtların eksik yanması veya tutuşamaması sonucu meydana gelir ve yaklaşık olarak motora giren yakıtın %1–1,5' ini oluştururlar [59]. Motorlarda HC oluşumu büyük oranda motorun ilk hareketi esnasında ve soğuk çalışma şartlarında ortaya çıkmaktadır [61,62].

Dizel motorlarında HC emisyonu, yakıt damlacığı-hava ikilisinin çok zengin veya çok fakir kısımlarında ve özellikle yakıt demetinin cidarlarda soğumasıyla artmaktadır. HC emisyonu motorun devri ve yüküne doğrudan değil, püskürtme sistemine ve yanma odası geometrisine bağlıdır [58].

Genel olarak dizel motorlarında HC oluşumunun iki ana nedeni vardır. Bunlar; yakıtın tutuşma gecikmesi sırasındaki aşırı fakir karışım oluşturması, enjektörden çıkan yakıt demet hızının düşük olmasına bağlı olarak yanma süresinin uzamasıdır[50].

2.2.2 Karbon monoksit (CO)

CO zengin çalışan motorların egzozlarında meydana gelir. Bunun nedeni ise, yetersiz oksijenin yakıtın içerisindeki tüm karbonu karbondioksit çevirememesidir. CO emisyonunu etkileyen en önemli motor parametresi yakıt-hava eşdeğerlilik oranıdır [56].

Sadece CO' nun istenmeyen bir emisyon olduğu düşünölmemelidir, aynı zamanda motorlarda tam olarak kullanılamayan kayıp bir kimyasal enerji olarak da düşünölmelidir. CO aşğıdaki denklemden de anlaşılağı gibi ek bir termal enerji sağlamak için yakılabilen bir yakıttır [49].



2.2.3 İs Emisyonu

İs emisyonları eksik yanma sonucu ortaya çıkan, yanmamış karbon parçacıklarının toplanmasıyla oluşan zerreciklerdir. İs emisyonu oluşumu yanma odası sıcaklığına, oksijen miktarına ve zamana bağıdır. Yanma odasında yeterli oksijen, sıcaklık ve zaman oluşmazsa is zerrecikleri is emisyonunu arttırmaktadır [63]. İs oluşumunun temel nedeni dizel yakıtının silindir içinde yeterli hava bulamaması veya zamanında hızla hava ile karışamaması ve buharlaşamamasıdır [59].

İçten yanmalı motorlarda üretilen katı taneciklerin büyük bir bölümünü is oluşturmaktadır [59]. Dizel motorlarında silindir içerisindeki yakıt damlacıklarının içindeki hidrojen molekülleri, hızlı bir şekilde reaksiyona girmekte ve geriye kalan karbon yeterli miktarda oksijen bulamadığından yanamayarak is partikülleri halinde dışarı atılmaktadır [64].

2.2.4 Kükürt

Dizel motorlarında kullanılan çoğı yakıtın içerisinde az bir miktarda da olsa kükürt vardır ve bu kükürt salındığında asit yağmurlarına neden olur. Bazı dizel yakıtlar 5000 ppm' e kadar kükürt içerebilirler, fakat ABD ve diğör ölkelerde kükürt oranı çeşitli seviyelere kadar sınırlandırılmıştır [49].

Dizel yakıttaki kükürt seviyesi istenilen seviyelere kadar düşüröldüğü zaman, dizel motorlarında yeni bir problem ortaya çıkmaktadır. Şöyle ki; dizel yakıttaki kükürt seviyesi düşüröldüğünde, yakıtın yağlama özelliğı kaybolmaktadır ve bu da yakıt pompası ve enjektörlere zarar vermektedir [65]. Ayrıca, silindir gömleğinde aşınma ve bazı partiköl filtrelerinde basınç artışına neden olur. Bu yağlama sorununu çözümlayebilmek için, düşük sülfürlü yakıtı bazı katkı maddeleri ilave edilmektedir [49].

2.3 Dizel Motorlarında NOx Kontrol Yöntemleri

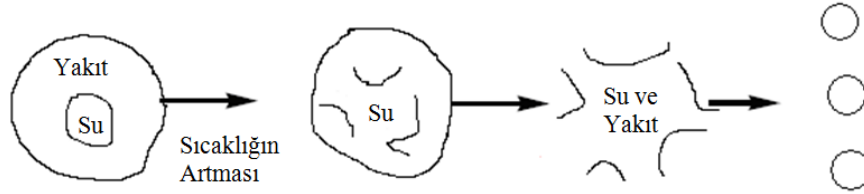
Dizel motorlarında NOx emisyonlarının azaltılması için birçok yöntem denenmiştir. Bu yöntemler silindir içinde ve dışında alınacak önlemler olmak üzere iki ana başlıkta incelenebilir [76].

2.3.1 Silindir İçi Önlemler

2.3.1.1 Emülsife Yakıt

Emülsife yani su yakıt karışımı dizel motorlarında kullanılan emisyon azaltıcı yöntemlerden birisidir. Emülsife yakıtlar suyun belirli bir kütlede veya hacimde karıştırılarak ve motorun yakıt püskürtme sisteminde herhangi bir değişiklik yapılmadan kullanılırlar [59].

Emülsife yakıt, suyun ve yakıtın doğrudan karıştırılması veya stabilizatör veya “Span” ve “Tween” gibi “surfactant” kullanılmasıyla elde edilir [59].

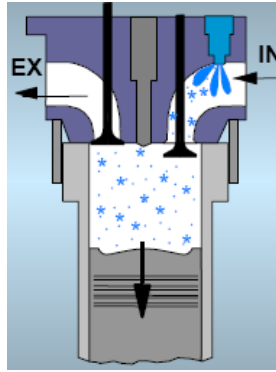


Şekil 2. 1 Emülsife yakıt kullanımı oluşan mikro patlamaların oluşumu [59]

Emülsife yakıtın içerisi içinde su kullanılması neticesinde mikro patlamalar olacak ve silindir çeperine zarar verecektir. Fakat stabilizatör kullanıldığında, yakıt ile suyun yoğunluk farkından dolayı meydana gelecek faz ayrışmasını önleyecektir. Ayrıca suyun yakıt sisteminde yol açabileceği korozyon ve aşınma problemlerini ortadan kaldıracaktır. Yani stabilizatör kullanılması durumunda su yakıt içerisine hapsedilmektedir. Şekil 2.1’ de bu şekilde hazırlanan emülsife yakıtın püskürtme öncesi ve yanma esnasındaki davranışı gösterilmiştir [59]. Bu şekilde hazırlanan emülsife yakıt silindir içerisine gönderildiğinde sıcaklık artışı ve merkezde bulunan su damlacıkları buharlaşması, ayrıca mikro patlamalarla yakıtı daha küçük parçacıklara ayrışması meydana gelmektedir [77]. Silindir içerisinde yanma esnasında meydana gelen bu mikro patlamalarla birlikte yanma verimi artmaktadır [59].

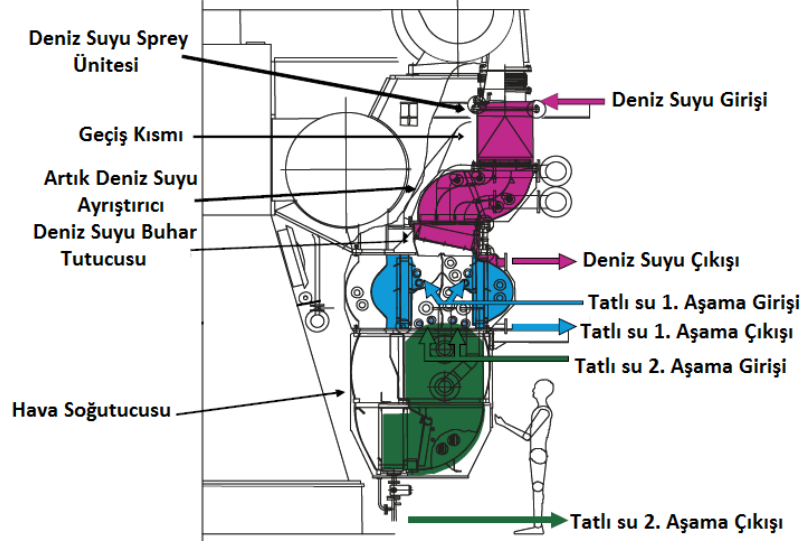
2.3.1.2 Emme Manifolduna Su Fumigasyonu

Emme manifolduna suyun fumigasyonu NO_x azaltma yöntemlerinden biridir. Su emme manifolduna ve turbo dolduruculu motorlarda turbo doldurucunun kompresör bölümünden hemen sonra gönderilir. Bu yöntemde emme manifolduna gönderilen suyun miktarı çok önemlidir. Püskürtülen suyun tamamı emme havası içerisinde buharlaşmadığı takdirde, sıvı haldeki su silindir yüzeylerine çarparak yağ filminin bozulmasına neden olmaktadır [80,81]. Bu durumda, emme valfinde korozyona, silindir cidarında da aşınmaların hızlanmasına neden olabilmektedir [82]. Bu yöntemde suyun emme valfi açık olduğu zaman diliminde yapılması önemlidir. Eğer, emme valfi kapalı durumda su püskürtülürse, valf arkasında su birikmesi ve buna bağlı olarak korozyon olacaktır. Şekil 2.2’ de emme hattına yerleştirilen su enjektörü ve püskürtme zamanı görülmektedir.



Şekil 2. 2 Emme havası içerisine suyun enjeksiyonu [83]

Gemi dizel motorlarında NO_x emisyonlarında yapılan sınırlandırmalarla birlikte bu sistem de yani suyun fumigasyonu önemli bir hal almıştır. Çeşitli firmalar tarafından yapılan araştırmada, SAM (Scavenge Air Moisturising) olarak adlandırılan emme manifoldunun nemlendirmesiyle, yanma odasındaki lokal maksimum yanma sıcaklığı ve oksijen konsantrasyonu düşürülerek NO_x oranı düşürülür. MAN firmasının tarafından geliştirilen sistem şekil 2.3’ te gösterilmiştir [84].



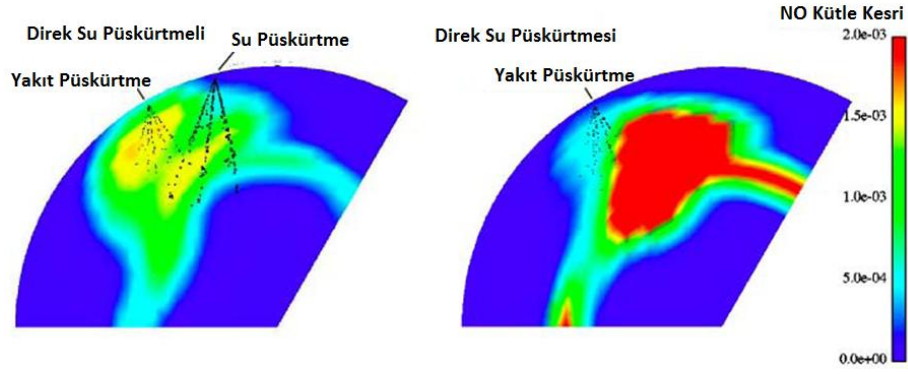
Şekil 2. 3 SAM sistemi [84]

Sistemi kısaca açıklamak gerekirse, turbo doldurucunun kompresör tarafından gelen sıcak havayı soğutmak ve ıslatmak için deniz suyu püskürtülür. Deniz suyu aşamasında skavenç havası yaklaşık %100 oranında nemlendirilir. Tatlı su aşamalarında ise deniz suyu aşamalarında skavenç havasının içinde kalan tuzları temizlemek içindir [84].

2.3.1.3 Direkt Su Püskürtme

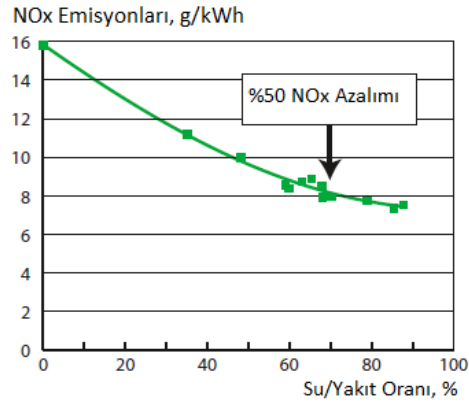
Dizel motorlarında NOx emisyonlarını azaltmak için kullanılan bir diğer yöntem de suyun silindir içerisine direkt püskürtülmesidir. Bu sistemde su ya direkt olarak ayrı bir enjektör vasıtasıyla yanma odasına gönderilir ya da mevcut yakıt enjektörüyle sisteme gönderilmektedir [59].

Aşağıda Şekil 2.4' te direkt su püskürtülmüş bir motorun CFD (Computational Fluid Dynamics) analiziyle NOx emisyonundaki azalmalar gösterilmiştir [85,86]. Su püskürtülen yüzeylerdeki renk değişimlerinden NOx emisyonlarındaki azalma kolaylıkla anlaşılmaktadır.



Şekil 2. 4 Direkt su püskürtmenin CFD analizi [85]

Şekil 2.5' de %70 su püskürtülmesiyle NO_x oranında %50 oranında azalma meydana geldiği gösterilmiştir [85,86].



Şekil 2. 5 Direkt su püskürtmesiyle NO_x azalım oranları [85]

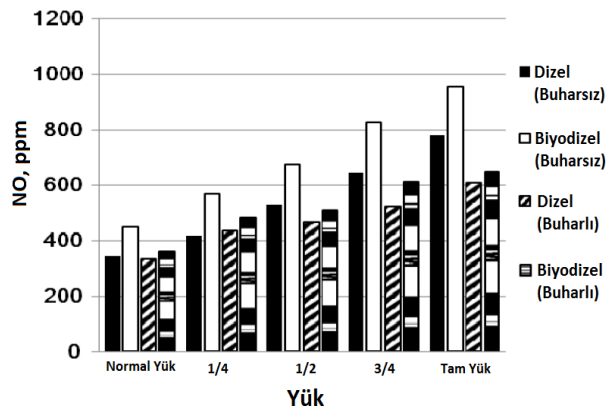
2.3.1.4 Buhar Enjeksiyonu

Buhar enjeksiyonu, dizel motorlarında NO_x emisyonlarını azaltmak için uygulanan bir diğer yöntemdir. Burada buhar emme manifolduna emme periyodu esnasında püskürtülür.

Parlak vd. egzoz enerjisinden elde edilen buharı motor yakıt tüketimin farklı oranlarında elektronik kontrollü olarak endirekt enjeksiyonlu bir dizel motoruna emme periyodunda püskürtülmesinin motor performans parametrelerine ve emisyon değerlerine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. NO_x emisyonlarında büyük oranda düşüş meydana geldiğini, motor döndürme momenti, efektif güç ve efektif verimde artmalar olurken özgül yakıt sarfiyatında azalmalar meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Performans parametrelerindeki artışın nedenini ise; silindir içersine

gönderilen su damlacıklarının yakıt ile teması esnasında yüzey gerilmesinin çok küçük olması ve dolayısıyla, mikro patlamalarla yakıtın çok daha küçük damlacıklara bölünmesine neden olduğunu belirtmişlerdir. Damlacık çaplarının küçülmesine bağlı olarak yanmaya katılan toplam damlacık yüzey alanı arttığından dolayı yanma veriminin iyileştiğini ve dolayısıyla motor performans parametreleri arttığını belirtmişlerdir [48].

Murthy vd. ise yaptıkları deneysel çalışmada güneş enerjisiyle elde ettikleri buharı emme manifolduna emme strokunda püskürtmüşler [87].

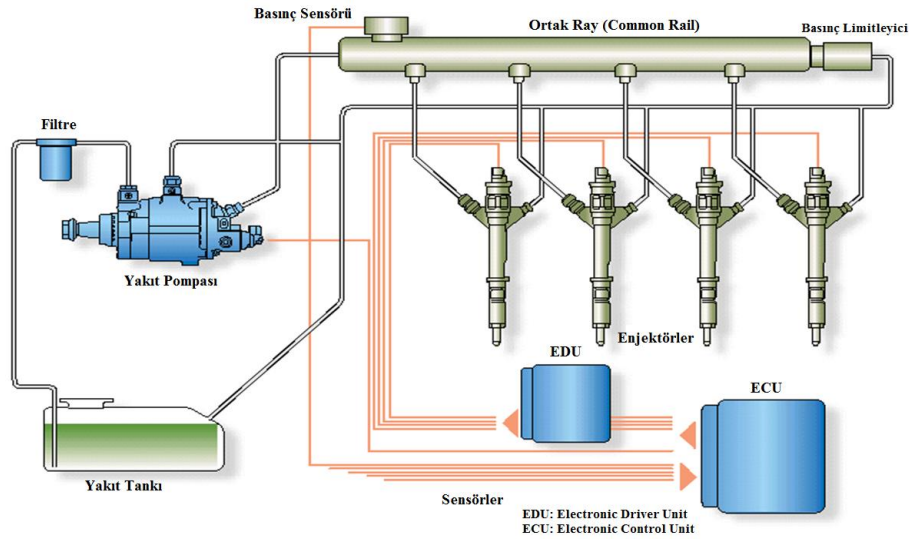


Şekil 2. 6 NO-Yük ilişkisi [87]

Şekil 2.6' da Murthy vd. bir dizel motoruna farklı yakıtlarla (dizel ve biyodizel) ve farklı yüklerde buhar püskürtülmesinin emisyon ve performansa etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Tam yük şartlarında, dizel yakıt kullanıldığı durumda buhar püskürtüldüğünde NO emisyonları ve egzoz sıcaklıklarında azalma; is emisyonları, ısı verim, güç ve ÖYS' de artmanın meydana geldiği gözlemlenmiştir. Ayrıca tam yük şartlarında, biyodizel kullanıldığı durumda buhar püskürtüldüğünde is emisyonları ve egzoz sıcaklıklarında çok az miktarda azalma; ısı verim ve güçte artma; is emisyonları ve ÖYS' de azalma olduğunu belirtmişlerdir [87].

2.3.1.5 Ortak Hatlı (Common Rail) Yakıt Püskürtme Sistemi

Common rail bir başka deyişle ortak hatlı yakıt enjeksiyon sisteminin diğer enjeksiyon sistemlerine göre yakıt sarfiyatı, emisyonlar, çalışma sistemi ve gürültü oluşumunda daha üstün olduğu görülmüştür [88].



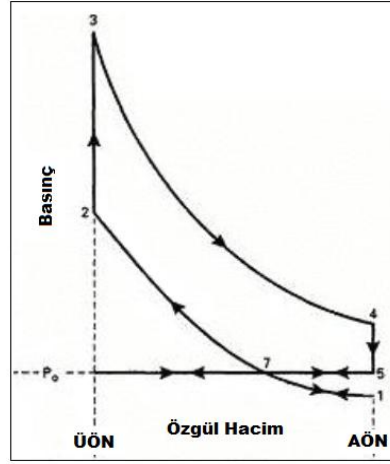
Şekil 2. 7 Ortak Hatlı (Common Rail) Yakıt Enjeksiyon Sistemi [90]

Klasik yakıt sistemlerinin aksine, Şekil 2.7' de görüldüğü üzere yakıtı tek bir ortak hattan yüksek basınç altında motora iletiyor. Püskürtme miktarı ve noktası, sensörler ve elektronik kontrol ünitesi (ECU) vasıtasıyla hiçbir şaşmaya olanak vermeden seçilebiliyor. Bu da motorda oluşan gürültüyü en alt seviyeye çekerken, yakıt tasarrufunu da arttırıyor [88,89].

2.3.1.6 Miller Çevrimi

Otto ve dizel çevrimlerinde emme valfi genişleme strokunun sonunda açılrsa bile silindir içi basınç 3-5 atm civarındadır. Egzoz valfinin açılması basınç bu seviyede iken genişleme strokunda yapılacak ek işi engellemektedir [49,94].

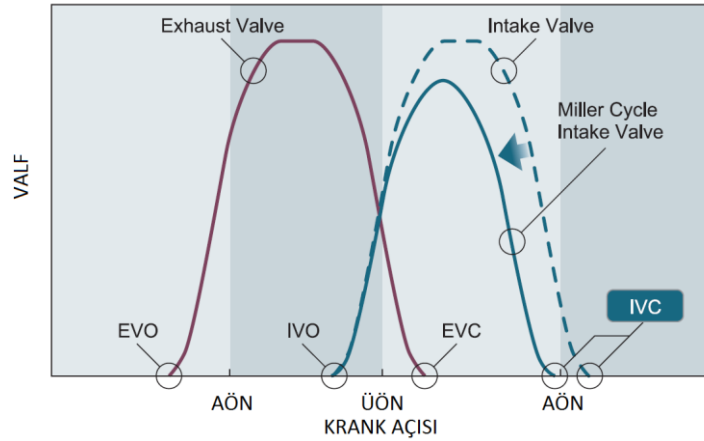
R.H. Miller tarafından gerçekleştirilen çevrimde, silindire giren hava miktarı alt ölü noktadan (AÖN) önce öngörölmüş bir zamanda emme valfinin kapanmasıyla kontrol edilir. Bu aşamadan sonra piston AÖN' ya doğru hareketine devam eder ve silindir basıncı düşürölmüş olur. Emme valfinin erken kapanmasından dolayı çevrim Şekil 2.8' deki gibi 6-7-1-7-2-3-4-5-6 şeklinde tamamlanmış olur. 6-7 sürecinde üretilen iş 7-6 egzoz strokuyla, 7-1 sürecindeki iş de 1-7 sürecinde üretilen işle karşılaşır. İş kaybına neden olan kısa sıkıştırma oranı ve iş üreten uzun bir genişleme oranı çevrim başına net indike işin artmasını sağlar [49,94].



Şekil 2. 8 İdeal Miller Çevrimi [49,94]

Miller çevriminde gerçekleşebilecek diğer bir durum ise emme valfinin AÖN 'dan sonra kapatılmasıdır. Bu durumda hava emme stroku boyunca silindire alınır fakat bu havanın bir kısmı valf kapanmadan manifolda geri atılır. Bu durum şekil 2.8 'de 6-7-5-7- 2-3-4-5-6 şeklinde bir çevrimi gerçekleştirir [49,94].

Dizel ve Miller çevrimleri arasındaki farklara bakacak olursak, daha düşük sıkıştırma sıcaklığından dolayı silindir bileşenlerinde daha az stres ve daha düşük emisyonlar, daha az sıkıştırma işi fakat daha fazla genişleme işi vardır [95].



Şekil 2. 9 Yanmar firmasının geliştirdiği Miller çevriminin valf konumları [96]

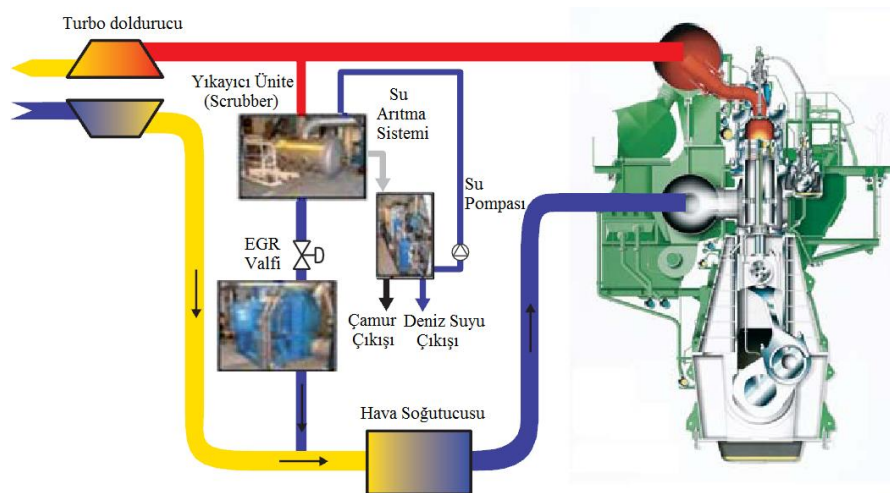
Şekil 2.9' da Yanmar firması tarafından geliştirilen Miller Çevrimindeki valf konumları gösterilmiştir. EVO egzoz valfi açık, IVO emme valfi açık, EVC egzoz valfi kapalı, IVC emme valfi kapalı anlamına gelmektedir. Miller tipi bir kam tasarımıyla emme valfi konvansiyonel sisteme göre daha erken kapatmıştır. Sonucunda da emme stroku

sonunda silindir içerisindeki sıcaklık düşmüş ve NOx emisyonları da azalmıştır. Emme stroku sonunda silindir içerisine alınan hava miktarı azaldığından özgül yakıt tüketimi artmıştır. Bunu da turbo doldurucu kullanarak silindir içi basıncı arttırmışlar ve özgül yakıt tüketimini de azaltmışlardır [96].

2.3.1.7 Egzoz Gazları Geri Dolaşımı (EGR)

NOx emisyonlarını azaltmadaki en etkili yol yanma odası sıcaklığını aşağıya çekmektir. Pratikte mümkün olmasına rağmen, motorun ısı verimini düşürdüğünden dolayı kötü bir metottur [49]. Yanma odasındaki karışımın egzoz gazları ile seyreltilmesi sonucu yanma sonu sıcaklıkları yani üretilen NOx emisyonları azalmaktadır [67].

Yanmış gazların sıcaklığı maksimum olduğunda NOx oluşum hızı da artar. Maksimum sıcaklık yanma başlangıcı ile maksimum silindir basıncı oluşumundan hemen sonra oluşmaktadır [67]. Erken yanmaya başlayan karışımın sıcaklığı piston sıkıştırmaya devam ettiğinden dolayı yükselecektir. Bundan dolayı da reaksiyon hızı ve lokal alev sıcaklığı düşerek NOx oluşumu azalacaktır [113]. Ayrıca NOx oluşumu son alev cephesindeki sıcak gazlarda meydana gelir. NOx' in başlangıçtaki oluşum hızı kısmen sıcaklığa bağlıdır ve oksijen yoğunluğunun fazla olması da NOx oluşum hızını arttırmaktadır [67]. EGR uygulanması ile silindir içindeki oksijenin bir kısmının yerine atık CO₂ ve H₂O alacağından lokal oksijen yoğunluğu azalacak ve bundan dolayı da yakıtla oksijenin buluşup reaksiyona girme ihtimali azalacaktır. Sonuç olarak da reaksiyon hızı ve lokal alev sıcaklığı düşerek NOx oluşumu azalacaktır [67,113].



Şekil 2. 10 MAN firmasının tasarladığı EGR sistemi [84]

Şekil 2.10' da gösterilen sistemde atık egzoz gazları emme manifolduna girmeden önce temizleniyor. Yıkayıcı ünite (scrubber) ve su arıtma sistemiyle beraber EGR kullanımında NOx emisyonlarında %70' lere varan bir azalma meydana gelmiştir fakat özgül yakıt tüketiminde artış meydana gelmiştir [84].

EGR uygulanmasına göre; sıcak, bütünüyle soğutulmuş ve kısmen soğutulmuş EGR olmak üzere üçe ayrılır. Bunlardan sıcak EGR egzoz gazı soğutulmadan direkt olarak silindir içine tekrar verilir ve silindir içine alınan dolgu sıcaklığı artışı ile sonuçlanır. Bütünüyle soğutulmuş EGR' de ise hava karıştırılmadan önce EGR gazı tamamıyla soğutulur ve bu olayda da nem egzoz gazında yoğunlaşabilir ve oluşan su damlacıkları motor silindirinin içinde istenmeyen etkilere sebep olabilir. Kısmen soğutulmuş EGR' de ise yoğunlaşmadan kaçınmak için egzoz gazı sıcaklığı sadece çiğleşme sıcaklığında tutulur [101].

2.3.2 Silindir Dışı Önlemler

2.3.2.1 Seçici Katalitik İndirgeme (SCR)

SCR teknolojisi güç santrallerinde, gemilerde ve sabit dizel motorlarındaki NOx emisyonlarını azaltmada başarılı bir şekilde senelerdir kullanılmaktadır [100].

Dizel motorlarında NOx ve PM emisyonları arasında ters orantı bulunmaktadır ve her biri için de yanma işleminin optimizasyonu zordur. Yani düşük PM emisyonu için yüksek yakıt verimli motorlar kullanılmakta ve bunun sonucunda da NOx emisyonları artmaktadır. Bu yüksek NOx oranını en aza indirmek için de yakıt verim oranı azaltılmadan SCR sistemi uygulanmakta ve NOx oranı en alt seviyelere kadar çekilebilmektedir [101].

SCR sisteminin çalışma prensibini bakacak olursak; bir indirgeyici, katalizörden egzoz gazına enjekte edilmektedir. Enjekte edilen indirgeyici tarafından oluşan amonyak (NH_3) ile katalizörde azot oksitler (NO_x), azot (N_2) ve suya (H_2O) indirgenmektedir. NH_3 , yüksek sıcaklıklarda hidroliz ile üreden oluşturulur. NH_3 oluşum reaksiyonları [102];





Daha sonra üre çözeltisi, parçalara bölünerek sıcak egzoz gaz akışına enjekte edildiği zaman damlacıklar ısıtılır ve ilk olarak su buharlaştırılır. Egzozda NO_x emisyonları çoğunlukla NO emisyonlarından oluştuğu varsayımından dolayı SCR' de meydana gelen reaksiyonlar [102];

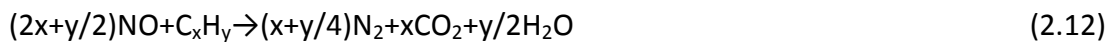


SCR sistemlerinde indirgeyici olarak genelde üre kullanılır fakat üre dışında hidrokarbon ve bakır gibi maddeler de indirgeyici olarak kullanılmaktadır [101].

Katalizörler SCR sürecinin en önemli elemanlarıdır. Tipik katalizörler titanyum dioksit (TiO₂), vanadyum pentaoksit (V₂O₅) ve tungsten trioksittir (WO₃) [102].

2.3.2.2 DeNO_x (Fakir NO_x) Katalizörler

Silindir dışı yöntemlerden bir diğeri olan DeNO_x Katalizörler NO_x emisyonlarının indirgenmesinde hidrokarbonların kullanıldığı bir yöntemdir [100]. NO_x' lerin hidrokarbonlarla seçici indirgenmesinde çeşitli metal oksitler, zeolit altlıklı değerli metaller (Pt, Pd, Ir) ve baz metaller (Cu, Fe, Co) katalizörler üzerinde de yaygın olarak çalışılmaktadır [106]. Bu sistem kapsamında aktif ve pasif olmak üzere iki farklı sistem vardır. Bunlardan pasif sistemde NO_x' lerin indirgenmesinde dizel motor egzozunda bulunan indirgeyici maddeler kullanılır. Dizel motorların egzozunda az miktarda HC içerdiği için bu sistemde yani pasif sistemde yaklaşık olarak %15 kadar NO_x indirgenebilir [107]. Aktif sistemlerde ise ekstra HC gönderilir ve %80 oranında NO_x indirgenmesi gerçekleşmektedir. NO_x' lerin katalizör yüzeyinde HC türleri tarafından aşağıdaki reaksiyondaki gibi indirgenmektedir [100].



Bu sistemin dezavantajı yüksek NO_x indirgenmesi için çok dar bir kullanım sıcaklık aralığı olmasıdır.

2.3.2.3 NOx Adsorblayıcılar (Fakir NOx Tutucular)

Bu sistem yukarıda bahsettiğimiz DeNOx katalizörlerin sıcaklıklarının kısıtlayıcı olması sonucu ortaya çıkmıştır. NOx tutucularda fakir şartlardaki azot oksitler adsorblanır ve depolanır. Bu sistemde ek bir indirgeyici maddeye ihtiyaç yoktur. Katalizör zengin ve fakir şartlarda dönüşümlü olarak çalışmaktadır. Fakir şartlarda NO, platin katalizörler üzerinde NO₂'ye oksitlenmektedir ve baryum içeren malzeme üzerinde nitrat formunda depolanmaktadır[100]. Bu teknolojiler kullanıldığı sıcaklık ve sistem uygunluğu ve yakıtın kükürt içeriğine bağlı olarak %50 ila %90'ın üzerinde NOx dönüşüm verimi sağlamaktadır [108].

2.3.2.4 Plazma Yardımlı Katalizörler

Plazma nötr kalma eğiliminde olan pozitif ve negatif yüklerden meydana gelen bir gazdır. Enerji seviyesi sıcaklığa ve elektron yoğunluğuna göre genellikle yüksek sıcaklık yani termal plazma ve soğuk yani termal olmayan plazma olarak sınıflandırılır. Termal plazmada elektronun enerjisi gaz akışının diğer bileşenlere çarpmasıyla elde edilir. Aynı zamanda yüksek sıcaklıktan dolayı da termal plazmayı sürdürebilmek için sisteme önemli bir ısı ilavesi gereklidir. Termal olmayan plazmada ise elektronlar ortamdaki gaz moleküllerinin rastgele hareketleriyle alakalı olarak kinetik enerjiden daha yüksek bir kinetik enerjiye sahiptir. Termal olmayan plazmanın kullanılmasının nedeni egzoz gazında istenen kimyasal değişiklikleri teşvik etmek ve serbest radikallerin seçici olarak transfer edilmesidir. Plazma egzoz kimyasında temel ifade aşağıdaki gibidir [100];



Burada atomlar HC veya NO gibi egzoz türlerini oksitlemek için kullanılabilirler. Son zamanlarda düşük sıcaklık bölgelerinde NOx' i indirgeme yeteneğinden dolayı fakir şartlarda NOx' in plazma yardımcı katalitik indirgenmesi üzerinde yaygın olarak çalışılmaktadır [109].

Gerçek motor şartlarında plazma yardımcı katalizörler oldukça iyi verim elde edilmektedir. Fakat yalnız plazma veya yalnız katalizör dizel egzozundan yüksek bir NOx azalması göstermemektedir. Plazma ve katalizör birlikte kullanıldığında verimli bir NOx

azalması meydana gelmektedir [110]. Plazma yardımcı katalizörlerde NO_x' i okside eden HC' ler olduğundan dolayı bu sistem bir HC-SCR sistemidir [100].

Termal olmayan plazma NO_x' in indirgenmesinde bir SCR reaktörle kombine edilebilir ve bu uygulama plazma yardımcı katalizörlerin daha geniş sıcaklık ve daha yüksek dönüşüm verimi gibi avantajları vardır. Fakat bunun yanında elektrik gücüne ihtiyaç duymakta ve yakıt tüketimini arttırmaktadır [111].

TEORİK ÇALIŞMALAR

3.1 Yapay Sinir Ağları

Son zamanlarda sinirsel ve sinirsel psikolojik deneyler sonucunda beyin yapısı önemli ölçüde aydınlatılmıştır. Matematik ve fizik alanlarındaki araştırmalar değişik yollarla birleştirilen çoklu elemanlarla desteklenen matematiksel analizleri üzerine daha çok yoğunlaşmaktadır [114].

Beynin bütün davranışlarını tam olarak modelleyebilmek için fiziksel bileşenlerinin doğru olarak modellenmesi gerektiği düşüncesi ile çeşitli yapay hücre ve ağ modelleri geliştirilmiştir. Böylece Yapay Sinir Ağları denen yeni ve günümüz bilgisayarlarının algoritmik hesaplama yönteminden farklı bir bilim alanı ortaya çıkmıştır [115].

3.1.1 Yapay Sinir Ağlarının Tanımı ve İşlevi

Yapay sinir ağları (YSA), insan beyninin özelliklerinden olan öğrenme yolu ile yeni bilgiler türetebilme bunların yanında yeni bilgiler oluşturabilme ve tahmin edebilme gibi yetenekleri herhangi bir yardım olmaksızın otomatik olarak gerçekleştirebilmek için geliştirilen bilgisayar sistemleridir [116]. Kısaca YSA, beynin bir işlevi yerine getirme yöntemini modellemek için tasarlanan bir sistem olarak da tanımlanabilir [115].

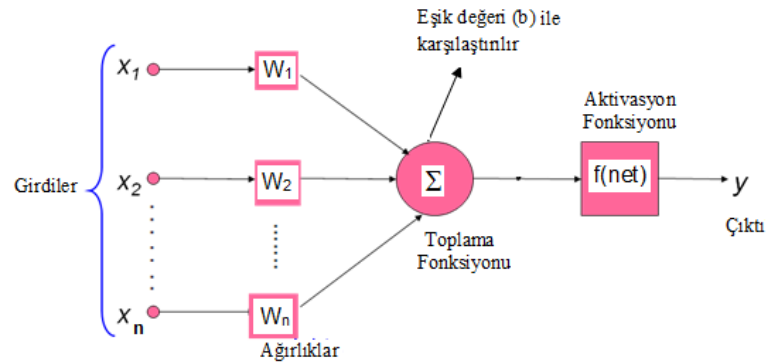
YSA' lar insan beyninin fonksiyonel özelliklerine benzer bir şekilde; öğrenme, ilişkilendirme, sınırlandırma, genelleme, özellik belirleme, tahmin ve optimizasyon gibi konularda başarılı bir şekilde uygulanmaktadır [116].

3.1.2 YSA' nın Yapısı

İnsanın biyolojik sinir sisteminin temel iletim elemanları sinir hücreleri, ya da diğer bir deyişle biyolojik nöronlardır. Biyolojik nöronlar, dendritleri vasıtasıyla diğer biyolojik nöronlardan gelen uyarıları alırlar ve hücre içindeki elektrokimyasal bağlantıları sağlayan sinapslarla ölçeklendirildikleri şekilde gövdeye iletilirler. Bu iletim sırasında çeşitli biyokimyasal süreçler gelişir. Hücre boyunca iletilen sinyaller aksona ulaştığı zaman belirli bir eşik değerinin üzerindeyse nöron aktif, altında ise nöron pasif durumdadır [117].

Yani kısaca özetleyecek olursak beynin çalışması genel olarak, bilgi girişi, sentezleme ve karşılaştırma, bilgi çıkışı ve eylem şeklindedir [53]. Bu olaylar nöronlar vasıtasıyla olmaktadır.

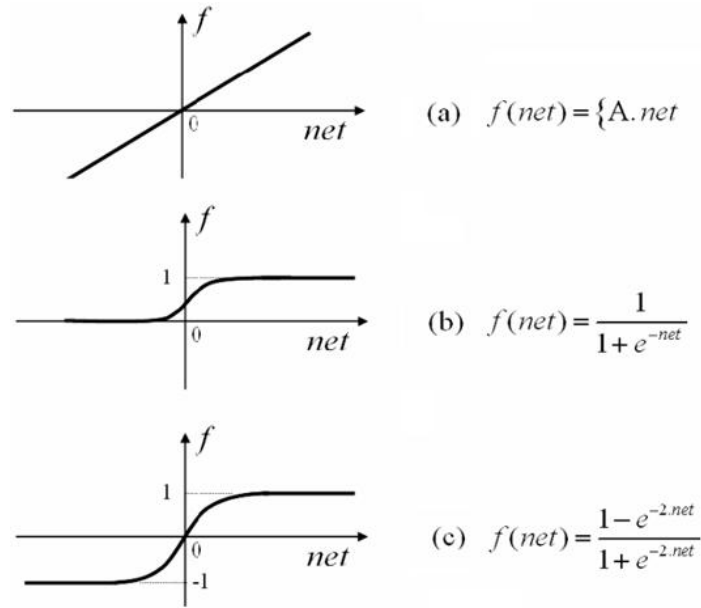
İnsan beyinde varolan biyolojik nöronlar baz alınarak modellenen yapay nöronlar da YSA' nın en küçük bilgi işleme birimleridir.



Şekil 3. 1 Yapay nöronun yapısı [53]

Şekil 3.1' de girdiler, dış çevre veya sistemdeki diğer nöronlardan ulaşan bilgilerdir ve bu bilgiler, ağırlık öğrenmesi istenen örnekler ile belirlenir. Ağırlıklar, bir nörona etki eden girdilerin matematiksel katsayılarıdır ve bağlantılı oldukları girdilerin nöronu hangi ağırlıkta etkileyeceğini belirlerler. Toplama veya başka bir deyişle birleştirme fonksiyonu, genellikle nörona gelen girdiler ile bu girdilere ait ağırlıkların çarpımlarının toplamını ifade eder ve bu fonksiyon, çarpımlar toplamının yanı sıra maksimum, minimum, normalizasyon benzeri hesaplamaları içerebileceği gibi ağ tasarımcısının kendi tanımladığı herhangi bir fonksiyon da olabilmektedir. Aktivasyon fonksiyonu ise,

birleştirme fonksiyonu ile elde edilen sonucu seçilen bir aktivasyon işleminden geçirerek nöronun çıktısını belirler [117].



Şekil 3. 2 Çeşitli aktivasyon fonksiyonları [117]

Şekil 3.2 'de çeşitli aktivasyon fonksiyonları ((a) Doğrusal fonksiyon, (b) Log-Sigmoid fonksiyonu (c) Tanjant sigmoid fonksiyonu) mevcuttur [117].

Çıktılar ise aktivasyon fonksiyonu uygulanmasıyla elde edilen değerin, nöronun çıktısıdır. Çıktılar, diğer nöronlara girdi olabileceği gibi dış ortama çıktı olarak da gönderilebilirler. Fakat burada dikkat edilmesi gereken nokta, bir nöronun birden fazla girdisi olabilmesine rağmen sadece bir çıktısının olmasıdır [117].

YSA yapılarında bir girdi katmanı, bir veya birden fazla gizli katman ve bir de çıktı katmanı bulunmaktadır. Giriş katmanı dış dünyadan gelen yani kullanıcının girdiği verileri içerir ve bu katmanda bilgi işleme yapılmamaktadır. Gizli katman ise giriş katmanından gelen verileri çeşitli algoritmalarla birlikte işleyerek çıktı katmanına gönderir. Çıkış katmanında ise gizli katmandan gelen veriler veya bilgiler işlenerek YSA'nın çıkışının olduğu katmandır [117].

3.1.3 YSA' da Öğrenme

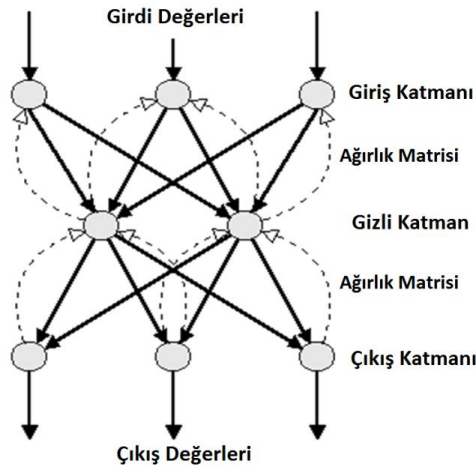
YSA' larda süreç elemanlarının bağlantılarının ağırlık değerlerinin belirlenmesine ağırlık eğitilmesi denir. Başlangıçtaki bu ağırlık değerleri rastgele olarak seçilmektedir ve YSA'

lar kendilerine başka örnekler gösterilmedikçe bu ağırlık değerlerini değiştirirler. Burada amaç ağı gösterilen örnekler için doğru çıktıları üretecek ağırlık değerlerini bulmaktır. Bu örnekler defalarca gösterilen en doğru ağırlık değerlerini bulmaya çalışırlar. Bu işleme ağı öğrenmesi denilmektedir. Ağı eğitimi tamamlandıktan sonra öğrenip öğrenmediğini ölçmek için yani ağı performansını değerlendirmek için yapılan denemelere de ağı test edilmesi denilmektedir. Ağı eğitiminde kullanılan örnek setine eğitimin seti, test için kullanılanlara da test seti denilmektedir [116].

Aşağıda bu çalışmada kullanılan tahmin yeteneğine sahip ağılardan geriye yayılım (Back Propagation) ağından bahsedilmiştir.

3.1.3.1 Geriye Yayılımlı Ağ (Back-Propagation)

Geriye yayılım ağı çok katmanlı ağı eğitmede kullanılan en küçük ortalama kareler algoritmasının uzantısıdır. Geriye yayılım ağı ve en küçük ortalama kareler algoritmaları kare hatalarını minimize eden “steepest descent” algoritmasının tahminidir. Bu ağı gizli katmandaki ağırlık ve bias değerleriyle ilgili olan karesel hataların türevlerini hesaplamak için zincir kuralını kullanır [54].



Şekil 3. 3 Geri yayılım ağı örneği

Tipik bir geri yayılım ağında bir girdi katmanı, bir çıktı katmanı ve bir veya birden fazla gizli katman vardır. Gizli katmanlar için teorik bir sınırlama yoktur fakat yapılan çalışmalara bakıldığında herhangi bir derecede karmaşıklığa sahip olan problemleri çözmek için en az dört katman yani üç gizli katman ve bir çıktı katmanı bulunması gerekliliğini göstermiştir [114].

Geriye yayımlı ağlarda katman sayısı ve her katmandaki düğüm sayısı dikkatle seçilmelidir. Bunlar seçilirken; girdi verisi ve istenilen çıktı verisi arasındaki ilişkinin karmaşıklığı artınca gizli katmanlardaki işleme elemanlarının sayısı da arttırılmalıdır. Şayet ele alınan süreç birçok aşamadan oluşuyorsa birden fazla gizli katman kullanılmalıdır fakat süreç sayısı az ve gizli katman sayısı fazla ise ağda yalnızca ezberleme ortaya çıkar ve bu da yanlış çıktı değerlerinin oluşmasına neden olabilir [114].

Öğrenme süreci sırasında ağ boyunca bir ileri tarama yapılır. Her bir düğümün çıktısı katman katman hesaplanır ve en son katmandaki çıktı değeri ve istenilen çıktı arasındaki fark bir önceki katmana geri yayılır [114].

Geriye yayılım ağlarındaki en önemli sorun uzun öğrenme süreleridir. Yakınsamayı hızlandırmak için bu teknikler “heuristic” ve standart nümerik optimizasyon metotları olmak üzere iki kategoride incelenebilir. Standart optimizasyon tekniklerinden olan Levenberg-Marquardt algoritması bu algoritmalar (Heuristic ve standart nümerik metot) içinde en hızlı olanıdır [54] ve bu çalışmada Levenberg-Marquardt algoritması kullanılmıştır.

3.2 Taguchi Metodu

Deney tasarımında sistemi etkileyen faktörlerin sayısının artmasıyla gerekli olan deney sayısı da artmakta ve bununla birlikte maliyetler yükselmektedir. Ayrıca uygulamalar da zorlaşmaktadır. Bu durumlarda kesirli faktöriyel tasarım olan Taguchi metodu devreye girmektedir ve bu metot daha verimli ve daha kolay bir deney tasarımı sağlamaktadır [97].

Taguchi deney tasarım ile ilgili izlenecek adımlar aşağıdaki gibidir [97,119];

- Tasarım parametrelerinin belirlenmesi ve aralarındaki etkileşimlerin değerlendirilmesi.
- Faktörlerin seviyelerinin belirlenmesi.
- Doğru ve dengeli tasarımın seçimi.

- Faktörler ve aralarındaki etkileşimlerin dengeli deney düzenindeki kolonlarla eşleştirilmesi.
- Deneylerin önceki adımlarında planlanan şekilde gerçekleştirilmesi (testlerin yapılması).
- Sonuçların analizi.
- Doğrulama testlerinin yapılması.

Bu adımlar sonucunda proses için en iyi performansın elde edileceği deney parametreleri belirlenir ve deneyde ele alınan parametrelerin kalite değeri üzerindeki etkisi tahmin edilir [97].

Daha sonraki ise uygun bir lineer grafik veya ortogonal dizi belirlenir ve bu ortogonal dizide parametreler uygun yerlere yerleştirilir. Ortogonal diziler $LX(Y^Z)$ şeklinde kodlanmıştır [103,104,105].

Taguchi tarafından hazırlanan dizilerin listesi aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 3. 1 Ortogonal dizin tipleri [105]

L4 (2^3)	L8 (2^7)	L16 (4^5)	L16 ($4^1 \times 2^{12}$)
L12 (2^{11})	L20 (2^{19})	L64 (4^{21})	L16 ($4^3 \times 2^6$)
L16 (2^{15})	L32 (2^{31})	L8 ($4^1 \times 2^4$)	L32 ($4^9 \times 2^4$)
L9 (3^4)	L12 ($3^1 \times 2^4$)	L25 (5^6)	L128 ($4^{41} \times 2^3$)
L18 ($3^7 \times 2^1$)	L18 ($6^1 \times 3^6$)	L50 ($5^{10} \times 10^1$)	L50 ($5^{11} \times 2^1$)
L24 ($3^1 \times 2^{16}$)	L24 ($3^1 \times 4^2 \times 2^{13}$)	L49 (7^8)	L125 (5^{31})
L27 (3^{13})	L36 ($2^1 \times 6^2 \times 3^5$)	L98 ($7^{14} \times 14^1$)	L98 ($7^{15} \times 2^1$)
L36 ($3^3 \times 6^3$)	L54 ($3^{25} \times 2^1$)	L64 (8^9)	L27 (9×3^9)
L54 ($6^3 \times 3^{24}$)	L81 (3^{40})	L16 (8×2^9)	L81 (9^{10})
L81 ($3^4 \times 9^1$)		L121 (11^{12})	L169 (13^{14})

Bundan sonraki aşama ise deneysel sonuçların kullanılarak S/N (Sinyal/Gürültü) oranlarını hesaplamak ve sonuçları analiz etmektir.

Taguchi deney tasarımında performans kriteri veya analiz değişkeni olarak kullanmak için bir dizi adına S/N oranı tanımlamıştır ve uygulamadaki problemleri hedefin türüne göre üçe ayırmıştır. Her biri için farklı sinyal-gürültü oranı tanımlamıştır [97,112].

Çizelge 3. 2 Sinyal gürültü oranları

En Küçük-En İyi	$S/N \text{ Oranı} = -10\log(\sum Y^2/n)$	Y' nin hedef değeri 0' dır
En Büyük-En İyi	$S/N \text{ Oranı} = -10\log(\sum (1/Y^2)/n)$	Y' nin hedef değeri sonsuzdur.
Hedef Değer-En İyi	$S/N \text{ Oranı} = -10\log(\sum \bar{Y}^2/S^2)$	Y için belli bir hedef değer verilmiştir.
En küçük kareler toplamı	$SS_T = \left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{S}{N} \right) i^2 \right] - \frac{T^2}{N}$	N=deneysel verilerin sayısı, T=S/N 'lerin toplamı
Serbestlik Derecesi	$v=N-1$	
Varyans faktörü	$V_{\text{faktör}} = SS_{\text{faktör}}/v$	
Faktörlerin F oranı	$F_{\text{faktör}} = V_{\text{faktör}}/V_{\text{hata}}$	

Her üç durumda da amaç S/N oranını maksimize etmektir [97].

3.2.1 Değerlendirilecek Faktör ve Etkileşimlerin Seçilmesi

Taguchi, faktörleri kontrol edilebilen ve kontrol edilemeyen (gürültü faktörleri) faktörler olmak üzere ikiye ayırmıştır. Faktör düzeylerini belirlemeden önce faktörler belirlenmekte ve kontrol edilebilen ve edilemeyen faktörler olarak ayrılmaktadır [97]. Örneğin bu çalışmada motor devri, EGR ve buhar yüzdesi olmak üzere kontrol edilebilen üç adet faktör vardır.

Kontrol edilebilen faktör sayısına göre tasarım belirlenmekte ve denemeler yapılmaktadır. Faktörler belirlendikten sonra bu faktörlerin düzey sayısı belirlenmektedir. Faktör seviyeleri serbestlik dereceleriyle ilgilidir. Çizelge 3.3' te çalışmada kullanılan kontrol faktörleri ve seviyeleri gösterilmiştir.

Çizelge 3. 3 Kontrol faktörleri ve seviyeleri

Faktörler	Birim	1. Seviye	2. Seviye	3. Seviye	4. Seviye
Motor Devri	devir/dakika	1200	1600	2000	2400
Buhar Oranı	%	0	10	20	30
EGR Oranı	%	0	10	20	30

Taguchi çok sayıda deneysel durumu açıklamak maksadıyla ortogonal diziler oluşturmuştur. Bunların en önemli özelliği birçok faktörün en az sayıda test edilmesi ve faktör seviyelerini eş zamanlı olarak değiştirme yapmaya izin vermesidir. Çizelge 3.3' teki faktörler gözönünde bulundurularak deneysel çalışma için en uygun tasarım olarak 16 deneyli Taguchi L_{16} ortogonal dizin seçilmiştir.

Çizelge 3. 4 Taguchi L₁₆ deney tasarımı

Deney No.	Değişkenler	Faktörler		
		(A) Motor Devri (d/d)	(B) Buhar Oranı (%)	(C) EGR Oranı (%)
1	A ₁ B ₁ C ₁	1	1	1
2	A ₁ B ₂ C ₂	1	2	2
3	A ₁ B ₃ C ₃	1	3	3
4	A ₁ B ₄ C ₄	1	4	4
5	A ₂ B ₁ C ₂	2	1	2
6	A ₂ B ₂ C ₁	2	2	1
7	A ₂ B ₃ C ₄	2	3	4
8	A ₂ B ₄ C ₃	2	4	3
9	A ₃ B ₁ C ₃	3	1	3
10	A ₃ B ₂ C ₄	3	2	4
11	A ₃ B ₃ C ₁	3	3	1
12	A ₃ B ₄ C ₂	3	4	2
13	A ₄ B ₁ C ₄	4	1	4
14	A ₄ B ₂ C ₃	4	2	3
15	A ₄ B ₃ C ₂	4	3	2
16	A ₄ B ₄ C ₁	4	4	1

Ortogonal diziler şayet tam faktöriyel tasarım ile yapılması durumundaki gereken deney sayısını büyük oranda azaltmaktadır. Çizelge 3.4' te çalışmada kullanılan Taguchi deney tasarımı görülmektedir.

Bu çalışmada; tabii emişli bir dizel motora farklı devirlerde, farklı oranlarda su buharı ve EGR uygulanmış ve bunların moment, güç, ÖYS ve emisyonlar üzerinde etkileri incelenmiştir. Taguchi yöntemi ile optimum çalışma şartları belirlenmiş ve kontrol faktörleri için (motor devri, EGR oranı, Su buharı oranı) moment ve gücün en yüksek, ÖYS ve emisyonların en düşük olduğu noktalar tespit edilmeye çalışılmıştır.

3.3 Tek Bölgeli Yanma Modeli

Su buharı ve EGR uygulanmış bir dizel motorun termodinamik simülasyonu; efektif güç, efektif verim, ÖYS, moment ve NO emisyonlarının analizinde sıfır-boyutlu tek bölgeli yanma modeli kullanılmıştır. Silindir içerisinde, enerjinin korunumu eşitliği diferansiyel formda aşağıdaki şekilde yazılabilir [56].

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} + \frac{dm_{fb}}{d\theta} h_f - \frac{dm_1}{d\theta} h_1 \quad (3.1)$$

Burada m_l ve m_{fb} sırasıyla kaçak dolgu kütlesi ve yanmış yakıtın kütlesini; h_f ve h_l yanmış yakıt ve kaçak dolgunun entalpisidir. Yanmış yakıtın kütleli oranı aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\frac{dm_{fb}}{d\theta} = \frac{\dot{m}_{fb}}{\omega} \quad (3.2)$$

Burada; $\dot{m}_{fb}$ zamana ve krank açısına bağlı yanmış yakıt kütleli debisini ifade eder ve aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\dot{m}_{fb} = \dot{x}_b m_f \quad (3.3)$$

$$\frac{m_{fb}}{d\theta} = \frac{x_b}{d\theta} m_f \quad (3.4)$$

Burada; m_f ve $\dot{x}_b$ püskürtülen toplam yakıt kütlesi, toplam yanmış yakıtın kütleli kesrini ifade eder ve aşağıdaki şekilde de verilebilir;

$$m_f = \phi F_{st} (1 - RGF) m_a \quad (3.5)$$

$$x_b = 1 - e^{-a_v \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right)^{(m_v + 1)}} \quad (3.6)$$

$$\frac{dx_b}{d\theta} = a_v \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right)^{m_v} \left(\frac{m_v + 1}{\theta_b} \right) e^{-a_v \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right)^{(m_v + 1)}} \quad (3.7)$$

x_b yanma kesri olarak verilir. Yanmanın başlangıcında 0, bitişinde 1 olur. a_v ve m_v Viebe katsayılarıdır. Deneyde kullanılan motor özelliklerine göre yanma kesrini ifade edecek şekilde belirlenmiştir. θ , θ_s ve θ_b sırasıyla anlık krank açısı, yanmanın başladığı krank açısı ve yanma süresinin krank açısı olarak ifadesidir.

Yanmış yakıtın entalpisi aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$h_f = \Delta h / M_f + (P_i - 1.01325) v_f / 10 \quad (3.8)$$

Burada; Δh , M_f , P_i , ve v_f sırasıyla; yanma entalpisi, molekül ağırlığı, püskürtme basıncı, ve yakıtın özgül hacmidir. Krank açısına bağlı sistem sınırı boyunca ısı geçişi aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$\frac{dQ}{d\theta} = - \frac{\dot{Q}_l}{\omega} \quad (3.9)$$

Burada; ω açısal hız ve ısı kaybı oranı aşağıdaki şekilde elde edilir;

$$\dot{Q}_l = h_{tr} A_{cyl} (T - T_w) \quad (3.10)$$

Burada; h_{tr} , A_{cyl} , T ve T_w sırasıyla ısı transfer katsayısı, silindirin ısı transfer alanı, silindir içerisindeki gaz alanının ve silindir duvarının sıcaklığını ifade eder [56]. Isı transfer katsayısı (h_{tr}) Hohenberg yaklaşımı [91] kullanılarak hesaplanır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$h_{tr} = C_1 V^{-0.06} P^{0.8} T^{-0.4} (\bar{S}_p + C_2)^{0.8} \quad (3.11)$$

Burada; $C_1 = 130$, $C_2 = 1.4$ ve $\bar{S}_p$ ortalama piston hızı (m/s)' dir. İndike işin zamana bağlı (krank açısı) ifadesi aşağıda verilmiştir;

$$\frac{dW}{d\theta} = -p \frac{dV}{d\theta} \quad (3.12)$$

Burada; p ve V silindir basınç ve strok hacmidir. Krank açısına bağlı strok hacmi değişimi;

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi}{8} B^2 S \sin \theta \left[1 + \varepsilon \frac{\cos \theta}{(1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}}} \right] \quad (3.13)$$

Burada; B , S ve ε sırasıyla silindir çapı, silindir stroku ve krank yarıçapının biyel uzunluğuna oranıdır. Segmanlardan kartere zaman bağlı (krank açısı) yanmış gaz sızıntısı;

$$\frac{dm_l}{d\theta} = \frac{C m}{\omega} \quad (3.14)$$

Burada; C soğutucu akışkana giden kayıp enerji haricinde silindir içindeki diğer tüm kayıpları tanımlar. Silindir içerisindeki kütle dengesi ise aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$m = m_a + m_{fi} \quad (3.15)$$

Burada; m_a ve m_{fi} sırasıyla püskürtülen yakıtın ve havanın kütesidir. 3.10 nolu eşitlik diferansiyel formda yazılırsa;

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm_a}{d\theta} + \frac{dm_{fi}}{d\theta} \quad (3.16)$$

Silindir içerisinde, krank açısına bağlı hava ve püskürtülen yakıtın kütleli değişimi sırasıyla aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\frac{dm_a}{d\theta} = \frac{-\dot{m}_1 / \omega}{1 + \phi F_{st}} = \frac{-C m_a}{\omega} \quad (3.17)$$

$$\frac{dm_{fi}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \left(\dot{m}_{fi} - \frac{\dot{m}_1 \phi F_{st}}{1 + \phi F_{st}} \right) = \frac{\dot{m}_{fi} - C m_{fi}}{\omega} \quad (3.18)$$

Burada; $\dot{m}_1$, ϕ ve F_{st} sırasıyla zamana bağlı gaz kaçak oranını, eşdeğerlilik oranını ve kütleli stokiometrik yakıt-hava oranını ifade eder. $\dot{m}_{fi}$ zamana bağlı olarak püskürtülen yakıt oranıdır ve aşağıdaki şekilde de ifade edilebilir;

$$\dot{m}_{fi} = \dot{x}_i m_f \quad (3.19)$$

Burada $\dot{x}_i$ toplam püskürtülen yakıt kütleli kesir oranıdır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$\dot{x}_i = \frac{\omega}{\theta_{di} \Gamma(n)} \left(\frac{\theta - \theta_{si}}{\theta_{di}} \right)^{n-1} \exp \left[\frac{-(\theta - \theta_{si})}{\theta_{di}} \right] \quad (3.20)$$

Burada; θ_{di} püskürtme süresinin parametresi, θ_{si} yakıt püskürtme başlangıcıdır.

Burada; $\Gamma(n)$ gamma fonksiyonudur [56], θ_{db} yanma süresinin bir parametresi, θ_{sb} yanma başlangıcını, RGF artık gaz kesrini ifade eder. Gamma fonksiyonu aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\ln \Gamma(n) = \left(n - \frac{1}{2} \right) \ln(n) - n + \frac{1}{2} \ln(2\pi) + \frac{1}{12n} - \frac{1}{360n^3} + \frac{1}{1260n^5} - \frac{1}{1680n^7} \cdot \quad (3.21)$$

Açık yanma odalı dizel motorlar için n değeri $1 \leq n \leq 2$ arasındadır. Kapalı yanma odalı dizel motor için ise $3 \leq n \leq 5$ arasındadır. Ancak, tam değeri kullanılan yakıt ve motor dizaynına bağlıdır. [56].

Basınç ve ortalama gaz sıcaklığının zamana bağlı (krank açısı) değişiminin ifadesi;

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{-\frac{pV}{T} \left[\frac{10 C_p T}{pV} - \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right] \frac{dv}{d\theta} - \frac{10 \frac{du}{d\theta} \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}}{p}}{\frac{V^2}{T} \left[\left(-\frac{10 C_p T}{pV} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right) \left(-\frac{\partial \ln v}{\partial \ln p} \right) + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln p} \right) \right]} \quad (3.22)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{-V \left[\frac{10 \left(\frac{du}{d\theta} \right)}{p \frac{\partial \text{Inv}}{\partial \ln P}} + \left(\frac{dv}{d\theta} \right) \left(\frac{\partial \text{Inv}}{\partial \ln T} + \frac{\partial \text{Inv}}{\partial \ln P} \right) \right]}{\frac{V^2}{T} \left[\left(-\frac{10 c_p T}{pV} + \frac{\partial \text{Inv}}{\partial \ln T} \right) \left(-\frac{\partial \text{Inv}}{\partial \ln P} \right) + \frac{\partial \text{Inv}}{\partial \ln T} \left(\frac{\partial \text{Inv}}{\partial \ln T} + \frac{\partial \text{Inv}}{\partial \ln P} \right) \right]}. \quad (3.23)$$

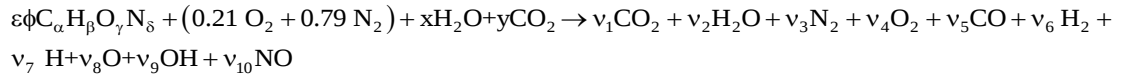
Yukarıdaki diferansiyel eşitliği çözmek için, Gonca tarafından geliştirilen [93] RATES ve STATE kodları kullanılmıştır [56]. Toplam ortalama efektif basıncı [50];

Burada; $\bar{S}_p$ ortalama piston hızı (m/s), N motor devri (d/d) ve $Z = 75$ kPa'dır. Efektif güç ve ısı verim aşağıdaki şekilde elde edilir;

$$P_e = \frac{W_e N}{120} \quad (3.24)$$

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_f H_u}. \quad (3.25)$$

Su buharı ve CO₂ ilavesi ile yanma denklemi aşağıdaki gibi verilmiştir.



NO emisyonları reaksiyon kinetiği açısından bulunur. NO emisyonları on adet yanma ürününü (CO₂, H₂O, N₂, O₂, CO, H₂, H, O, OH, NO) gözönüne alarak genişletilmiş Zeldovich mekanizması kullanılarak hesaplanabilir [50]. Yanma analizi Olikara ve Borman tarafından geliştirilen iki kod (FARG ve ECP) CO₂ ilavesi yapılarak modifiye edilmiştir. Modifiye edilen kod kullanılarak başarılı sonuçlar elde edilmiştir [92]. Hız sabiti;

$$k = A_A T^{B_A} e^{\frac{E_A}{T}} \quad (3.26)$$

NO oluşum hızı [mol cm⁻³ s⁻¹] aşağıdaki şekilde bulunur [50];

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1(1-\alpha^2)}{1 + \frac{\alpha R_1}{R_2 + R_3}} \quad (3.27)$$

Burada; $\alpha = \frac{[\text{NO}]}{[\text{NO}]_e}$ ve $[\text{N}]_e$ eşitlik konsantrasyonunu ifade eder. 3.27 nolu eşitlikte

kullanılan diğer sabitler de aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$R_1 = k_{+1}[\text{N}_2]_e[\text{O}_2]_e = k_{-1}[\text{NO}]_e[\text{N}]_e \quad (3.28)$$

$$R_2 = k_{+2}[\text{O}_2]_e[\text{N}]_e = k_{-2}[\text{NO}]_e[\text{O}]_e \quad (3.29)$$

$$R_3 = k_{+3}[\text{OH}]_e[\text{N}]_e = k_{-3}[\text{NO}]_e[\text{H}]_e. \quad (3.30)$$

MATERYAL VE METOT

4.1 Motor Performansı ve Egzoz Emisyonları

4.1.1 Deney düzeneği

Deney düzeneği Şekil 4.1' de ve Şekil 4.2' de görülmektedir.



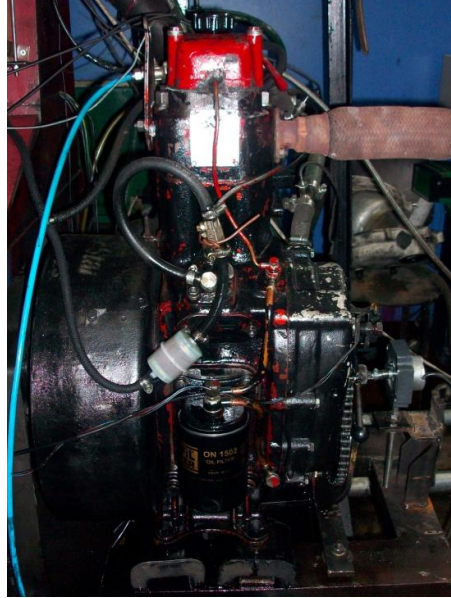
Şekil 4. 1 Deney düzeneği

4.1.2 Deney motoru

Deneylerde tek silindirli, direkt püskürtmeli, doğal emişli, dört stroklu, su soğutmalı SüperStar marka bir dizel motor kullanılmıştır. Çizelge 4.1' de, deney motorunun teknik özellikleri, Şekil 4.2' te deney motorunun şekli verilmiştir.

Çizelge 4. 1 Deney motorunun teknik özellikleri

Motor Tipi	Süper Star
Piston Çapı [mm]	108
Strok [mm]	100
Silindir Sayısı	1
Strok Hacmi [dm ³]	0,92
Güç, 1500 d/d, [kW]	13
Enjektör Açma Basıncı [bar]	175
Püskürtme Avansı [Krank Açısı]	35
Sıkıştırma Oranı	17
Maksimum Devir [d/d]	2500
Soğutma Tipi	Su
Püskürtme Tipi	Direkt

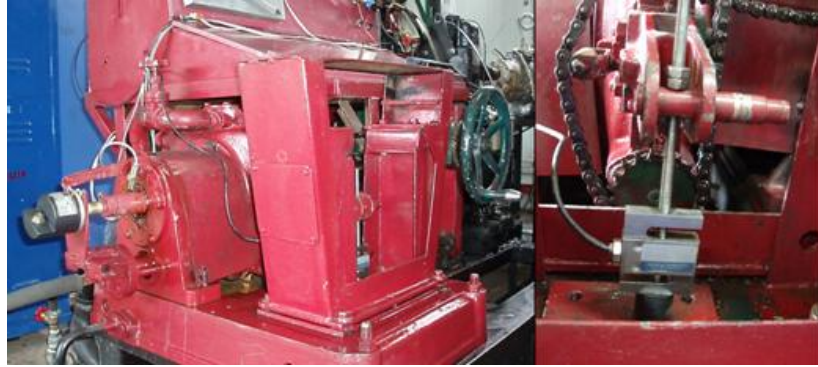


Şekil 4. 2 Deney motoru

4.1.3 Dinamometre

Deneylerde kullanılan dinamometre Baturalp-Taylan marka hidrolik dinamometredir. Motor yüklemeler esnasında hata oranını minimize etmek için dinamometre su giriş basıncı 3 bar’ da sabit tutulmuştur. Motorun ürettiği gücün tespiti için dinamometre koluna 0,1 kg hassasiyetinde S tipi yük hücresi bağlanmış ve deneylere başlamadan önce yük hücresinin kalibrasyonu hassas bir şekilde yapılmıştır[59]. Şekil 4.3’ te

dinamometrenin ve dinamometre koluna bağlantısı yapılan yük hücresinin şekli görülmektedir.



Şekil 4. 3 Deneylerde kullanılan dinamometre ve yük hücresi [59]

4.1.4 Sıcaklık ölçümleri

Deneyler sırasında ortam sıcaklığı, soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklığı, egzoz gaz sıcaklığının ölçülebilmesi için NiCr-Ni tip termokupullar kullanılmış ve bunlar Şekil 4.4’ te görülen Elimko 680 marka 8 kanallı bir sıcaklık göstergesine bağlanmıştır.



Şekil 4. 4 Sıcaklık ölçüm düzeni

4.1.5 Emisyon ölçümü

Çalışmada emisyon ölçümü için Şekli 4.5’ de görülen MRU Delta 1600 L marka egzoz gaz analiz cihazı kullanılmıştır. Cihaz CO ve CO₂ emisyonlarını % (yüzde), NO ve NO_x emisyonlarını ppm (milyonda bir parçacık) ve miligram (mg) ve HC emisyonlarını da ppm cinsinden vermektedir.

Emme manifolduna gönderilen CO₂ 'i belirlemede ise Bilsa Mod 5200 marka egzoz gaz analiz cihazı kullanılmıştır. Cihazda CO₂ miktarı % olarak ölçülüp EGR oranlarına göre %99 saflıkta CO₂ emme manifolduna gönderilmiştir.

Deneylerden önce, emisyon ve duman ölçer cihazlarının kalibrasyonları yapılmıştır.



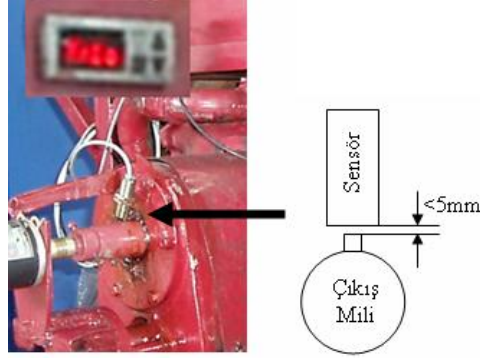
Şekil 4. 5 Emisyon ölçüm cihazı (MRU Delta 1600L)



Şekil 4. 6 Emisyon ölçüm cihazı (Bilsa Mod 5200)

4.1.6 Motor hızı ölçümü

Deneyler esnasında motor devrini ölçmek için Şekil 4.7' de görülen sensör ve göstergesi kullanılmıştır. Sensör 5mm' den daha az bir mesafede ölçüm yapmaktadır. Mil üzerine bu amaçla bir civata kaynatılmıştır. Sensörün civatayı (çıkıntıyı) dakikadaki görme sayısı 1 d/d hassasiyetinde gösterge tarafından verilmektedir.



Şekil 4. 7 Devir ölçer [59]

4.2 Buhar Eldesi İçin Yapılan İşlemler

4.2.1 Buhar Eldesi

Bu çalışmada da TÜBİTAK 108M261 nolu projede yapılabilirliği görüldüğü için buhar elde etmek için daha basit bir yöntem kullanılmıştır. Kullanılan yöntemde basınca dayanıklı basınçlı kap içerisine yerleştirilen ısıtıcı dirençler kullanılarak 3 bar ve 133,5 °C 'de buhar elde edilmiş ve motor emme hattına yerleştirilen buhar enjektörü sayesinde motora püskürtülmüştür. Buhar sistem ve düzenekleri Şekil 4.8 'de gösterilmiştir.



Şekil 4. 8 Buhar eldesi için kullanılan tüp

4.2.2 Motor emme hattına buhar enjektörünün yerleştirilmesi

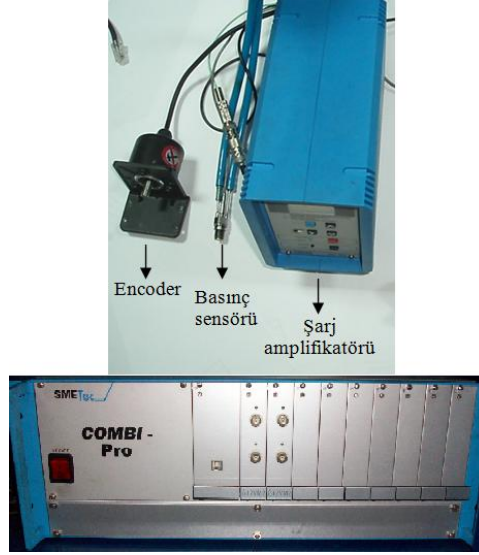
Bu çalışmada, su buharı motora emme periyodunda püskürtülmüştür. Bundan dolayı buhar enjektörünün konumu ve yerleştirilmesi çalışma açısından çok önemlidir. Buhar enjektörü, emme manifoldu üzerine püskürtülen buharın emme valfinin hemen arkasına gelecek şekilde konumlandırılmıştır [59]. Buhar enjektörünün motor üst kapağına takılmış hali ve buhar enjektörü Şekil 4.9’ de görülmektedir.



Şekil 4. 9 Silindir kapağına açılmış enjektör yuvası ve enjektör yuvasına takılmış buhar enjektörü [59]

4.3 Silindir İçi Basıncın Ölçülmesi

Silindir basıncı ölçümünde Kistler marka 6061B model su soğutmalı piezo-elektrik sensör ve Kistler 5018 model şarj amplifikatör kullanılmıştır. Veri aktarımı ve analizi dört kanallı SMETEC marka kanal başına 1Mbyte veri aktarma hızına sahip Combi Combustion Indication Sytem ile yapılmıştır. Şekil 4.10’ da deneylerde kullanılan silindir içi basınç sensörü, encoder, şarj amplifikatörü ve veri aktarma-yanma analiz sistemi görülmektedir.



Şekil 4. 10 Şarj Amplifikatör, Encoder, Basınç Sensörü ve Veri Aktarma Cihazı

4.4 Deney Yöntemi

Deneyler değişken devirler ve tam yük şartlarında gerçekleştirilmiştir. Tam yük deneyleri için seçilen devirler 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200 ve 2400 d/d olarak belirlenmiştir.

Deneylere başlamadan önce motorun yağı, valf ayarı kontrol edilmiştir. Ölçüme başlamadan önce, motor yaklaşık olarak 15 dk. rölantide, daha sonra 2/3 yükte yaklaşık yarım saat çalıştırılarak rejim sıcaklığına getirilmiştir. Motor kararlı hale geldikten sonra ölçüm gerçekleştirilmiştir.

Karşılaştırma açısından deneyler ilk önce standart dizel yakıtı ile gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, tankta ısıtıcı vasıtasıyla üretilen 3 bar basınç ve 133,5 °C sıcaklık şartlarındaki doymuş sıvı halindeki su, enjektör vasıtasıyla emme manifolduna emme zamanında kısılarak (sabit entalpide) gönderilmiştir. Gönderilen buhar miktarı silindire püskürtülen yakıtın kütleli oranı olarak belirlenmiştir. Deneylerde %10, %20 ve %30 buhar oranları kullanılmıştır. Deneyler her bir buhar oranı için tekrarlanmış ve elde edilen performans ve emisyon değerleri standart motor verileriyle karşılaştırılmıştır.

EGR uygulaması için Linde Gaz Firmasına ait %99 saflıktaki CO₂ gazı kullanılmıştır. EGR uygulamasında CO₂ gazı kullanılmasının nedeni egzoz bileşenlerinin en büyük bileşenini CO₂ gazından oluşması ve gönderilecek olan CO₂ miktarının kalibrasyonlu olması nedeniyle EGR oranının hassas olarak kontrol edilebilmesidir.

Emme manifolduna gönderilecek olan CO₂ miktarını belirlenmesinde Needham vd. [55]' nin yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemle göre motora gönderilen EGR yüzdesi

$$EGR (\%) = \frac{CO_{2(emme\ manifoldu)} - CO_{2(çevre)}}{CO_{2(egzoz\ manifoldu)}} \times 100 \quad (4.1)$$

şeklinde dir. Burada, CO_{2(çevre)} çevre havası içerisindeki referans CO₂ yüzdesini göstermektedir. Literatürde bu değer %0,03 seviyelerinde olduğu için [60], bu çalışmada dikkate alınmamış ve değeri sıfır kabul edilmiştir. EGR oranları, egzoz gazları içerisindeki CO₂ değerinin hacimsel yüzde değeri olarak belirlenmiştir. Deneylerde üç farklı EGR oranı (%10, %20 ve %30) kullanılmıştır.

Deneyler 35 derece püskürtme avansında gerçekleştirilmiştir. Deney yapılan tüm noktalarda motor devri, frenleme yükü, yakıt tüketimi, ortam sıcaklığı, soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklıkları, egzoz gazı sıcaklığı, silindir içi basınçlar ve emisyon ölçümü yapılmıştır. Ölçülen bu değerlere göre motor performans ve emisyon karakteristikleri belirlenmiştir. Çizelge 4.2' de motor testlerinde ölçülen parametreler ve ölçüm cihazlarına ait özellikler ve ölçüm hassasiyetleri verilmiştir.

Çizelge 4. 2 Deney düzeneğindeki cihazların teknik özellikleri

Ölçülen Parametreler	Birim	Ölçüm aralığı	Ölçme aleti	Ölçüm hassasiyeti
Motor Devri	d/d	0-9999	Dijital takometre	1 d/d
Egzoz Sıcaklığı	°C	0-1000	Ni-Cr-Ni	1 °C
Soğutma suyu sıcaklığı	°C	0-999	Fe-Konst.	1 °C
Buhar sıcaklığı	°C	0-999	Fe-Konst.	1 °C
Yük	kg	0-100	Su freni	0,1 Kg
CO	%	%0-15,0	MRU Delta 1600 L	Ölçülen değerin ±%5
CO ₂	%	%0-20,0	MRU Delta 1600 L	Ölçülen değerin ±%5
HC	ppm	0-20000	MRU Delta 1600 L	Ölçülen değerin ±%5
NO	ppm	0-2000	MRU Delta 1600 L	Ölçülen değerin ±%5

4.5 Yapay Sinir Ağı Yapısı ve Hata Analizi

Kullanılan YSA öğrenme algoritmasının ve deneysel veriler arasındaki performansı kıyaslamak için Ortalama Karesel Hataların Karekökü (RMSE) ve Ortalama Mutlak Yüzdesel Hata (MAPE) kullanılmıştır. Bu değerler aşağıdaki şekilde formülize edilmektedir.

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - y_i)^2} \quad (4.2)$$

Burada “n” örnek sayısını, “x_i” ve “y_i” sırasıyla “x” ve “y” örneklerinin “i” inci değerleridir.

$$MAPE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{f_i - y_i}{f_i} \right| \quad (4.3)$$

Burada; “f_i” tahmin edilen değer, “y_i” gerçek değer ve “n” de örnek sayısını temsil eder.

4.6 Hesaplamalarda Kullanılan Formüller

Dizel motorlarında, motor devrine bağlı olarak ölçülen güç, moment ve yakıt sarfiyat değerlerine motor karakteristikleri denilmektedir. Bu değişimleri gösteren eğriye karakteristik eğrileri adı verilir ve bu eğriler motorun gerçek çalışma şartlarındaki performansı hakkında önemli bilgiler verir. Deneysel çalışmalarla doğrudan bulunamayan bu veriler performans karakteristiklerini veren denklemlerle hesaplanır. Bu veriler vasıtasıyla efektif güç, moment ve özgül yakıt sarfiyatı bulunur [59]. Bu bölümde de bunların formülleri verilmiştir.

4.6.1 Döndürme momenti ve efektif güç

Motor döndürme momenti ve güç hesaplamalarında aşağıdaki eşitlikler kullanılmıştır.

$$M_d = F.L \text{ (Nm)} \quad (4.4)$$

$$P_e = \frac{2\pi.F.L.n}{1000} \text{ (kW)} \quad (4.5)$$

Burada; M_d, F, L, P_e, ve n sırasıyla döndürme momenti (Nm), fren terazi kuvveti (N), moment kolu uzunluğu (m), efektif güç (kW), motor devri (d/s) olarak ifade edilir.

4.6.2 Özgöl yakıt sarfiyatı

Özgöl yakıt sarfiyatı aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$b_e = \frac{3600 \cdot \Delta V \cdot \rho_y}{P_e \cdot \Delta t} = \frac{3600 \cdot \dot{m}_y}{P_e} \quad (\text{g/kWh}) \quad (4.6)$$

Burada; ΔV , ρ_y , Δt , $\dot{m}_y$ sırasıyla yakıt hacmi (cm^3), yakıtın yoğunluğu (g/cm^3), yakıtın tüketildiği zamanı (s) ve kütleli yakıt debisini ifade eder.

4.6.3 Efektif verim

Efektif verim, motor milinden alınan işin silindire verilen enerjiye oranı şeklinde tarif edilir;

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_y \cdot H_u} \quad (4.7)$$

Burada; H_u yakıtın alt ısı değeri ifade eder.

4.6.4 Silindir içi basıncın istatistiksel analizi

Bu çalışmada çevrimsel değişimlerin etkilerini görebilmek amacıyla istatistiksel analiz yapılmıştır ve istatistiksel analizde 20 çevrimin ortalaması alınmıştır. Çevrimin ortalama basıncı;

$$\bar{P} = \frac{\sum_{i=1}^N P_i}{N} \quad (\text{bar}) \quad (4.8)$$

Burada; $\bar{P}$, P_i ve N sırasıyla, ortalama basınç (bar), i. Çevrimdeki basınç değeri (bar) ve N çevrim sayısını ifade eder.

BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER

Bu tezde, tam yük şartlarında çalışan tek silindirli tabi emişli bir dizel motoruna farklı oranlarda buhar ve EGR uygulamasının performans ve egzoz emisyonlarına etkileri teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Teorik çalışmada, Ferguson [56]'un tek bölge yanma modeli farklı buhar ve EGR oranlarına göre modellenmiştir. Deneysel çalışmalarda üç farklı buhar oranı (%10, %20 ve %30) ve üç farklı EGR oranı (%10, %20, %30) performans ve emisyonlar standart değere göre karşılaştırılmıştır. Optimum çalışma şartları Taguchi metodu kullanılarak belirlenmiştir. Ayrıca elde edilen deneysel sonuçlar yapay sinir ağlarında eğitilmiş ve elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

5.1 Deneysel Verilerin Taguchi Metodu ile Analizi

Bu çalışmada; motor devri, buhar oranı ve EGR oranı faktörlerinin performans ve emisyon değerleri açısından optimum değerleri Taguchi metodu kullanılarak belirlenmiştir.

Deneysel veriler tasarlanırken ÖYS ve emisyon değerleri için en küçük değer; güç ve moment değerleri için en büyük değer göz önüne alınmıştır.

Çizelge 5.1' de deneysel verilere ait varyans analiz tablosu görülmektedir. Güç, ÖYS, CO ve CO₂ %99 güven, NO_x %98,5 ve moment ve HC %96,5 güven aralığında tespit edilmiştir.

Çizelge 5. 1 Varyans analizi (ANOVA)

Faktörler		Kareler Toplamı (SS)	Serbestlik Derecesi (v)	Varyans, VT	F _{faktör}
Moment*	[A]Motor Devri	174,49	3	58,16	60,49
	[B] Buhar oranı	0,83	3	0,28	0,29
	[C] EGR oranı	9,29	3	3,10	3,22
	Hata	5,77	6	0,96	
	Toplam	190,39	15	12,69	
Güç***	[A]Motor Devri	72,49	3	24,16	546,53
	[B] Buhar oranı	0,08	3	0,03	0,59
	[C] EGR oranı	0,39	3	0,13	2,92
	Hata	0,27	6	0,05	
	Toplam	73,23	15	4,88	
ÖYS***	[A]Motor Devri	6390,38	3	2130,13	288,96
	[B] Buhar oranı	258,37	3	86,12	11,68
	[C] EGR oranı	1156,86	3	385,62	52,31
	Hata	44,23	6	7,37	
	Toplam	7849,85	15	523,32	
NOx**	[A]Motor Devri	41148	3	13716	14,97
	[B] Buhar oranı	8346	3	2782	3,04
	[C] EGR oranı	384774	3	128258	139,95
	Hata	5499	6	916,5	
	Toplam	439767	15	29317,8	
CO***	[A]Motor Devri	3,08	3	1,03	123,35
	[B] Buhar oranı	0,09	3	0,03	3,94
	[C] EGR oranı	2,15	3	0,72	86,02
	Hata	0,05	6	0,01	
	Toplam	5,38	15	0,36	
CO ₂ ***	[A]Motor Devri	23,76	3	7,92	40,87
	[B] Buhar oranı	7,12	3	2,37	12,25
	[C] EGR oranı	88,37	3	29,46	151,99
	Hata	1,16	6	0,19	
	Toplam	120,41	15	8,03	
HC*	[A]Motor Devri	2639,99	3	880	24,07
	[B] Buhar oranı	367,70	3	122,57	3,35
	[C] EGR oranı	3385,70	3	1128,57	30,87
	Hata	219,39	6	36,57	
	Toplam	6612,77	15	440,85	

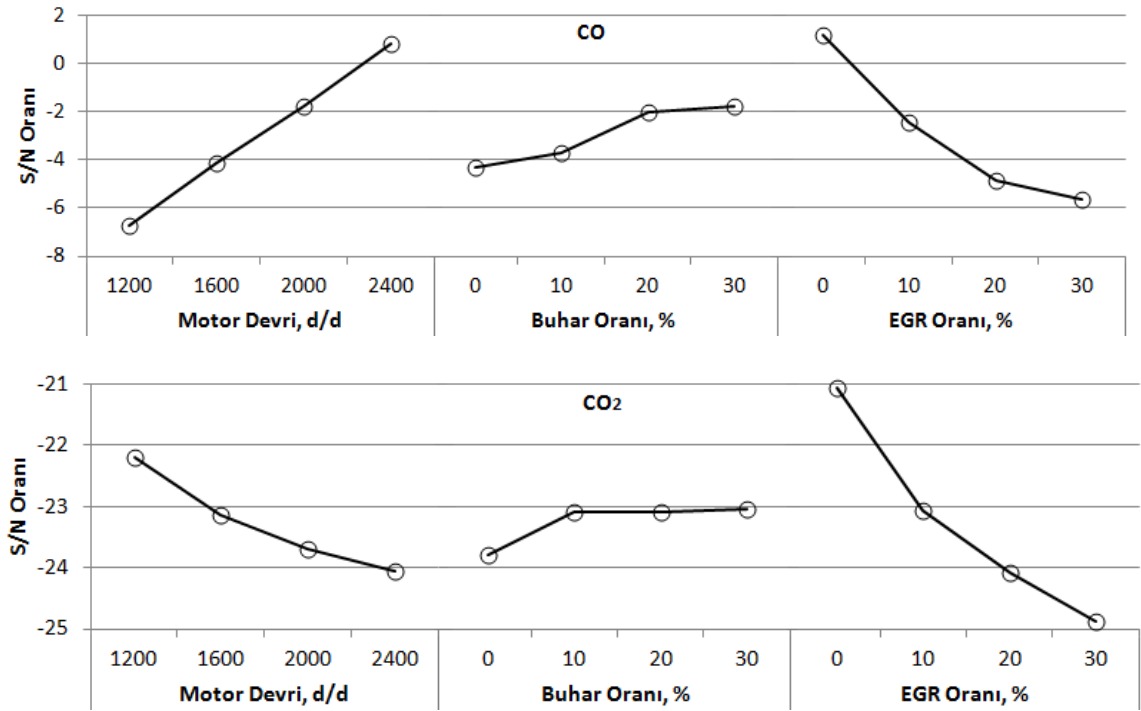
*** En az %99 güven aralığındadır.

** En az %98,5 güven aralığındadır.

* En az %96,5 güven aralığındadır.

5.1.1 Egzoz Emisyonları

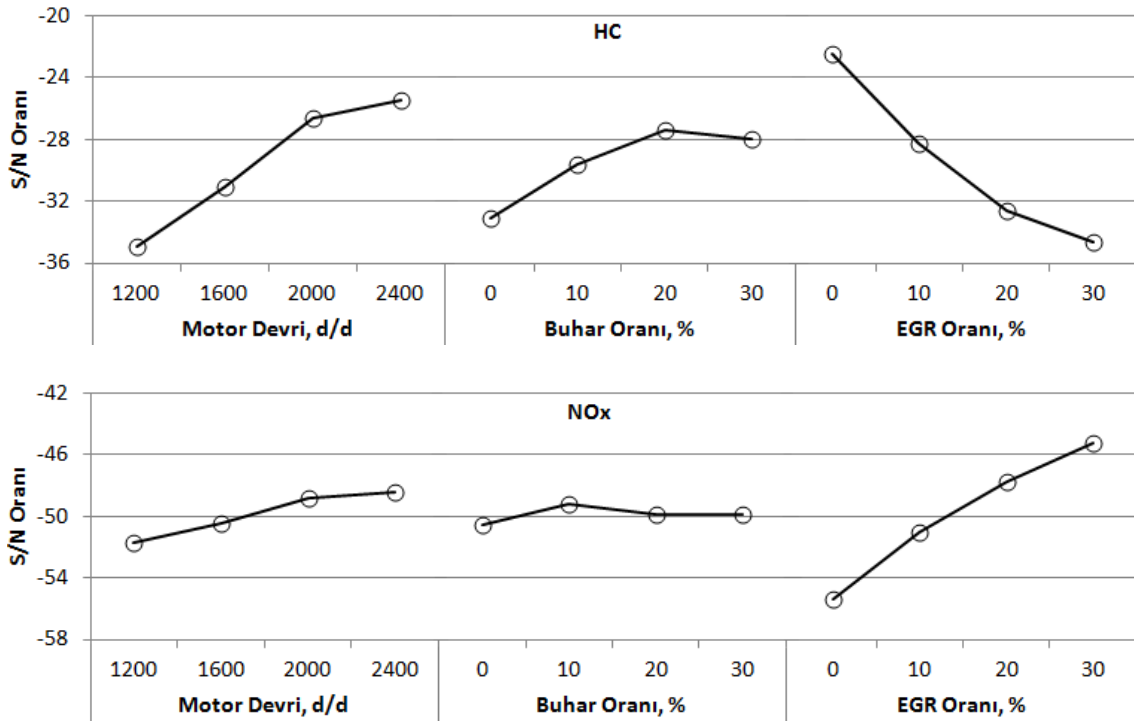
Motor devri, buhar oranı ve EGR oranlarının Taguchi metoduna göre CO ve CO₂ için bulunan S/N değerleri Şekil 5.1’ de görülmektedir. Şekiller incelendiğinde CO emisyonları için en uygun aralık %99 güven aralığında A₄B₄C₁ (2400 d/d, %30 buhar, %0 EGR); CO₂ için ise aynı güven aralığı için A₁B₄C₁ (1200 d/d, %30 Buhar ve %0 EGR) bulunmuştur. Ancak, CO₂ emisyonları üzerinde buhar oranının etkisi standart motora göre anlamlı olmakla birlikte buhar püskürtülmesi durumunda ölçüm yapılan %10-%30 aralığında çok belirgin bir değişim gözlenmemiştir.



Şekil 5. 1 CO ve CO₂ değeri için faktör seviyelerinin S/N değerleri

Motor devri, buhar oranı ve EGR oranlarının Taguchi metoduna göre HC ve NO_x için bulunan S/N değerleri Şekil 5.2’ de görülmektedir. Şekiller incelendiğinde HC emisyonları için en uygun aralık %96,5 güven aralığında A₄B₃C₁ (2400 d/d, %20 buhar, %0 EGR); NO_x için ise %98,5 güven aralığında A₄B₂C₄ (2400 d/d, %10 Buhar ve %30 EGR) olarak bulunmuştur. Ancak, NO_x emisyonları üzerinde %10 buhar oranının anlamlı değişim vardır ve diğer buhar oranlarında anlamlı bir değişim gözlenmemektedir. EGR’ nin buhara göre belirgin bir etkisi görülmektedir. Ancak EGR’ yi arttırmanın performans parametreleri üzerindeki etkileri göz önüne alındığında EGR oranının NO_x emisyonlarının azaltılması için tek başına bir yöntem olarak

değerlendirmek uygun görülmemektedir. HC emisyonları için ise buhar püskürtme %20' ye kadar anlamlıdır.



Şekil 5. 2 HC ve NOx değeri için faktör seviyelerinin S/N değerleri

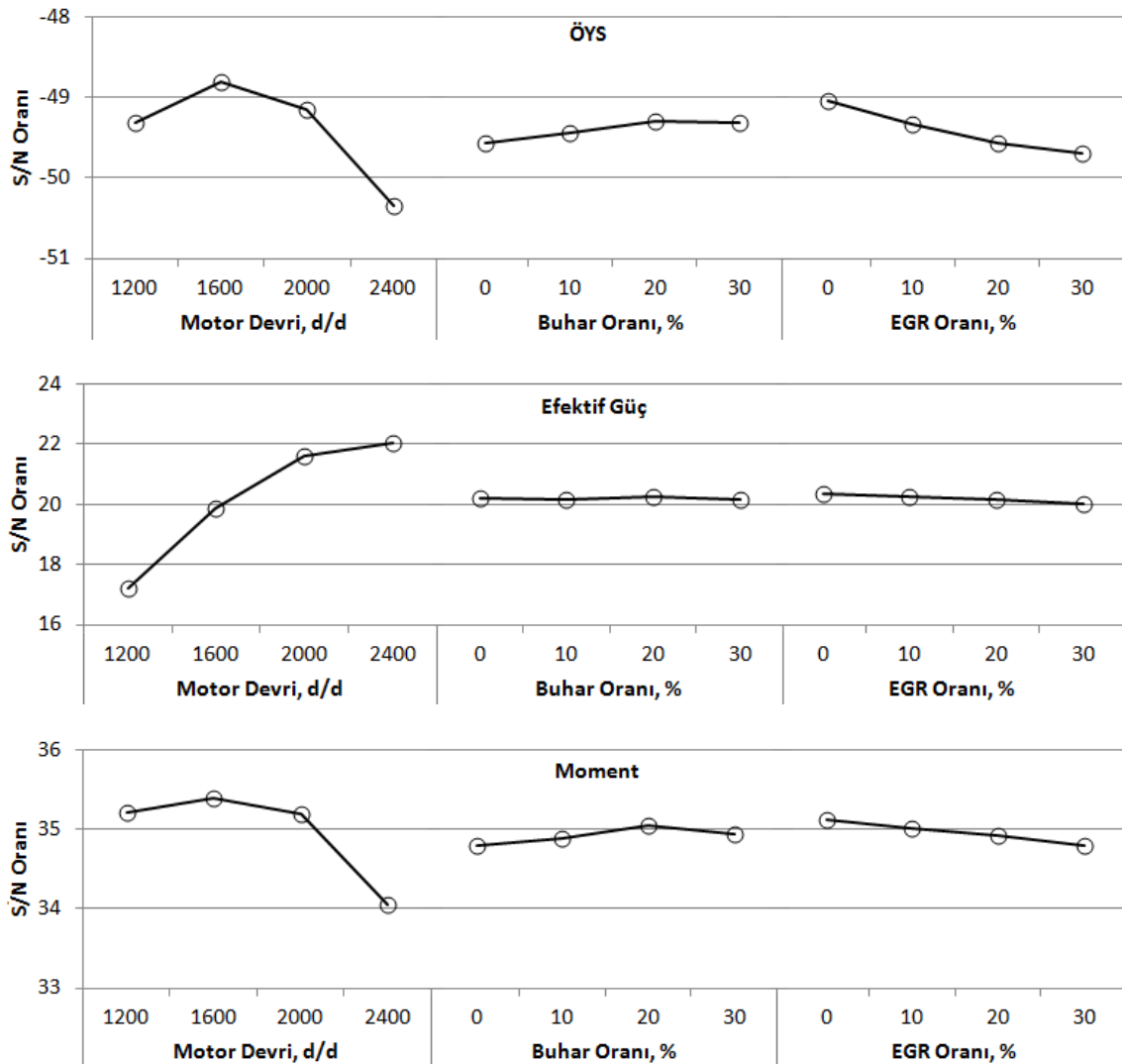
5.1.2 Performans Parametreleri

Motor devri, buhar oranı ve EGR oranlarının Taguchi metoduna göre ÖYS, efektif güç ve moment için bulunan S/N değerleri Şekil 5.3' te görülmektedir. Şekiller incelendiğinde ÖYS için en uygun aralık %99 güven aralığında $A_2B_3C_1$ (1600 d/d, %20 buhar, %0 EGR); efektif güç için aynı güven aralığında $A_4B_3C_1$ (2400 d/d, %20 Buhar ve %0 EGR); ve moment için %96,5 güven aralığında $A_2B_3C_1$ (1600 d/d, %20 Buhar ve %0 EGR); olarak bulunmuştur.

NOx grafiğinde görüldüğü gibi $A_4B_2C_4$ şartları uygun görülmektedir. Fakat dikkat edilecek olursa NOx emisyonu için optimum buhar oranı %10 iken ÖYS için en uygun buhar oranı %20 olarak gerçekleşmektedir. Buna karşılık ÖYS açısından %0 EGR oranı ile en düşük yakıt sarfiyatına ulaşılmaktadır.

Ayrıca, efektif güç üzerinde buhar ve EGR oranının etkisi standart motora göre anlamlı olmakla birlikte buhar püskürtülmesi durumunda ölçüm yapılan %10-%30 aralığında çok belirgin bir değişim gözlenmemiştir.

Gerek efektif güç gerekse moment değerleri dikkate alındığında EGR oranlarındaki artışın güç ve momentte önemli bir düşmeye neden olmadığı anlaşılmaktadır. EGR oranındaki artışa karşılık güçteki düşmenin sınırlı kalması, silindire püskürtülen buhardan kaynaklandığı söylenebilir.



Şekil 5. 3 ÖYS, Efektif güç ve Moment değerleri için faktör seviyelerinin S/N değerleri

Çizelge 5.2 ve 5.3' de faktörlerin sinyal-gürültü oranlarının deneysel verilere karşılaştırması verilmiştir. Ölçülen değerler, deneyler sonucu ölçülen veya hesaplanan değerlerdir. Taguchi tekniğinde, optimal şartları belirlemek için ve deneysel verilerle

karşılaştırmak için doğrulama deneylerinin yapılması gerekmektedir. Oluşturulan Taguchi dizaynında yeterli şartlar sağlanana kadar tekrar edilir. Bu çalışmada da doğrulama deneyleri sonucunda değerler güven aralığında bulunmuştur.

Çizelge 5. 2 Emisyon değerleri için deneysel veriler ve S/N oranları

Deney no.	NOx		CO		CO ₂		HC	
	Ölçülen	S/N	Ölçülen	S/N	Ölçülen	S/N	Ölçülen	S/N
1	697,30	-56,87	1,82	-5,23	10,35	-20,29	37,60	-31,50
2	448,00	-53,03	2,03	-6,15	12,20	-21,72	52,41	-34,38
3	316,14	-49,99	2,29	-7,19	14,20	-23,04	62,86	-35,96
4	220,15	-46,85	2,62	-8,38	15,30	-23,69	76,40	-37,66
5	426,20	-52,59	1,60	-4,08	15,16	-23,61	41,50	-32,36
6	588,35	-55,39	1,16	-1,29	11,06	-20,87	16,76	-24,48
7	191,12	-45,63	1,99	-6,01	16,55	-24,37	53,05	-34,49
8	261,61	-48,35	1,80	-5,11	15,28	-23,68	45,09	-33,08
9	228,60	-47,18	1,76	-4,91	17,55	-24,88	50,80	-34,11
10	135,35	-42,63	1,82	-5,20	17,97	-25,09	40,87	-32,22
11	587,62	-55,38	0,64	3,88	11,73	-21,38	6,68	-16,49
12	324,15	-50,21	1,10	-0,83	14,77	-23,38	15,42	-23,76
13	192,18	-45,67	1,42	-3,08	20,82	-26,36	51,40	-34,21
14	191,93	-45,66	1,28	-2,14	17,16	-24,69	23,43	-27,39
15	265,23	-48,47	0,87	1,21	14,95	-23,49	13,53	-22,62
16	494,58	-53,88	0,43	7,33	12,16	-21,69	7,530	-17,53

Çizelge 5. 3 Performans değerleri için deneysel veriler ve S/N oranları

Deney no.	Moment		Güç		ÖYS	
	Ölçülen	S/N	Ölçülen	S/N	Ölçülen	S/N
1	57,64	35,21	7,24	17,19	284,64	-49,08
2	58,72	35,37	7,37	17,35	289,37	-49,22
3	57,29	35,16	7,19	17,14	296,07	-49,42
4	56,93	35,10	7,15	17,08	298,47	-49,49
5	59,79	35,53	10,01	20,01	277,56	-48,86
6	59,43	35,48	9,95	19,96	268,07	-48,56
7	58,00	35,26	9,71	19,74	279,62	-48,93
8	58,36	35,32	9,77	19,80	277,09	-48,85
9	58,01	35,26	12,14	21,68	298,00	-49,48
10	55,50	34,88	11,61	21,30	298,18	-49,48
11	58,72	35,37	12,29	21,79	270,08	-48,62
12	57,64	35,21	12,06	21,63	282,97	-49,03
13	49,77	33,93	12,50	21,93	347,62	-50,82
14	49,77	33,93	12,50	21,93	334,13	-50,47
15	49,77	33,93	12,50	21,93	322,63	-50,17
16	52,63	34,42	13,22	22,42	311,70	-49,87

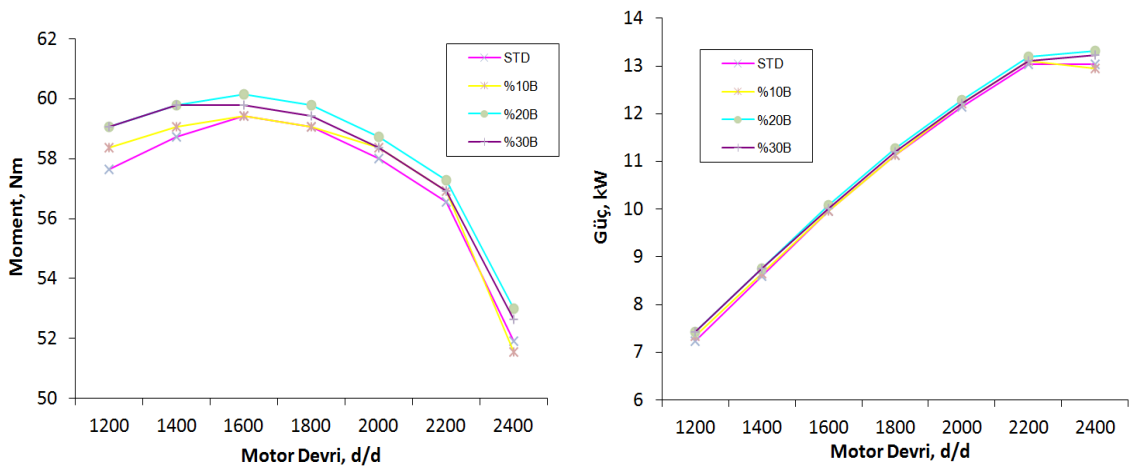
5.2 Deneysel Verilerin Değerlendirilmesi

5.2.1 Moment ve Efektif Güç Üzerine Etkiler

Deneysel çalışmalarda, üç farklı buhar oranı (%10, %20 ve %30), üç farklı EGR oranı(%10, %20, %30) ve her bir buhar oranı için farklı EGR değerleri için bulunan performans ve emisyon değerleri standart değere göre karşılaştırılmıştır. Belirtilen deney koşullarında ölçülen döndürme momenti ve efektif güç değerlerinin sonuçlarının standart deney sonuçlarına göre karşılaştırması Şekil 5.4, Şekil 5.5, Şekil 5.6 ve Şekil 5.7’ de verilmiştir.

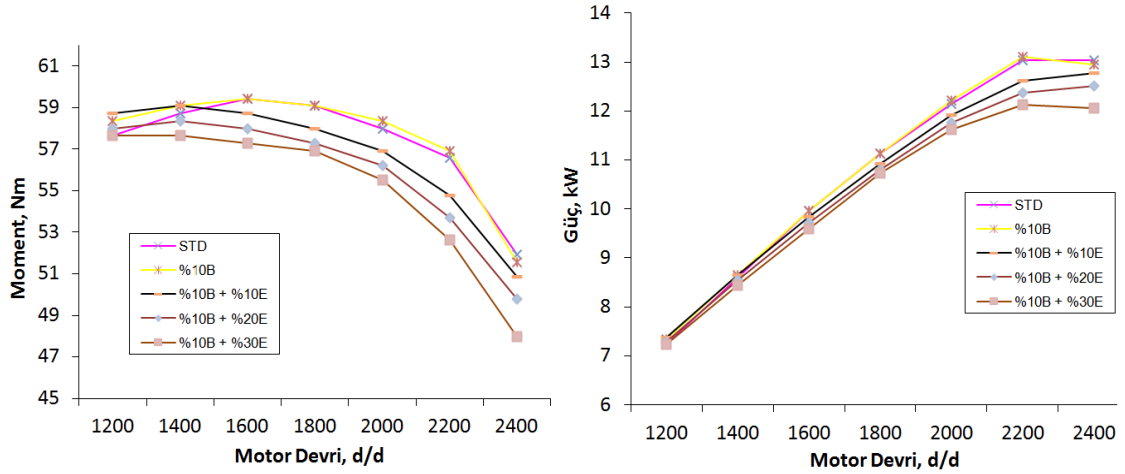
Şekil 5.4 incelendiğinde %10, %20 ve %30 buhar oranlarında ölçüm yapılan tüm motor devirlerinde döndürme momenti ve efektif güç değerlerinin standart motora göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Maksimum moment ve efektif güç %20 buhar oranında elde edilmektedir. Bu buhar oranında maksimum moment 1600 d/d’ da 60,2 Nm; maksimum güç ise 2400 d/d’ da 13,3 kW olarak ölçülmüştür. Standart moment ve güç değerlerine göre değişimin en yüksek olduğu devir 1200 d/d ve %20-%30 buhar oranlarında %2,5 olarak belirlenmiştir.

Efektif güç ve momentteki bu artış için iki neden söylenebilir. Nedenlerden birisi silindire 133,5 °C sıcaklığında giren buhar ile silindire ilave ısı girişinin olması, diğeri ise mikro patlamalara bağlı olarak yanma verimindeki iyileşme olduğu söylenebilir[59].



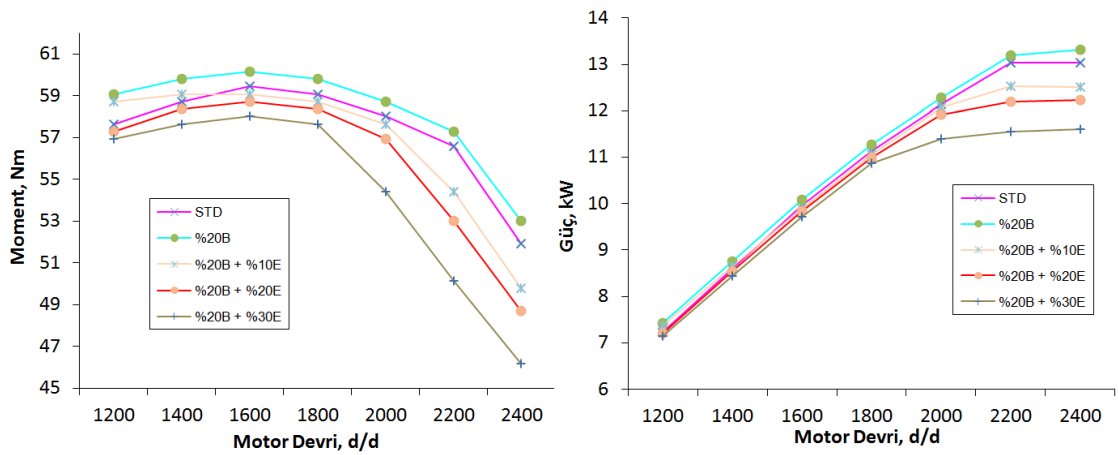
Şekil 5. 4 Buhar oranı ve motor devrine bağlı olarak döndürme momentindeki ve efektif güçteki değişim

Şekil 5.5' te %10 buhar püskürtme oranında sırasıyla %10, %20 ve %30 EGR uygulamanın moment ve efektif güce etkisi görülmektedir. Şekilden de görüleceği gibi EGR oranı arttıkça moment ve efektif güçteki azalma özellikle yüksek devirlere çıktıkça daha fazla artmaktadır. Maksimum azalma %30 EGR oranı ve 2400 d/d' da %7,6 olarak ölçülmüştür.



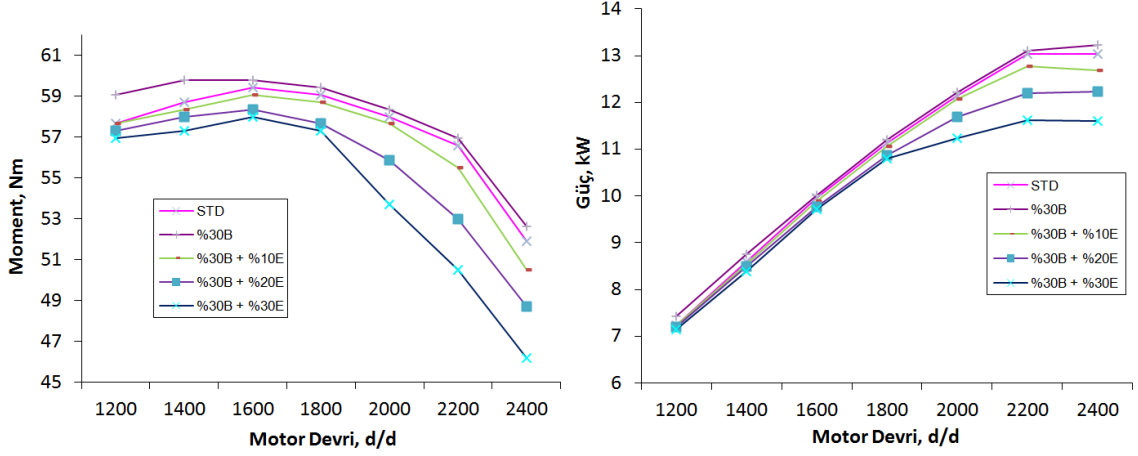
Şekil 5. 5 Buhar ve EGR oranı ve motor devrine bağlı olarak döndürme momentindeki ve efektif güçteki değişim

Şekil 5.6' da %20 buhar püskürtme oranında sırasıyla %10, %20 ve %30 EGR uygulamanın moment ve efektif güce etkisi görülmektedir. Şekilden de görüleceği gibi EGR oranı arttıkça moment ve efektif güçteki azalma özellikle yüksek devirlere çıktıkça daha fazla artmaktadır. Maksimum azalma %30 EGR oranı ve 2200 d/d' da %11,4 olarak ölçülmüştür.



Şekil 5. 6 Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı olarak döndürme momentindeki ve efektif güçteki değişim

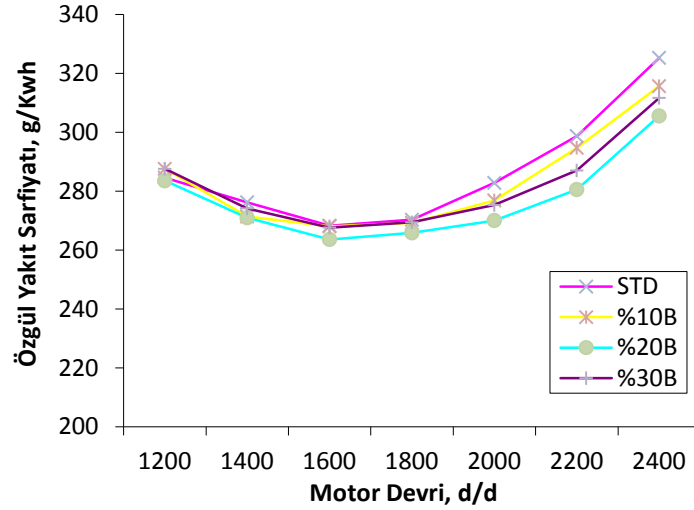
Şekil 5.7' de %30 buhar püskürtme oranında sırasıyla %10, %20 ve %30 EGR uygulamanın moment ve efektif güce etkisi görülmektedir. Şekilden de görüleceği gibi EGR oranı arttıkça moment ve efektif güçteki azalma özellikle yüksek devirlere çıktıkça daha fazla artmaktadır. Maksimum azalma %30 EGR oranı ve 2400 d/d' da %11 olarak ölçülmüştür



Şekil 5. 7 Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı olarak döndürme momentindeki ve efektif güçteki değişim

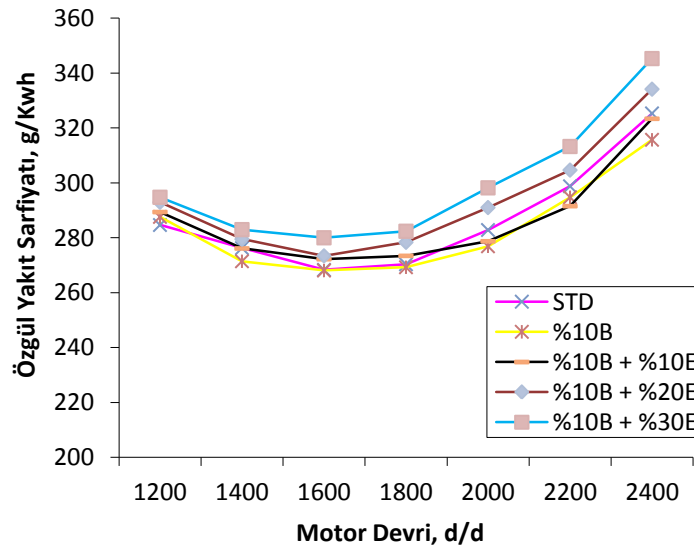
5.2.2 Özgül Yakıt Sarfiyatına Etkileri

Şekil 5.8' de görüldüğü üzere 1400 d/d ve sonraki tüm devirlerde standart değerlere göre ölçüm yapılan tüm buhar oranlarında özgül yakıt sarfiyatında (ÖYS) azalmalar meydana gelmiştir. En fazla azalma ise 2200 d/d' da %20 buhar oranında gözlemlenmiştir. Standart motorda ölçülen en düşük ÖYS, 1600 d/d' da 268,3 g/kWh iken %20 buhar püskürtme oranında ölçülen en düşük ÖYS 1600 d/d' da 263,6 g/kWh olarak ölçülmüştür.



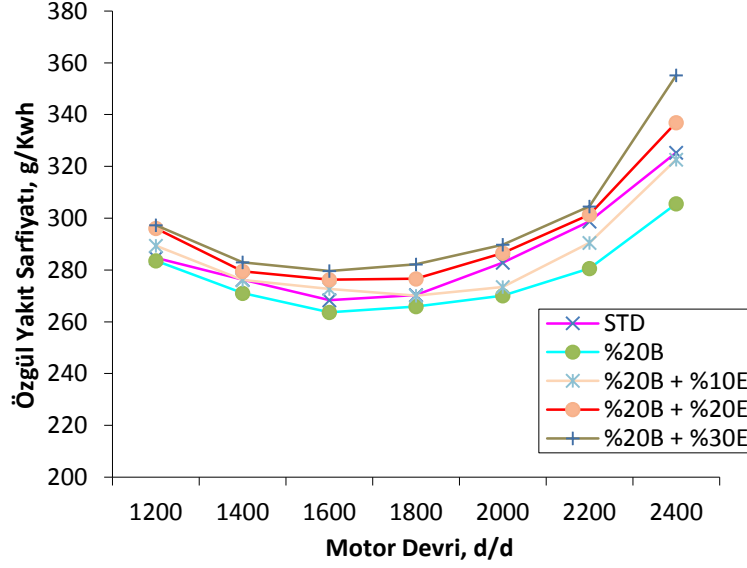
Şekil 5. 8 Buhar oranları ve motor devrine bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatındaki değişim

Şekil 5.9’ de %10 buhar püskürtme oranında sırasıyla %10, %20 ve %30 EGR uygulamanın ÖYS’ ye etkileri görülmektedir. Şekilden de görüleceği gibi EGR oranı arttıkça ÖYS’ deki artış özellikle yüksek devirlere çıktıkça daha fazla artmaktadır. Maksimum artma %30 EGR oranı ve 2400 d/d’ da %6,1 olarak ölçülmüştür. Ancak 2000 d/d ve üzeri devirlerde standart değere göre %10 EGR oranında ÖYS’ de azalmalar meydana gelmiştir. Maksimum azalma 2200 d/d’ da %2,4 olarak ölçülmüştür.



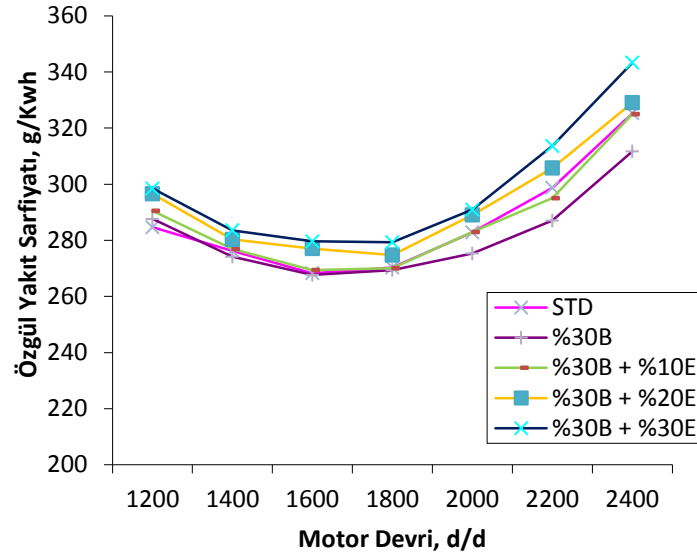
Şekil 5. 9 Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatındaki değişim

Şekil 5.10' da %20 buhar püskürtme oranında sırasıyla %10, %20 ve %30 EGR uygulamanın ÖYS' ye etkileri görülmektedir. Şekilden de görüleceği gibi EGR oranı arttıkça ÖYS' deki artış özellikle yüksek devirlere çıktıkça daha fazla artmaktadır. Ancak %10 EGR oranında 1800 d/d ve üzeri devirlerde standart değere göre ÖYS' de azalmalar meydana gelmiştir ve maksimum azalma 2000 d/d' da %3,3 olarak saptanmıştır.



Şekil 5. 10 Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatındaki değişim

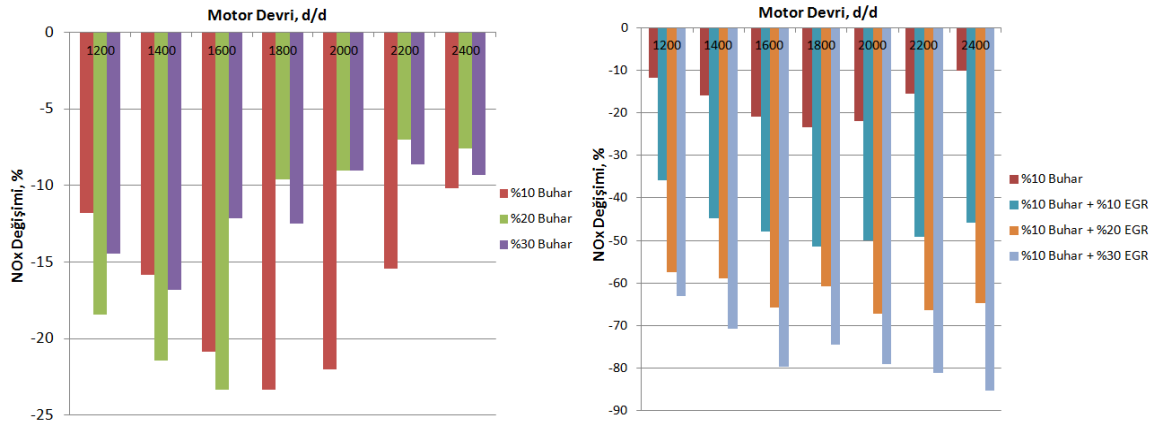
Şekil 5.11' da %30 buhar püskürtme oranında sırasıyla %10, %20 ve %30 EGR uygulamanın ÖYS' ye etkileri görülmektedir. Şekilden de görüleceği gibi EGR oranı arttıkça ÖYS' deki artış özellikle yüksek devirlere çıktıkça daha fazla artmaktadır. Ancak %10 EGR oranında 2000 d/d ve üzeri devirlerde standart değere göre ÖYS' de azalmalar meydana gelmiştir ve maksimum azalma 2200 d/d' da %1,3 olarak saptanmıştır.



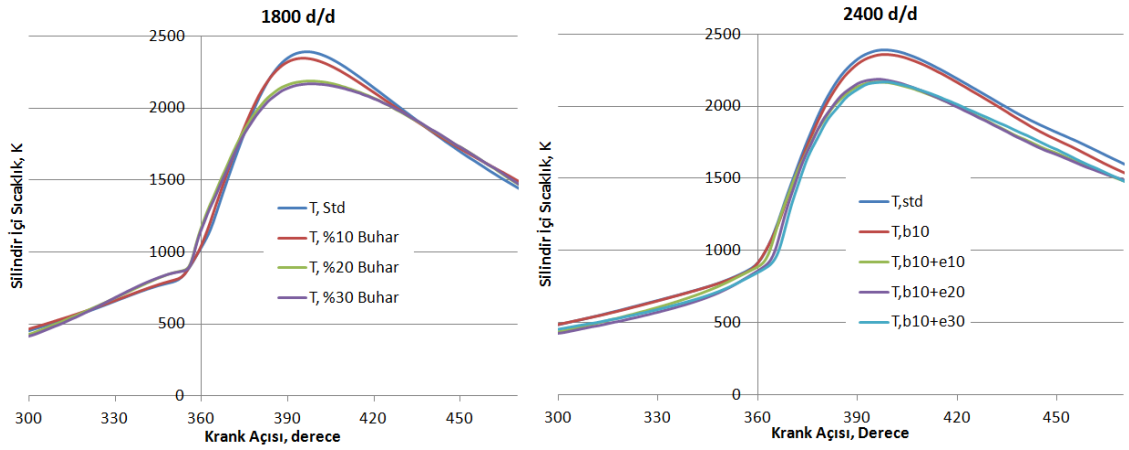
Şekil 5. 11 Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı olarak özgül yakıt sarfiyatındaki değişim

5.2.3 NOx Emisyonları Üzerine Etkiler

Tam yük şartlarında NOx emisyonlarındaki değişimler Şekil 5.12 ve Şekil 5.14' ta gösterilmiştir. Şekil 5.12' de tüm buhar ve EGR oranlarında NOx emisyonlarında azalma meydana gelmiştir. Motora EGR uygulanması durumunda bu azalma daha fazla artmış ve 2400 d/d 'da %10 Buhar+%30 EGR oranlarında %85,3 olarak saptanmıştır. %10 buhar oranında maksimum azalma 1800 d/d 'da %23,3 olarak saptanmıştır. Ancak ÖYS ile birlikte değerlendirildiğinde EGR oranındaki artış ÖYS değerlerinde negatif bir etki yarattığından optimum nokta %10 buhar+%10 EGR oranları olarak belirlenmiştir.

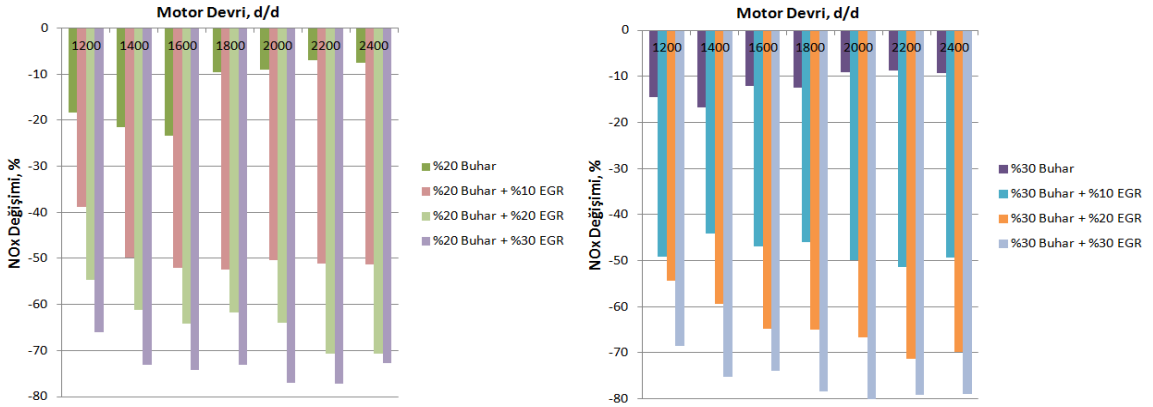


Şekil 5. 12 Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı NOx emisyonu değişimi

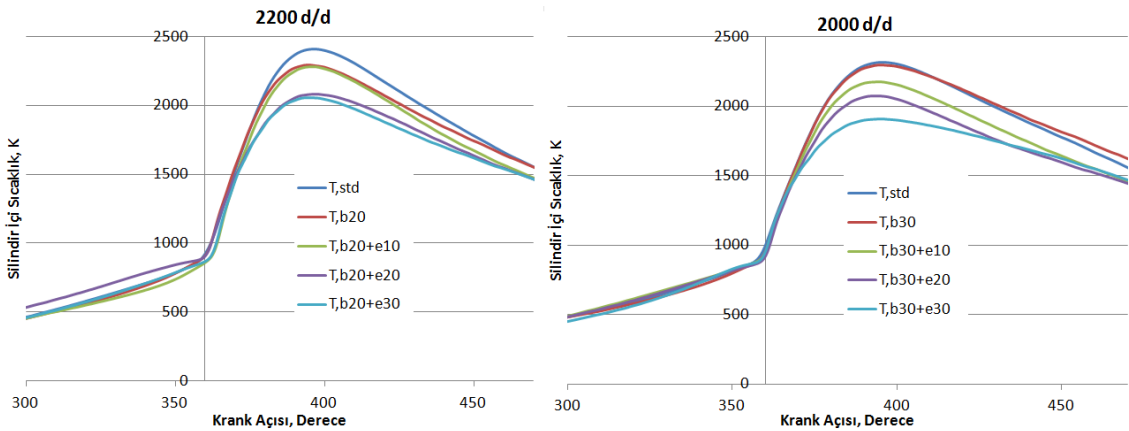


Şekil 5. 13 Buhar ve EGR oranları ve krank açısına bağlı silindir içi sıcaklıklar

Şekil 5.14' ta tüm buhar ve EGR oranlarında NO_x emisyonlarında azalma meydana gelmiştir. Motora EGR uygulanması durumunda bu azalma daha fazla artmış ve 2200 d/d 'da %20 Buhar+%30 EGR oranlarında %77,3 olarak saptanmıştır. %30 Buhar+%30 EGR oranlarında maksimum azalma 2000 d/d 'da %80 olarak saptanmıştır.



Şekil 5. 14 Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı NO_x emisyonu değişimi

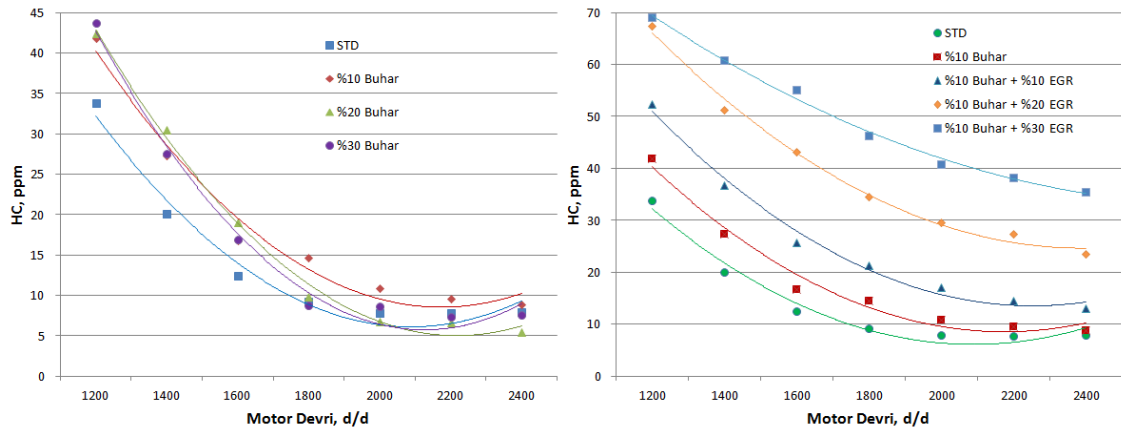


Şekil 5. 15 Buhar ve EGR oranları ve krank açısına bağlı silindir içi sıcaklıklar

İçten yanmalı motorlarında NOx oluşumunu etkileyen en önemli unsurlardan biri de yanma sonucu oluşan silindir içi sıcaklıktır. Şekil 5.13 ve Şekil 5.15' te buhar ve EGR oranlarına bağlı olarak krank açısına göre sıcaklık değişim grafikleri verilmiştir.

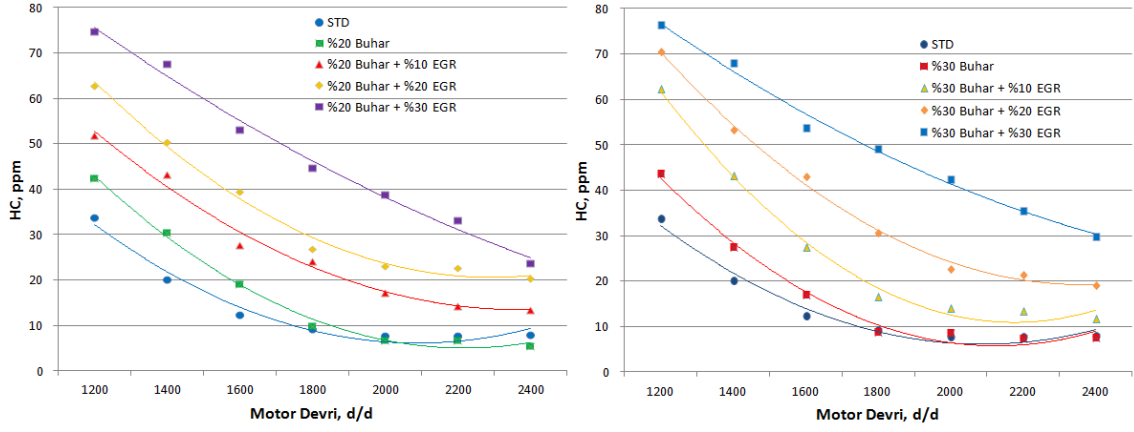
Burada NOx emisyonlarının düşmesi iki nedene bağlanabilir. İlk neden olarak; su buharının ısı kapasitesinin yüksek olması ve sonucunda yanma ürünleri karışımının standart duruma göre özgül ısılarına bağlı olarak ısı kapasitesinin artması sonucunda silindir içi maksimum yanma sıcaklığının düşmesi söylenebilir [59]. İkinci neden olarak ise motora emme manifolduna gönderilen CO₂ olarak gösterilebilir. Sonuç olarak yanma sonu maksimum sıcaklık düşecek ve NOx emisyonu azalacaktır.

5.2.4 HC Emisyonları Üzerine Etkiler



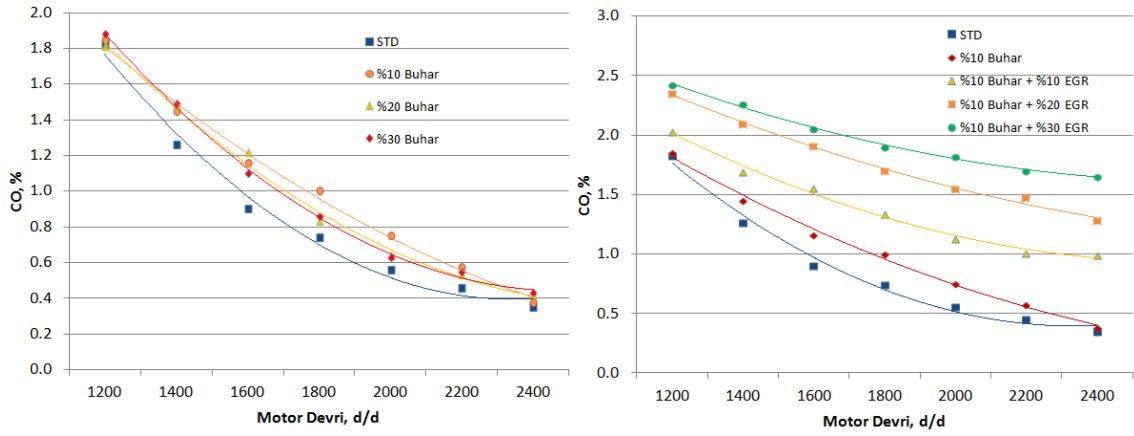
Şekil 5. 16 Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı HC emisyonu değerleri

Tam yük şartlarında HC emisyonlarındaki değişimler Şekil 5.16 ve Şekil 5.17' de gösterilmiştir. %20 buhar püskürtülmesi durumunda 2000 d/d' dan sonra HC emisyonlarında az miktarda bir azalma mevcuttur. Diğer tüm motor devirlerinde ve buhar+EGR oranlarında HC emisyonlarında standart motor değerlerine göre az miktarda artış gözlenmiştir. Maksimum HC emisyonun 1200 d/d' da %30 buhar+%30 EGR uygulamasında 76 ppm olarak saptanmıştır. Standart uygulamada ise maksimum HC emisyonu 1200 d/d' da 33,8 ppm olarak ölçülmüştür. Emisyon cihazının belirsizlik değerinin ± 12 ppm olduğu düşünülürse HC emisyonlarında dikkate değer bir artma ve azalmanın olmadığı söylenebilir. HC değerindeki artmanın nedeni olarak emme manifolduna %99 saflıkta gönderilen CO₂ olarak gösterilebilir.



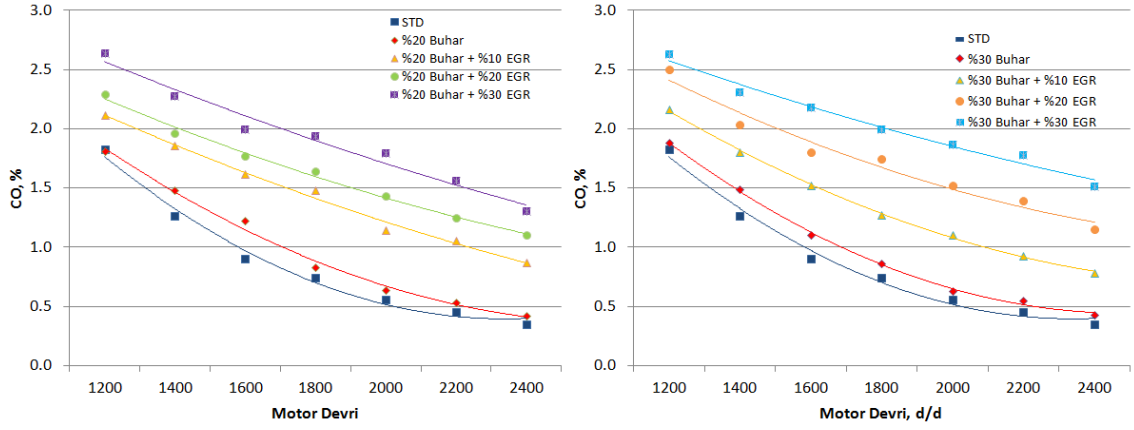
Şekil 5. 17 Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı HC emisyonu değerleri

5.2.5 CO Emisyonları Üzerine Etkiler



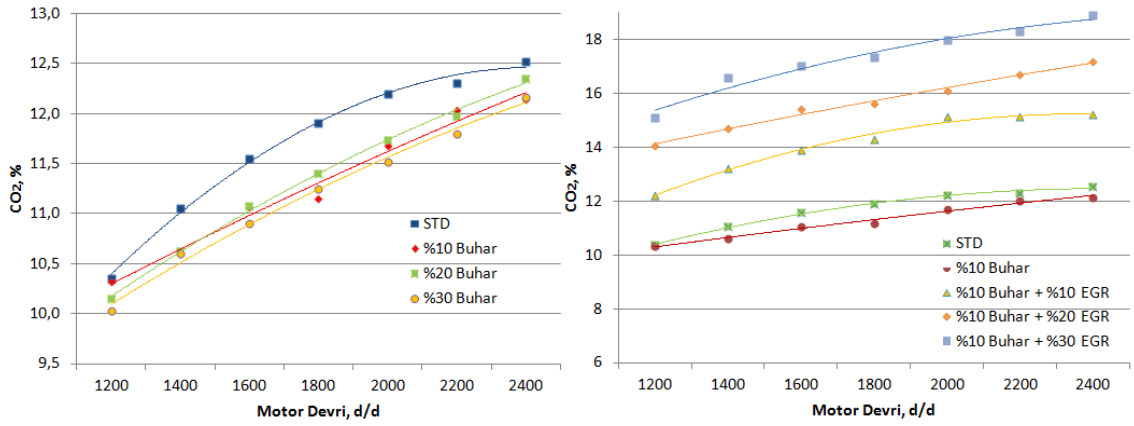
Şekil 5. 18 Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı CO emisyonu değerleri

Tam yük şartlarında CO emisyonlarındaki değişimler Şekil 5.18 ve Şekil 5.19' da gösterilmiştir. Tüm motor devirlerinde ve buhar + EGR oranlarında CO emisyonlarında standart motor değerlerine göre az miktarda artış gözlenmiştir. Maksimum CO emisyonun 1200 d/d' da %20 buhar+%30 EGR uygulamasında 2,6% olarak saptanmıştır. Standart uygulamada ise maksimum CO emisyonu 1200 d/d' da 1,8% olarak ölçülmüştür. CO değerindeki artmanın nedeni HC emisyonlarında görüldüğü gibi emme manifolduna %99 saflıkta gönderilen CO₂ olarak gösterilebilir.



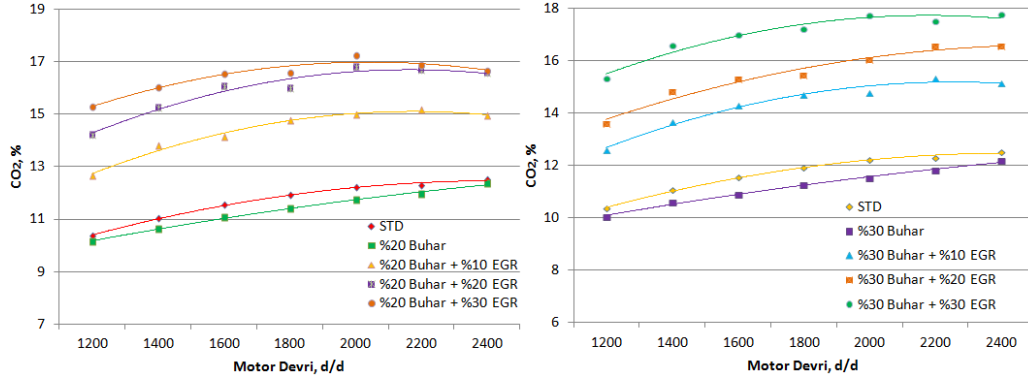
Şekil 5. 19 Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı CO emisyonu değerleri

5.2.6 CO₂ Emisyonları Üzerine Etkiler



Şekil 5. 20 Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı CO₂ emisyonu değerleri

Tam yük şartlarında CO₂ emisyonlarındaki değişimler Şekil 5.20 ve Şekil 5.21' de gösterilmiştir. Tüm motor devirlerinde ve buhar + EGR oranlarında CO₂ emisyonlarında standart motor değerlerine göre az miktarda artış, sadece buhar püskürtme durumunda ise azalma gözlenmiştir. Maksimum CO₂ emisyonun 2400 d/d' da %10 buhar+%30 EGR uygulamasında 18,9% olarak saptanmıştır. Standart uygulamada ise maksimum CO₂ emisyonu 2400 d/d' da 12,5% olarak ölçülmüştür. 2400 d/d' daki minimum CO₂ emisyonu %30 buhar püskürtüldüğünde 10% olarak ölçülmüştür. Emisyon cihazının belirsizlik değerinin ölçüm değerinin %5 olduğu düşünülürse bu değerlerin bir anlam ifade etmediği anlaşılabacaktır. Yani CO₂ emisyonlarında kayda değer bir değişim gözlenmemiştir denilebilir. CO₂ değerindeki artmanın nedeni olarak emme manifolduna %99 saflıkta gönderilen CO₂ olarak gösterilebilir.

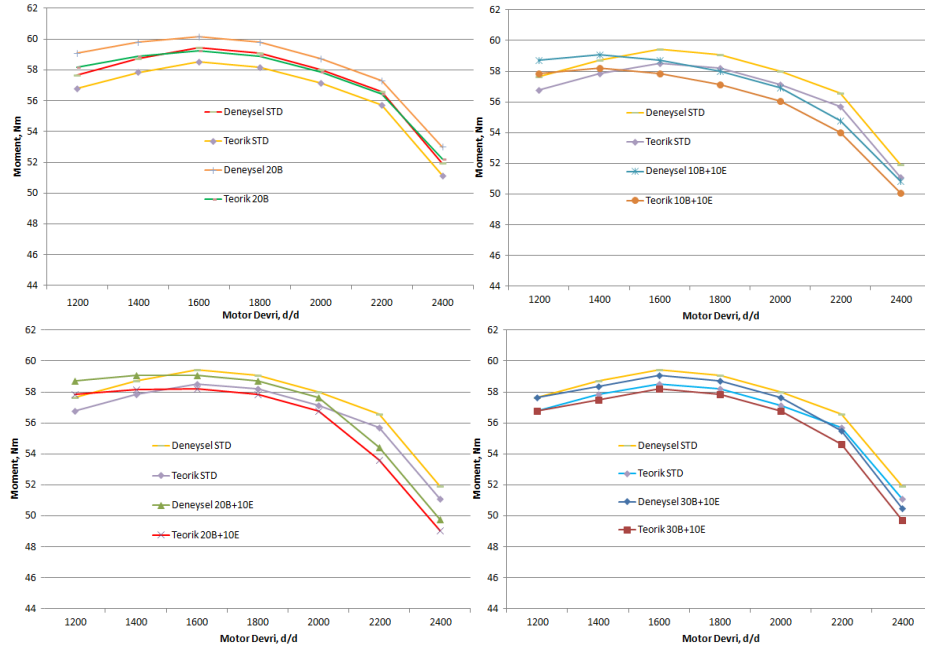


Şekil 5. 21 Buhar ve EGR oranları ve motor devrine bağlı CO₂ emisyonu değerleri

5.3 DeneySEL Verilerin Teorik Model İle Karşılaştırılması

Bu çalışmada, su buharı ve EGR uygulamasının performans ve emisyon değerlerine etkilerini araştırmak amacıyla sıfır-boyutlu tek bölgeci yanma modeli kullanılmıştır. DeneySEL verilerle tespit edilen %10 EGR oranı için %10, %20 ve %30 buhar oranları için bulunan deneySEL veriler geliştirilen teorik modelle karşılaştırılmıştır. Teorik modelde dolgu karışımı her zaman homojen alınmıştır, termodinamik özellikler, gaz kaçağı ve artık gaz kesri sabit bir orandadır, hava ve yakıt ideal karışım halindedir.

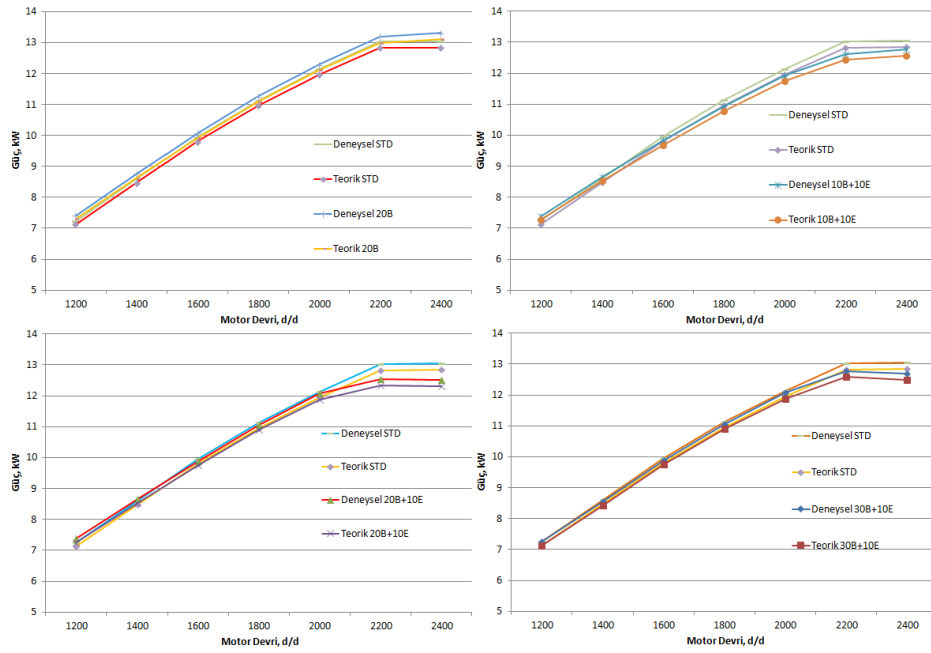
5.3.1 Döndürme Momenti



Şekil 5. 22 Döndürme momenti değerlerinin teorik ve deneySEL olarak karşılaştırılması

Tam yük şartlarında döndürme momentinin teorik ve deneysel karşılaştırılması Şekil 5.22' de gösterilmiştir. Geliştirilen teorik modelin %1,5 hatayla gerçek değerlere yakın değerler verdiği gözlemlenmiştir.

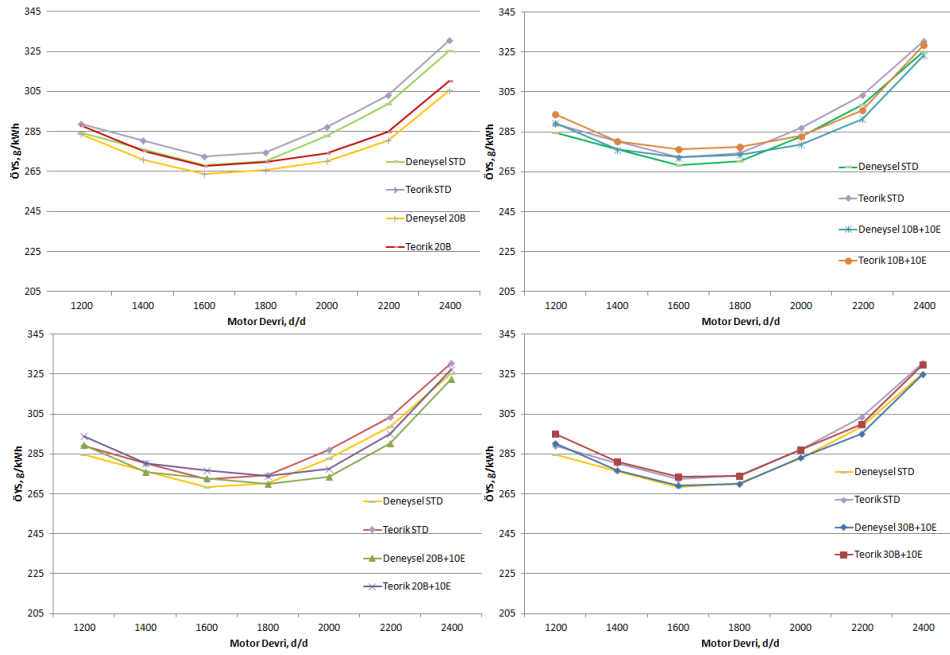
5.3.2 Efektif Güç



Şekil 5. 23 Efektif güç değerlerinin teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması

Tam yük şartlarında efektif gücün teorik ve deneysel karşılaştırılması Şekil 5.23' te gösterilmiştir. Geliştirilen teorik modelin %1,5 hatayla gerçek değerlere yakın değerler verdiği gözlemlenmiştir.

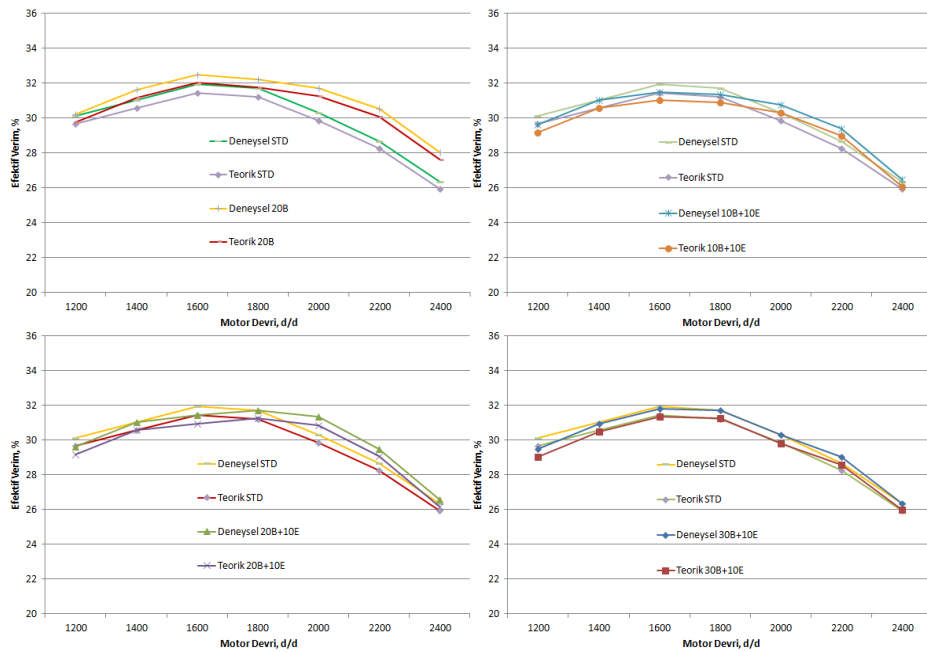
5.3.3 Özgöl Yakıt Sarfiyatı



Şekil 5. 24 ÖYS değerlerinin teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması

Tam yük şartlarında ÖYS değerlerinin teorik ve deneysel karşılaştırılması Şekil 5.24' te gösterilmiştir. Geliştirilen teorik modelin %1,5 hatayla gerçek değerlere yakın değerler verdiği gözlemlenmiştir.

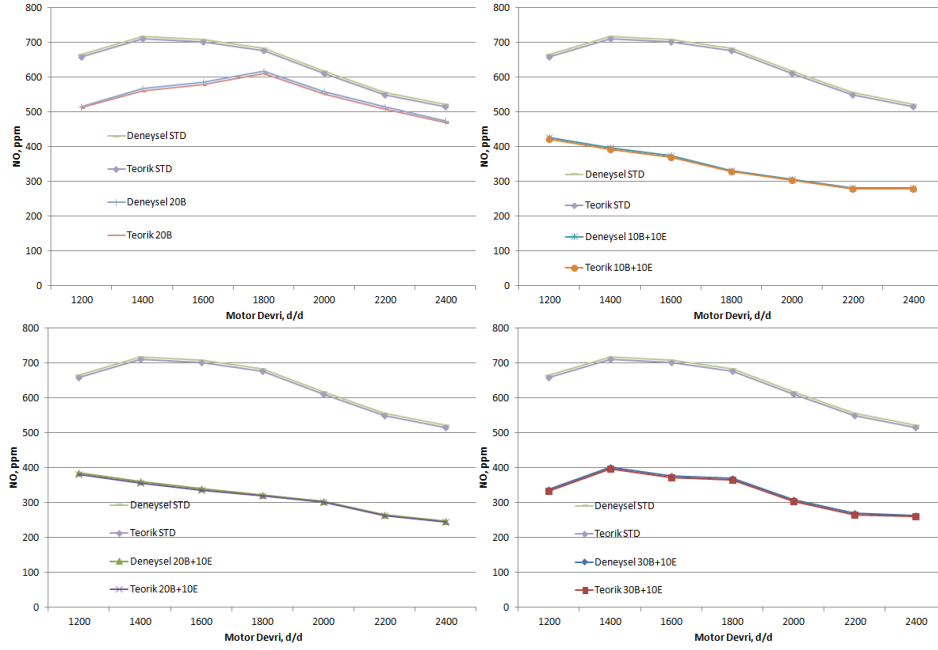
5.3.4 Efektif Verim



Şekil 5. 25 Efektif verim değerlerinin teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması

Tam yük şartlarında efektif verimin teorik ve deneysel karşılaştırılması Şekil 5.25' te gösterilmiştir. Geliştirilen teorik modelin %1,5 hatayla gerçek değerlere yakın değerler verdiği gözlemlenmiştir.

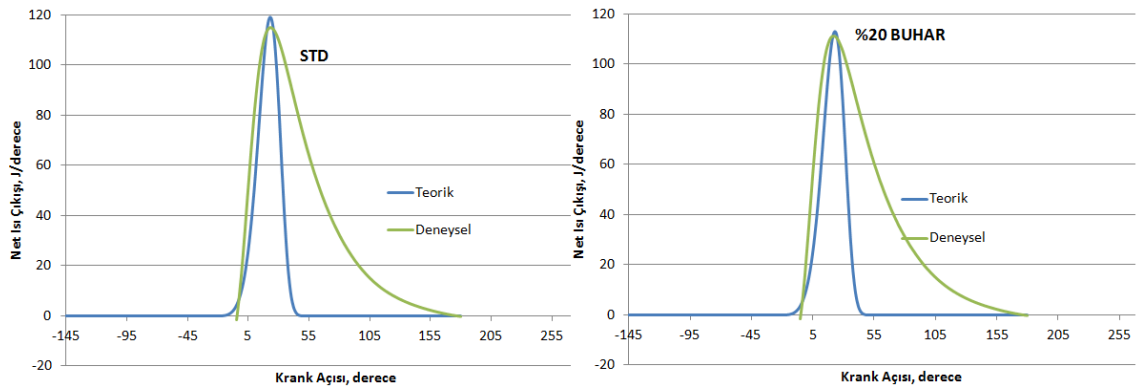
5.3.5 NO Emisyonu

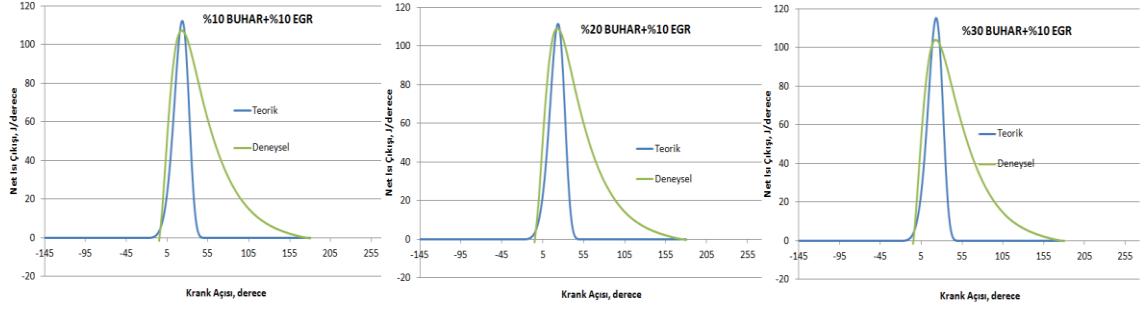


Şekil 5. 26 NO emisyonunun teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması

Tam yük şartlarında NO emisyonlarının teorik ve deneysel karşılaştırılması Şekil 5.26' da gösterilmiştir. Geliştirilen teorik modelin %1 hatayla gerçek değerlere yakın değerler verdiği gözlemlenmiştir.

5.3.6 Net Isı Çıkışı

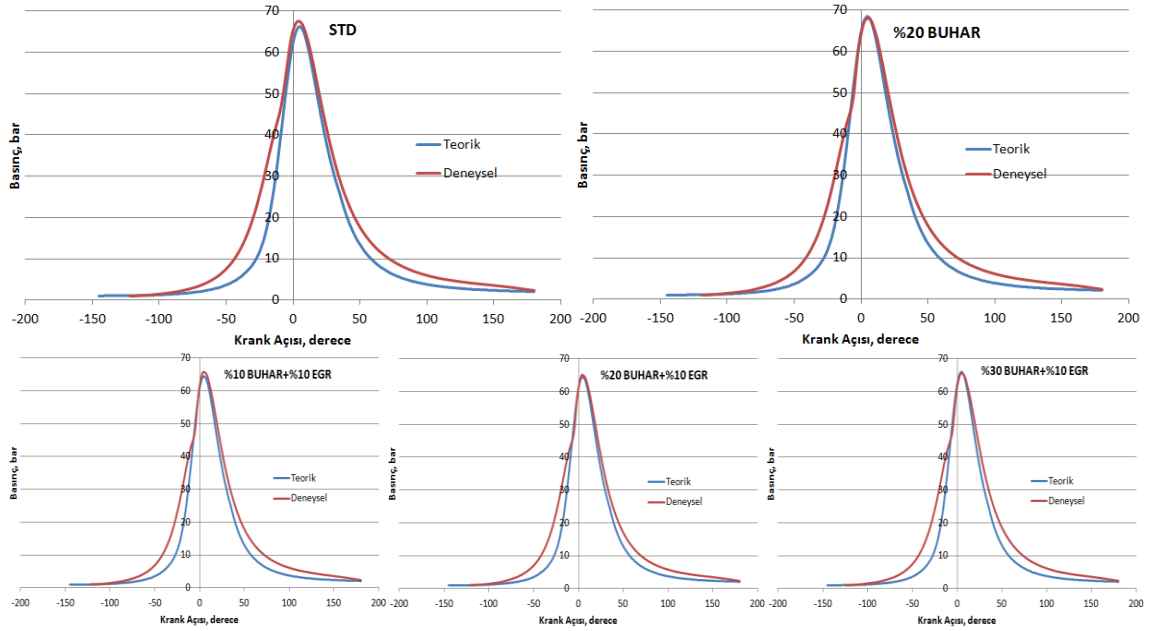




Şekil 5. 27 Net ısı çıkışı değerlerinin teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması

Tam yük şartlarında 1600 ve 2200 d/d’ da net ısı çıkışının teorik ve deneysel karşılaştırılması Şekil 5.27’ de gösterilmiştir. Teorik modeldeki net ısı çıkışıyla, gerçek verilerden elde edilen ısı çıkışları arasında özellikle genişleme periyodunda önemli farklılıkların olduğu görülmektedir. Bu farklılıkların en önemli sebebi, modelde gaz kaçağı, artık gaz kesri ve özgül ısılar oranının sabit oranda ve hava-yakıt ideal karışım halinde olmasıdır. Bu etkinin genişleme periyodunda daha yüksek olmasının sebebi genişleme periyodunda sıcaklık değişiminin sıkıştırmaya göre daha fazla olmasıdır. Çok bölgesi yanma modeline göre değerlendirildiğinde bu farklılık ortadan kalkacaktır.

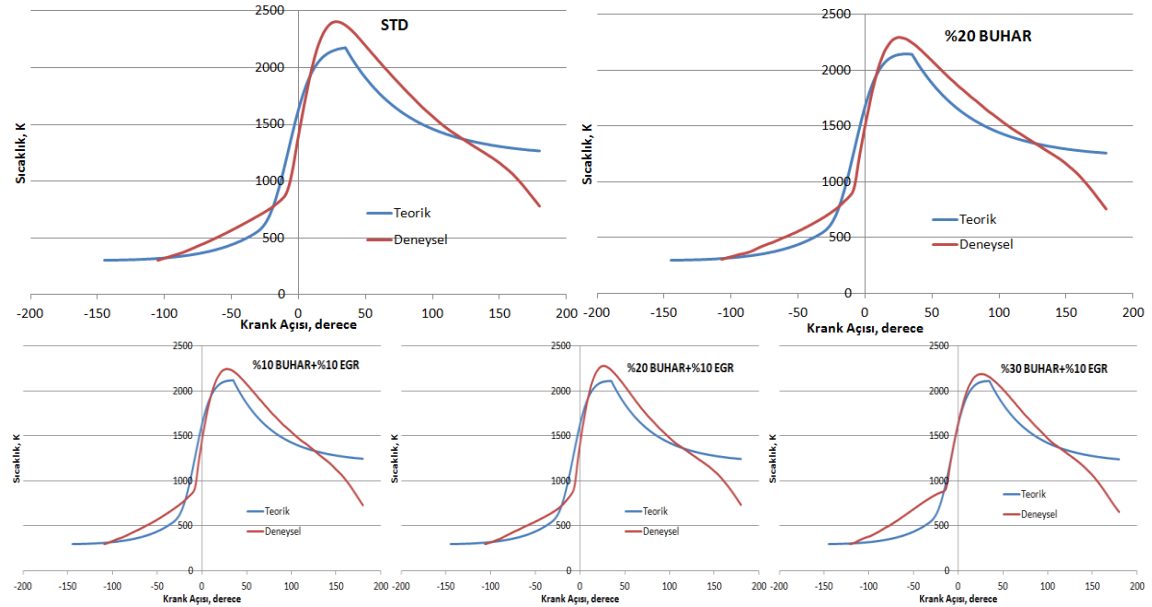
5.3.7 Silindir İçi Basınç



Şekil 5. 28 Silindir içi basınç değerlerinin teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması

Tam yük şartlarında silindir içi basınçların teorik ve deneysel karşılaştırılması Şekil 5.28’ da gösterilmiştir. Geliştirilen teorik modelin gerçek değerlere yakın değerler verdiği gözlemlenmiştir.

5.3.8 Silindir İçi Sıcaklık



Şekil 5. 29 Silindir içi sıcaklık değerlerinin teorik ve deneysel olarak karşılaştırılması

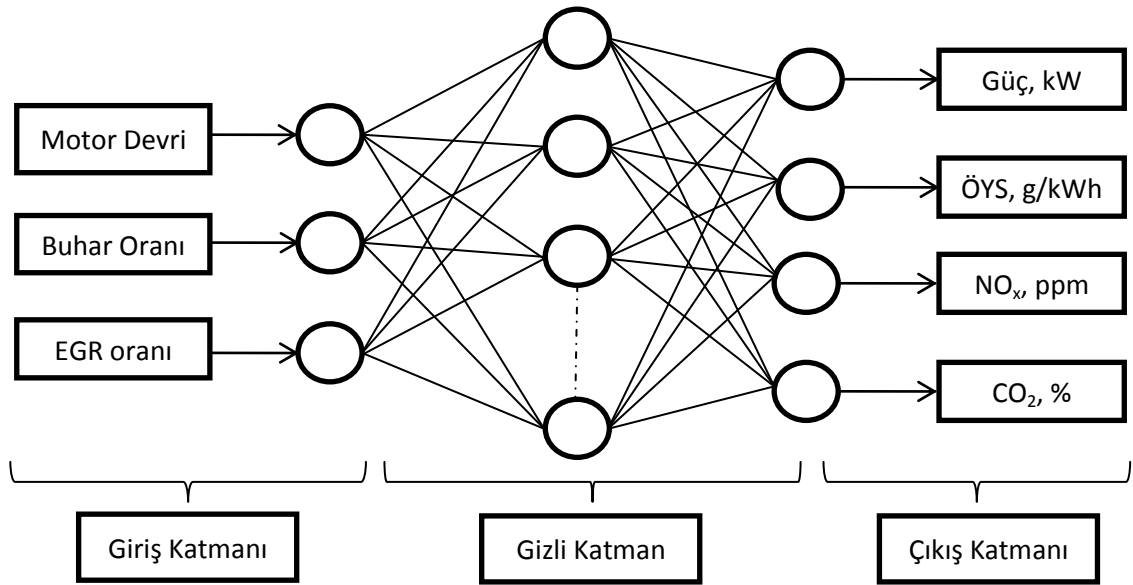
Tam yük şartlarında 1600 ve 2200 d/d’ da silindir içi sıcaklığın teorik ve deneysel karşılaştırılması Şekil 5.29’ da gösterilmiştir. Teorik modeldeki silindir içi basınçla, gerçek verilerden elde edilen basınçlar arasında, özellikle genişleme periyodunda önemli farklılıkların olduğu görülmektedir. Bu farklılıkların en önemli sebebi, modelde gaz kaçağı, artık gaz kesri ve özgül ısılar oranının sabit oranda ve hava-yakıt ideal karışım halinde olmasıdır. Bu etkinin genişleme periyodunda daha yüksek olmasının sebebi genişleme periyodunda sıcaklık değişiminin sıkıştırmaya göre daha fazla olmasıdır. Çok bölgeli yanma modeline göre değerlendirildiğinde bu farklılık ortadan kalkacaktır.

5.4 Yapay Sinir Ağı ile Tahminler

YSA; içten yanmalı motorlarda performans, emisyon ve egzoz sıcaklıklarını deneysel sonuçlarla karşılaştırmada kullanılabilen alternatif bir metottur. İnsan beyninden esinlenerek yapılan nöronlar giriş değerlerini kullanarak çıkış değerlerini elde etmede

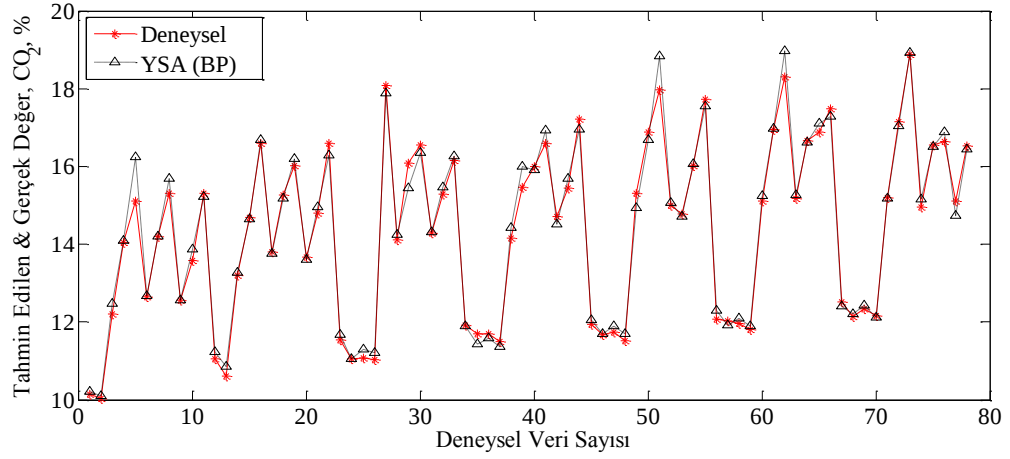
kullanılırlar. Nöronlar hata toleransı olan ve doğrusal olmayan problemlere çözüm sunan örneklerden öğrenme kabiliyetine sahiptirler ve eğitilen veriler tahmin yapabilir ve yüksek hızlarda sonuçlar çıkarabilirler [118]. YSA tekrar öğrenme kabiliyetine sahiptir ve eğer yeni veriler mevcutsa sistemin performansını geliştirirler. Ayrıca, YSA birçok giriş değişkenine karşı birçok çıkış değişkenini tahmin etmeye yarar [78]. YSA uygulamaları giriş-çıkış parametreleri arasındaki karmaşık yapıyı tanımlayabilen etkili bir model araçtır [79].

Bu tez çalışmasında, su buharı ve EGR uygulaması ile elde edilen NO_x, CO₂, güç ve özgül yakıt sarfiyatı (ÖYS) değerlerini tahmin etmek için YSA yapısı geliştirilmiştir. YSA öğrenme kısmında deneysel olarak elde edilen veriler kullanılmıştır. Motor devri, EGR ve su buharı yüzdeleri giriş katmanında, NO_x, CO₂, güç ve ÖYS çıkış katmanında kullanılmıştır. Kullanılan YSA yapısında (Geriye yayımlı ağ (BP)) tek gizli katman kullanılmıştır. Gizli katmanda 10 adet nöron kullanılmıştır. Çıkış katmanında purelin fonksiyonu, gizli katmanda ise tanjant sigmoid fonksiyonu kullanılmıştır. Şekil 5.30' da çalışmada kullanılan YSA yapısı şematize olarak gösterilmiştir.



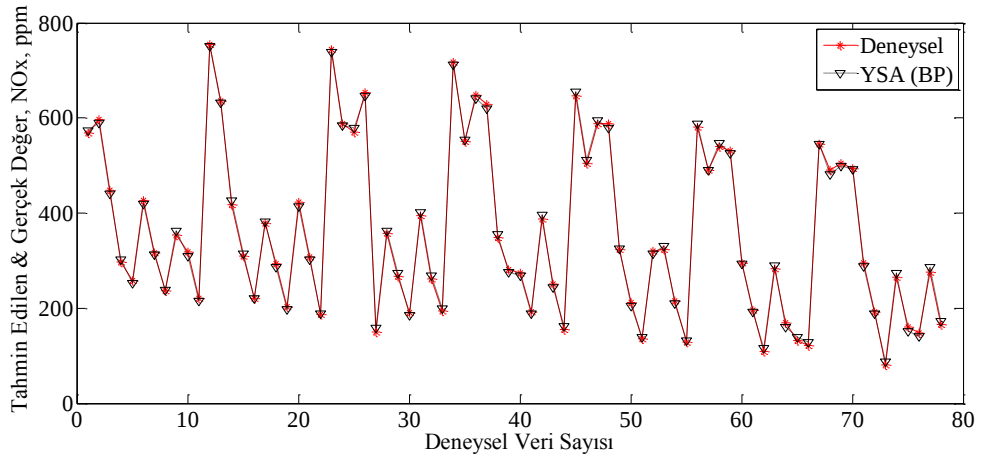
Şekil 5. 30 YSA geriye yayımlı ağ yapısı

Çalışmada kullanılan geri yayımlı ağ tek gizli katmanlı yapıdır. Çıkış katmanında “purelin” transfer fonksiyonu, gizli katmanda ise “tansig” transfer fonksiyonu kullanılmıştır.

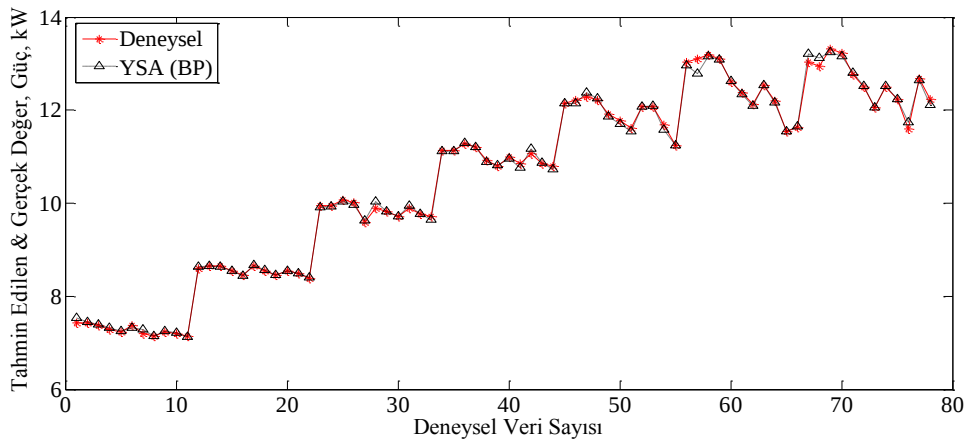


Şekil 5. 31 Tahmin edilen ve ölçülen değerlerin karşılaştırılması (CO₂)

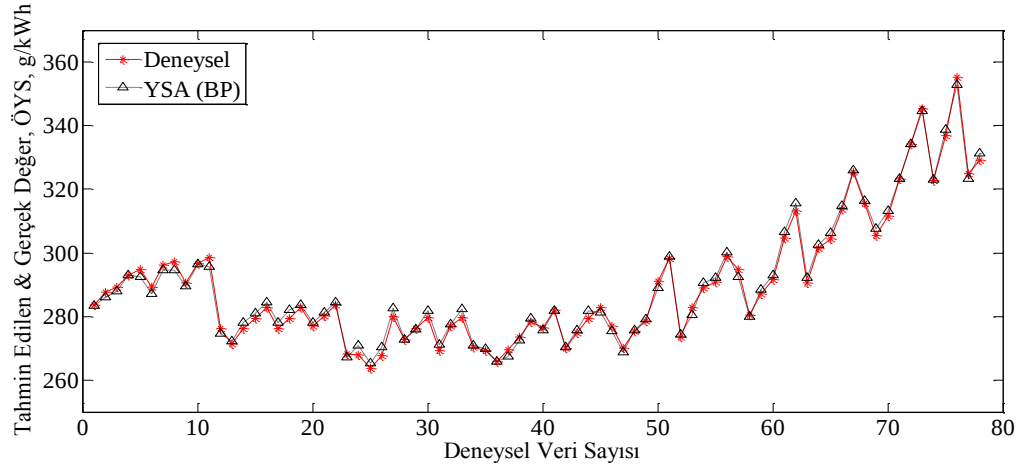
Tahmin edilen ve deneysel olarak tespit edilen veriler şekil 5.19, 5.20, 5.21, 5.22' de verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü üzere deneysel olarak bulunan değerler ve tahmin edilen değerler birbirlerine oldukça yakındır. NO_x, CO₂, güç ve ÖYS tahmininin modellenen YSA ile doğru bir şekilde yapılabileceği aşikârdır.



Şekil 5. 32 Tahmin edilen ve ölçülen değerlerin karşılaştırılması (NO_x)



Şekil 5. 33 Tahmin edilen ve ölçülen değerlerin karşılaştırılması (Güç)



Şekil 5. 34 Tahmin edilen ve ölçülen değerlerin karşılaştırılması (ÖYS)

YSA ile tahmin edilen değerler için bölüm 4.5’ te formülleri verilen RMSE (ortalama karesel hataların karekökü) ve MAPE (ortalama mutlak yüzde hata) değerleri hesaplanmıştır. Tahmin edilen ve gerçek değerler arasındaki hatalar çizelge 4.3’ te gösterilmiştir.

Çizelge 5. 4 Tahmin edilen ve gerçek değerler için MAPE ve RMSE hata değerleri

	NO _x (87,2-751,9 ppm)	CO ₂ (10,1-18,9 %)	ÖYS (265,2-352,8 g/kWh)	Güç (7,1-13,2 kW)
RMSE	6,26	0,26	1,57	0,07
MAPE	0,0214	0,0120	0,0047	0,0040

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, tam yük şartlarında çalışan tek silindirli tabi emişli bir dizel motoruna farklı oranlarda buhar ve EGR uygulamasının performans ve egzoz emisyonlarına etkileri teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Optimum çalışma şartları Taguchi metodu kullanılarak belirlenmiştir. Deneysel çalışmalarda üç farklı buhar oranı (%10, %20 ve %30) ve üç farklı EGR oranı (%10, %20, %30) performans ve emisyonlar standart değere göre karşılaştırılmıştır. Teorik çalışmada, Ferguson [56]'un tek bölgeli yanma modeli farklı buhar ve EGR oranlarına göre modellenmiştir. Ayrıca elde edilen deneysel sonuçlar yapay sinir ağlarında eğitilmiş ve elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Taguchi metodu ile emisyonlar ve ÖYS, efektif güç ve moment birlikte değerlendirildiğinde en düşük ÖYS' nin %20 buhar oranı ve %0 EGR şartlarında gerçekleştiği, güç ve momentin EGR oranlarından fazla etkilenmediği görülmektedir. Ancak NO_x emisyonları açısından değerlendirme yapıldığında EGR oranı arttıkça NO_x emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı görülmektedir. ÖYS ve NO_x emisyonları birlikte değerlendirildiğinde EGR oranı artışının her iki parametre için etkilerinin ters yönde gerçekleştiği görülmektedir. Diğer bir ifadeyle, EGR oranı arttıkça NO_x emisyonu azalırken ÖYS artmaktadır.

Efektif güç ve moment üzerinde EGR artışının etkisinin sınırlı olduğu dikkate alındığında ve özgül yakıt sarfiyatında da bir miktar iyileşmeyle, NO_x emisyonlarını Parlak vd. [47]' nin tam yük şartlarında %20 buhar oranı ile ulaştıkları maksimum %33 azalma değerini %50 seviyelerine indirdiği görülmüştür.

Deneyisel çalışmalar incelendiğinde, buhar püskürtme durumunda efektif güç ve moment değerlerinde artış gözlemlenmektedir. Efektif güç ve momentteki bu artış için iki neden söylenebilir. Nedenlerden birisi silindire 133,5 °C sıcaklığında giren buhar ile silindire ilave ısı girişinin olması, diğeri ise mikro patlamalara bağlı olarak yanma verimindeki iyileşme olduğu söylenebilir. Efektif güç ve moment için EGR oranları karşılaştırıldığında optimum EGR oranı %10 olarak tespit edilmiştir. ÖYS değerlerinde %20 buhar oranında maksimum azalma meydana gelmiştir ancak 1800 d/d' dan sonraki devirlerde %10 EGR oranlarında standart değere göre azalmalar meydana gelmiştir.

NOx emisyonlarında tam yük şartlarında tüm devirlerde azalma meydana gelmiştir. Burada NOx emisyonlarının düşmesi iki nedene bağlanabilir. İlk neden olarak; su buharının ısı kapasitesinin yüksek olması ve sonucunda yanma ürünleri karışımının standart duruma göre özgül ısılarına bağlı olarak ısı kapasitesinin artması sonucunda silindir içi maksimum yanma sıcaklığının düşmesi [59]; ikinci neden ise motora emme manifolduna gönderilen CO₂ olarak gösterilebilir. Sonuç olarak, yanma sonu maksimum sıcaklık düşmekte ve NOx emisyonu azalmaktadır. HC, CO ve CO₂ emisyonlarında bir miktar artma meydana gelmiştir. Ancak, emisyon cihazının belirsizlik değerleri dikkate alındığında artma ve azalmaların belirsizlik limitleri içerisinde kaldığı görülmüştür. Emisyonlardaki artışın nedenlerinden birisi de harici bir kaynaktan gönderilen ilave CO₂ ' dir. Bunun yanma verimini olumsuz etkilediği anlaşılmaktadır. Dolayısıyla motorun egzoz hattından alınacak gazın soğutularak emme manifolduna gönderilmesi durumunda ölçülen değerlerden daha düşük CO₂, CO ve HC emisyonlarının elde edileceği aşikârdır.

Emisyon ve performans değerleri birlikte değerlendirildiğinde moment ve güçte 1800 d/d' ya kadar %1,8' e varan oranda artma meydana gelirken 1600 d/d' dan itibaren %4' e varan oranda iyileşmelerin olduğu görülmüştür. ÖYS' de ise 1800 d/d' dan itibaren %3' e varan oranlarda iyileşme tespit edilmiştir. Yüksek devirlerdeki moment ve güçte meydana gelen küçük değişimler, NOx emisyonlarında %50' ye varan oranlardaki düşme dikkate alındığında ihmal edilebilir. Dolayısıyla, performans ve NOx emisyonu birlikte değerlendirildiğinde optimum buhar-EGR oranının %20 buhar+%10 EGR olduğu görülmektedir.

Teorik ve deneysel çalışmalar karşılaştırıldığında; döndürme momenti, efektif güç, YS ve efektif verim değerleri %1,5 ve NO değerleri de %1 hatayla gerçek değerlere yakın değerler verdiği gözlemlenmiştir. Ayrıca silindir içi basınç için de geliştirilen teorik modelin gerçek değerlere yakın değerler verdiği gözlemlenmiştir.

Teorik modeldeki net ısı çıkışı ve silindir içi sıcaklık değerleri için, deneysel olarak elde edilen değerler arasında özellikle genişleme periyodunda önemli farklılıkların olduğu görülmektedir. Bu farklılıkların en önemli sebebi, modelde gaz kaçağı, artık gaz kesri ve özgül ısılar oranının sabit oranda ve hava-yakıt ideal karışım halinde olmasıdır. Bu etkinin genişleme periyodunda daha yüksek olmasının sebebi genişleme periyodunda sıcaklık değişiminin sıkıştırmaya göre daha fazla olmasıdır. Teorik model, çok bölgeli yanma modeline göre değerlendirildiğinde bu farklılığın azalacağı söylenebilir.

Oluşturulan YSA yapısı ile tahmin edilen değerler ve deneysel olarak bulunan değerler birbirlerine oldukça yakındır. NO_x, CO₂, g ve YS tahmininin modellenen YSA ile doğru bir şekilde yapılabileceği görülmüştür. YSA ile tahmin edilen değerler için RMSE (ortalama karesel hataların karekökü) ve MAPE (ortalama mutlak yüzde hata) değerleri hesaplanmıştır ve hataların sınır değerleri içinde olduğu saptanmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] İlkışık, M.F., (2012). Marpol Birleştirilmiş 2011 Baskısı, Baskı Mas Matbaacılık A.Ş., İstanbul.
- [2] Angrill, O., Geitlinger, H., Streibel, T., Suntz, R. ve Bockhorn, H., (2000). "Influence of Exhaust Gas Recirculation on Soot Formation in Diffusion Flames", Proceedings of the combustion Institute, 28:2643-2649.
- [3] Abd-Alla, G.H., Soliman, H.A., Badr, O.A. ve Abd-Rabbo, M.F., (2001). "Effects of Diluent Admissions and Intake Air Temperature in Exhaust Gas Recirculation on the Emissions of an Indirect Injection Dual Fuel Engine", Energy Conversion and Management, 42:1033-1045.
- [4] Haşımoğlu, C., İçindür, Y. ve Öğüt, H., (2002). "Dizel Motorlarda Egzoz Gazları Resirkülasyonunun (EGR) Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Deneyisel Analizi", Turk. J. Eng. Env. Sci., 26:127-135.
- [5] Abd-Alla, G.H., (2002). "Using Exhaust Gas Recirculation in Internal Combustion Engines: a review", Energy Conversion and Management, 43:1027-1042.
- [6] Chen, R. ve Milovanovic, N., (2002). "A Computational Study into the Effect of Exhaust Gas Recycling on Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion in Internal Combustion Engines Fuelled with Methane", International Journal of Thermal Sciences, 41:805-813.
- [7] Heffel, J.W., (2003). "NO_x Emission Reduction in a Hydrogen fuelled Internal Combustion Engine at 1500 rpm using Exhaust Gas Recirculation", International Journal of Hydrogen Energy, 28:901-908.
- [8] Heffel, J.W., (2003). "NO_x Emission Reduction in a Hydrogen fuelled Internal Combustion Engine at 3000 rpm using Exhaust Gas Recirculation", International Journal of Hydrogen Energy, 28:1285-1292.
- [9] Selim, M.Y.E., (2003). "Effect of Exhaust Gas Recirculation on Some Combustion Characteristics of Dual Fuel Engine", Energy Conversion and Management, 44:707-721.
- [10] Zheng, M., Reader, G.T. ve Hawley, J.G., (2004). "Diesel Engine Exhaust Gas Recirculation-a review on advanced and novel concept", Energy Conversion and Management, 45:883-900.

- [11] Lü, X., Chen, W. ve Huang, Z., (2005). "A Fundamental Study on the Control of the HCCI Combustion and Emissions by Fuel Design Concept Combined with Controllable EGR. Part 2. Effect of Operating Conditions and EGR on HCCI Combustion", *Fuel*, 84:1084-1092.
- [12] Shi, L., Cui, Y., Deng, K., Peng, H. ve Chen, Y., (2006). "Study of Low Emission Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine Using Combined Internal and External Exhaust Gas Recirculation (EGR)", *Energy*, 31:2665-2676.
- [13] Kim, D.S. ve Lee, C.S., (2006). "Improved Emission Characteristics of HCCI Engine by Various Premixed fuels and Cooled EGR", *Fuel*, 85:695-704.
- [14] Tsolakis, A., Megaritis, A., Wyszynski, M.L. ve Theinnoi, K., (2007). "Engine Performance and Emissions of a Diesel Engine Operating on Diesel-RME (Rapeseed Methyl Ester) blends with EGR (Exhaust Gas Recirculation)", *Energy*, 32:2072-2080.
- [15] Aldajah, S., Ajayi, O.O., Fenske, G.R. ve Goldblatt, I.L., (2007). "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) Contamination of Diesel Engine Oil on Wear", *Wear*, 263:93-98.
- [16] Pirouzpanah, V., Saray, K.R., Sohrabi, A. ve Niaei, A., (2007). "Comparison of Thermal and Radical Effects of EGR Gases on Combustion Process in Dual Fuel Engines at Part Loads", *Energy Conversion and Management*, 48:1909-1918.
- [17] Peng, H., Cui, Y., Shi, L. ve Deng, K., (2008). "Effects of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Combustion and Emissions During Cold Start of Direct Injection (DI) Diesel Engine", *Energy*, 33:471-479.
- [18] Al-Qurashi, K. ve Boehman, A.L., (2008). "Impact of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on the Oxidative Reactivity of Diesel Engine Soot", *Combustion and Flame*, 155:675-695.
- [19] Saravanan, N., Nagarajan, G., Kalaiselvan, K.M. ve Dhanasekaran, C., (2008). "An Experimental Investigation on Hydrogen as a Dual Fuel for Diesel Engine System with Exhaust Gas Recirculation Technique", *Renewable Energy*, 33: 422-427.
- [20] Maiboom, A., Tauzia, X. ve Hetet, J-F., (2008). "Experimental Study of Various Effects of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Combustion and Emissions of an Automotive Direct Injection Diesel Engine", *Energy*, 33:22-34.
- [21] Hountalas, D.T., Mavropoulos, G.C. ve Binder, K.B., (2008). "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) temperature for Various EGR Rates on Heavy Duty DI Diesel Engine Performance and Emissions", *Energy*, 33:272-283.
- [22] Saleh, H.E., (2009). "Experimental Study on Diesel Engine Nitrogen Oxide Reduction Running with Jojoba Methyl Ester by Exhaust Gas Recirculation", *Fuel*, 88:1357-1364.
- [23] Maiboom, A., Tauzia, X. ve Hetet, J.F., (2009). "Influence of EGR Unequal Distribution from Cylinder to Cylinder on NOx-PM Trade-off of a HSDI automotive Diesel Engine", *Applied Thermal Engineering*, 29:2043-2050.

- [24] Verhelst, S., Maesschalck, P., Rombaut, N. ve Sierens, R., (2009). "Increasing the Power Output of Hydrogen Internal Combustion Engines by means of Supercharging and Exhaust Gas Recirculation", *International Journal of Hydrogen Energy*, 34:4406-4412.
- [25] Saleh, H.E., (2009). "Effect of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Nitrogen Oxide Reduction Operating with Jojoba Methyl Ester", *Renewable Energy*, 34:2178-2186.
- [26] Nathan, S.S., Mallikarjuna, J.M. ve Ramesh, A., (2010). "Effects of Charge Temperature and Exhaust Gas Re-Circulation on Combustion and Emission Characteristics of an Acetylene Fuelled HCCI Engine", *Fuel*, 89:515-521.
- [27] Ghazikhani, M., Feyz, M.E. ve Joharchi, A., (2010). "Experimental Investigation of the Exhaust Gas Recirculation Effects on Irreversibility and Brake Specific Fuel Consumption of Indirect Injection Diesel Engines", *Applied Thermal Engineering*, 30:1711-1718.
- [28] Mani, M., Nagarajan, G. ve Sampath, S., (2010). "An Experimental Investigation on a DI Diesel Engine Using Waste Plastic Oil with Exhaust Gas Recirculation", *Fuel*, 89:1826-1832.
- [29] SingYadav, V., Soni, S.L. ve Sharma, D., (2012). "Performance and Emission Studies of Direct Injection CI Engine in Dual Fuel Mode (hydrogen-diesel) with EGR", *International Journal of Hydrogen Energy*, 37:3807-3817.
- [30] Kiplimo, R., Tomita, E., Kawahara, N. ve Yokobe, S., (2012). "Effects of Spray Impingement, Injection Parameters, and EGR on the Combustion and Emission Characteristics of a PCCI Diesel Engine", *Applied Thermal Engineering*, 37:165-175.
- [31] Christensen, M. ve Johansson, B., (1999). "Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection", *SAE Technical Paper*, 1999-01-0182.
- [32] Samec, N., Dibble, R.W., Chen, J.Y. ve Pagon, A., (2000). "Reduction of NO_x and Soot Emission by Water Injection During Combustion in a Diesel Engine", *FISITA World Automotive Congress*, June 12-15, Seoul, S. Korea.
- [33] Bedford, F., Rutland, C., Dittrich, P., Raab, A. ve Wirbelit, F., (2000). "Effects of Direct Water Injection on DI Diesel Engine Combustion", *SAE*, 2000-01-2938.
- [34] Park, J.W., Huh, K.Y. ve Lee, J.H., (2001). "Reduction of NO_x, Smoke and Brake Specific Fuel Consumption with Optimal Injection Timing and Emulsion Ratio of Water-Emulsified Diesel", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 215:83-93.
- [35] Selim, M.Y.E. ve Elfeky, S.M.S., (2001). "Effects of Diesel/Water Emulsion on Heat Flow and Thermal Loading in a Precombustion Chamber Diesel Engine", *Applied Thermal Engineering*, 21:1565-1582.
- [36] Ocampo-Barrera, R., Villasenor, R. ve Diego-Marin, A., (2001). "An Experimental Study of the Effect of Water Content on Combustion of Heavy Fuel Oil/Water Emulsion Droplets", *Combustion and Flame*, 126:1845-1855.

- [37] Samec, N., Breda, K. ve Dibble, R.W., (2002). "Numerical and Experimental Study of Water/Oil Emulsified Fuel Combustion in a Diesel Engine", *Fuel*, 81:2035-2044.
- [38] Abu-Zaid, M., (2004). "Performance of Single Cylinder, Direct Injection Diesel Engine Using Water Fuel Emulsion", *Energy Conversion and Management*, 45:697-705.
- [39] Lin, C.Y. ve Wang, K.H., (2004). "Diesel Engine Performance and Emission Characteristics Using Three-Phase Emulsions as Fuel", *Fuel*, 83:537-545.
- [40] Armas, O., Ballesteros, R., Martos, F.J. ve Agudelo, J.R, (2005). "Characterization of Light Duty Diesel Engine Pollutant Emissions Using Water-Emulsified Fuel", *Fuel*, 84:1011-1018.
- [41] Lif, A. ve Holmberg, K., (2006). "Water-in-diesel Emulsions and Related Systems", *Advances in Colloid and Interface Science*, 123-126:231-239.
- [42] Tauzia, X., Maiboom, A. ve Shah, S.R., (2010). "Experimental Study of Inlet Manifold Water Injection on Combustion and Emissions of an Automotive Direct Injection Diesel Engine", *Energy*, 35:3628-3639.
- [43] Alahmer, A., Yamin, J., Sakhrieh, A. ve Hamdan, M.A., (2010). "Engine Performance using Emulsified Diesel Fuel", *Energy Conversion and Management*, 51:1708-1713.
- [44] Watanabe, H., Suzuki, Y., Harada, T., Matsushita, Y., Aoki, H. ve Miura, T., (2010). "An Experimental Investigation of the Breakup Characteristics of Secondary Atomization of Emulsified Fuel Droplet", *Energy*, 35:806-813.
- [45] Suzuki, Y., Harada, T., Watanabe, H., Shoji, M., Matsushita, Y., Aoki, H. ve Miura, T., (2011). "Visualization of Aggregation Process of Dispersed Water Droplets and the Effects of Aggregation on Secondary Atomization of Emulsified Fuel Droplets", *Proceedings of the Combustion Institute*, 33:2063-2070.
- [46] Karabektas, M., Ergen, G. ve Hosoz, M., (2011). "Effects of the Blends Containing Low Ratios of Alternative Fuels on the Performance and Emission Characteristics of a Diesel Engine", *Fuel*, doi:10.1016/j.fuel.2011.04.036.
- [47] Parlak, A., Ayhan, V., Üst, Y., Şahin, B., Cesur, İ. ve Boru, B., (2010). "NO_x Emsiyonlarının Azaltılmasında Yeni Bir Yöntem: Elektronik Kontrollü Su Buharı Enjeksiyonu", *The 1st Global Conference on Innovation in Marine Technology and the Future of Maritime Transportation*, 24-26 November 2010, İstanbul.
- [48] Parlak, A., Ayhan, V., Cesur, İ. ve Boru, B., (2011). "Endirekt Enjeksiyonlu Bir Dizel Motoruna Buhar Enjeksiyonunun Etkilerinin Araştırılması", *6th International Advanced Technologies Symposium*, 16-18 May 2011, Elazığ, Turkey.
- [49] Pulkrabek, W.W., (2004). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, Second Edition, Pearson Prentice-Hall, New Jersey.

- [50] Heywood, J.B., (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Inc., New York.
- [51] Lavoie, G.A. ve Blumberg, P.N., (1980). "A Fundamental Model for Predicting Fuel Consumption, NO_x and HC Emissions of a Conventional Spark-Ignited Engine", Combust. Sci. Technol., 21:225-258.
- [52] Masjuki H., Abdulmuin M.Z. ve Sii H.S., (1997) "Indirect injection Diesel engine operation on palm oil methyl esters and its emulsions", Proc. Inst. Mech. Eng.(Part D), 211:291-299.
- [53] Doğan, G., (2010). Yapay Sinir Ağları Kullanılarak Türkiye'deki Özel Bir Sigorta Şirketinde Portföy Değerlendirmesi, Yüksek Lisans Tezi, Hacettepe Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, Ankara.
- [54] Hagan, M.T., Demuth, H.B. ve Beale, M., (1995). Neural Network Design, PWS Publishing Company, Boston.
- [55] Needham, J.R., Nicol, A.J. ve Such, C.H., (1993). "Low Emission Heavy Duty Diesel Engine for Europe", SAE Paper, 620-631.
- [56] Ferguson, C.R. ve Kirkpatrick, A.T., (2001). Internal Combustion Engines Applied Thermosciences, Second Edition, John Wiley & Sons Inc., New York.
- [57] Zeldovich, Y., (1946). "The Oxidation of Nitrogen in Combustion Explosions", Acta Physicochimica USSR, 21:577-628.
- [58] Borat, O., Balci, M., Sürmen, A., (1992). Hava Kirlenmesi ve Kontrol Tekniği, TEV Yayınları, Ankara.
- [59] Ayhan, V., (2009). Bir Dizel Motoruna Buhar Enjeksiyonunun NO_x ve İş Emisyonlarına Etkisinin Araştırılması, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- [60] Çetinkaya, S., (1999). Termodinamik, Nobel Yayınları, Ankara.
- [61] Parlak, A. ve Ayhan, V., (2007). "Effects of Using Piston with Thermal Barrier Layer in Spark Ignition Engine", Journal of Energy Institute, 80:223-228.
- [62] Ayhan, V., Kapsız, M. ve Parlak, A., (2006). "Buji Ateşlemeli Motorlarda Termal Bariyer Kaplamanın Motor Performans ve Emisyonlarına Etkisi", 9. Uluslararası Yanma Sempozyumu, 16-17 Kasım 2006, Kırıkkale, Turkey.
- [63] Demirci, A., Gümüş, M., Sayın, C., Atmaca, M., Binark, A.K. ve Işıkan, M.O., (2011). " Sıkıştırma ile Ateşlemeli Bir Motorda Biyodizel-Dizel Karışımlarının Egzoz Emisyonlarına Etkisi", 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11), 16-18 May 2011, Elazığ, Turkey.
- [64] Yamık, H., (2002). Dizel Motorlarında Alternative Yakıt Olarak Yağ Esterlerinin Kullanılma İmkânlarının Araştırılması, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [65] Caprotti, R., (1999). "Harm Free Use of Diesel Additives", Automotive Engineering International, 107:84-88.

- [66] Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H.E. ve Soruşbay, C., (1999). İçten Yanmalı Motorlar, Birsan Yayınevi, İstanbul.
- [67] İlkılıç, C., Behçet, R., Aydın, S. ve Aydın, H., (2009). "Dizel Motorlarında Azot Oksitlerin Oluşumu ve Kontrol Yöntemleri", 5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu, 13-15 Mayıs 2009, Karabük, Türkiye.
- [68] Middlemiss, I.D., (1978). "Characteristics of the Perkins Squish Lip Direct Injection Combustion System", SAE Paper 780113.
- [69] Haşimoğlu, C. ve İçingür, Y., "Dizel Motorlarında Azot Oksit (NOx) Kontrol Yöntemleri", Selçuk-Teknik Online Dergisi.
- [70] Havenith, C., Needhan, J., Nicol, A. ve Such, C., (1993). "Low Emission Heavy Duty Diesel Engine for Europe", SAE Paper No: 932959.
- [71] Borat, O., Balci, M. ve Sürmen, A., (1992). İçten Yanmalı Motorlar, Cilt 1, DAYM Matbaası, Ankara.
- [72] İlkılıç, C., (2008). "Bir Dizel Motorunda Enjeksiyon Basıncının Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Araştırılması", Fırat Üniv. Fen ve Müh. Bil. Dergisi, 20:483-491.
- [73] Herzog, P.L., Bürgler, L., Winklhofer, E., Zelenka, P. ve Cartellieri, W., (1992). "NOx Reduction Strategies for DI Diesel Engines", SAE Paper 920470.
- [74] Öz, İ.H., Borat, O. ve Sürmen, A., (2003). İçten Yanmalı Motorlar, Birsan Yayınevi, İstanbul.
- [75] Marshall, W., Schumacher, L.G. ve Howell, S., (1995). "Engine Exhaust Emissions Evaluation of a Cummins L10E when Fueled with a Biodiesel Blend", SAE Paper No.952363.
- [76] Ayhan, V., Cesur, İ., Parlak, A. ve Boru, B., (2008). "Bir Dizel Motoruna Buhar Enjeksiyonunun Performansa ve NOx Emisyonlarına Etkilerinin Araştırılması", 10. Uluslararası Yanma Sempozyumu, 9-10 Eylül 2008, Sakarya, Türkiye.
- [77] Wang, C.H. ve Chen, J.T., (1996). "An Experimental Investigation of the Burning Characteristics of Water-Oil Emulsions", Int. Common Heat Mass Transfer, 23:823-834.
- [78] Shivakumar, S.P.P., Shirinavasa, R.B.R. ve Samaga, B.S., (2010). "Performance and emission characteristics of a 4 stroke C.I. Engine Operated on Honge Methyl Ester Using Artificial Neural Network", ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, 5:83-94.
- [79] Parlak, A., Islamoglu, Y., Yasar, H. ve Egrisogut, A., (2006). "Application of Artificial Neural Network to Predict Specific Fuel Consumption and Exhaust Temperature for a Diesel Engine", Applied Thermal Engineering, 26:824-828.
- [80] Ishida, M., Ueki, H. ve Sakaguchi, D., (1997). "Prediction of NO_x Reduction Rate due to Port Water Injection in a DI Diesel Engine", SAE 972961.
- [81] Donahue, R., (2000). Controlling Combustion Using in Cylinder Mixture Preparation, PhD. Thesis, UW Madison, Mechanical Engineering, USA

- [82] Ishida, M. ve Chen, Z.,(1994) "An Analysis of the Added Water Effect of NO Formation in D.I. Diesel Engines", SAE Paper No. 941691.
- [83] Paro, D., (2005). "Technical Improvement for Ship", The Haagen-Smit Symposium, April 18-21.
- [84] Exhaust Gas Emission Today and Tomorrow, MAN Diesel & Turbo, http://www.mandieselturbo.com/files/news/files/9187/5510-0060-01ppr_low.pdf, 7 Nisan 2012.
- [85] Schmid, H. ve Weisser, G., (2005). "Marine Technologies for Reduced Emissions", Retrieved November 5, 2009, from WÄRTSILÄ GLOBAL, http://www.wartsila.com/Wartsila/global/docs/en/ship_power/media_publications/technical_papers/sulzer/marine_technologies_for_reduced_emissions.pdf, 20 Mart 2012.
- [86] Landet, R.D., (2010). PM Emissions and NOx Reduction due to Water in Fuel Emulsions in Marine Diesel Engines, MSc Thesis, Norwegian University of Science and Technology, Norway.
- [87] Murthy, Y.V.V.S., Sastry, G.Y.K. ve Satyanaryana, M.R.S., (2011). "Experimental Investigation of Performance and Emissions on low Speed Diesel Engine with Dual Injection of Solar Generated Steam and Pongamia Methyl Ester", Indian Journal of Science and Technology, 4:29-33.
- [88] Motorlu Araçlar Teknolojisi, Dizel Motorları ve Yakıt Sistemleri 3, http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/modul_pdf/525MT0083.pdf, 18 Mart 2012
- [89] Common Rail, http://www.obitet.gazi.edu.tr/obitet/comman_rail/cdi1.htm, 21 Mart 2012
- [90] Common Rail, <http://obitet.gazi.edu.tr/sunular/11.ppt>, 21 Mart 2012
- [91] Hohenberg, G., (1979). "Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations," SAE Technical Paper 790825.
- [92] Olikara, C. ve Borman, G., (1975). "A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to the Engines", SAE Tech.Paper 750468.
- [93] Gonca, G., (2011). Investigation of The Effects of Steam Injection into the Supercharged Diesel Engine with Running Miller Cycle on Performance and Emissions, PhD Thesis Progress Report, YTÜ, Fen Bilimleri Enst., İstanbul.
- [94] Deniz, O., (2008). İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Otomatik Anabilim Dalı.
- [95] Kamo, R., Mavinahally, N.S., Bryzik, W. Reid M., "Emission Characteristics of a Turbocharged Multi-cylinder Miller Cycle Diesel Engine", http://www.fischer-tropsch.org/DOE/conf_proc/DEER/970799/conf_970799_pg305.pdf, 25 Mart 2012
- [96] Ecodiesel, <http://www.yanmar.co.jp/en/marine/tips/ecodiesel/index.html>, 26 Mart 2012

- [97] Taylan, D., (2009). Taguchi Deney Tasarımı Uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enst., Isparta
- [98] Park J.W., Huh K.Y. ve Lee J.H., (2001). "Reduction of NO_x, smoke and brake specific fuel consumption with optimal injection timing and emulsion ratio of water-emulsified Diesel", Proc. Inst. Mech. Eng., 215:83-93.
- [99] Owen K., Coley T., (1995). Automotive fuels reference book, 2nd edition, Society of Automotive Engineers.
- [100] Keskin, A. ve Sağıroğlu, A., (2010). "Dizel Motorlarından Kaynaklanan Egzoz Emisyonları ve Kontrol Yöntemleri", Mühendis ve Makina, 51(606).
- [101] Soylu, Ş., (2009). "Toplu Taşımada Kullanılan Otobüslerden Kaynaklanan Emisyonların Analizi, Seyir Çevrimlerinin Oluşturulması ve Emisyon Yayılımlarının Modellenmesi", T.C. Sanayi ve Ticaret Bakanlığı ve Temsa Ar&Ge Tek. A.Ş. Destekli San-Tez Projesi 6. Ay Raporu.
- [102] Emisyon Kontrolünde Gelişmeler ve Eizel Motorlarda Emisyon Kontrol Yöntemleri, www.sahakk.sakarya.edu.tr/documents/dizel%20emisyon%20kontrol%20yontemleri2011.pdf, 30 Mart 2012.
- [103] Roy, R.K., (1990). A Primer on Taguchi Method, Competitive Manufacturing Series, New York.
- [104] Danacıoğlu, N. ve Muluk, Z., (1999). "Taguchi Teknikleri", İstatistik Konferansı, Gazi Üniversitesi, Ankara.
- [105] Kutlu, L., (2009). Al 2024-T4 Alüminyumun Elmas Benzeri Karbon (DLC) Kaplanmış Matkaplarla Delinmesinde Kesme Parametrelerinin Deneysel İncelenmesi ve Taguchi Yöntemiyle Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enst., İstanbul
- [106] Huuhtaren, M., (2006). Zeolite Catalysts in the Reduction of NO_x in Lean Automotive Exhaust Gas, Thesis, University of Oulo, Finland.
- [107] Diesel Emissions, <http://www.dieseln.net/tginfo/abstracts.html>, 20 Mart 2012.
- [108] NO_x emisyonları ve NO_x Adsorblayıcılar, Fakir NO_x Tutucuları, www.aecc.be/en/content/pdf/AECC%20Response%20to%20EC%20on%202008%20NOx%20HDD%20Limits%20August%202002.pdf, 2 Nisan 2012.
- [109] Tanaka, M. ve Yasui, H., (2005). "NO_x Reduction by Plasma Assisted-Catalyst in Oxygen-Rich Ambience", XXVIIth ICPIG, 162-67, Eindhoven.
- [110] Srinivason, A.D. ve Rajanikanth, B.S., (2007). "Nonthermal-Plasma-Promoted Catalysis for the Removal of NO_x from a Stationary Diesel-Engine Exhaust", IEEE Transactions on Industry Applications, 43:1507-1514.
- [111] Narula, C.K., Daw, C.S., Hoard, J.W. ve Hammer, T., (2005). "Materials Issues Related to Catalysts for Treatment of Diesel Exhaust", Int. J. Appl. Ceram. Technol., 2:452-466.
- [112] Şırvancı, M., (1997). Kalite için Deney Tasarımı, Literatür Yayınları, İstanbul.

- [113] İçingür, Y. ve Salman, M.S., (1993). "İçten Yanmalı Motorlardan Kaynaklanan Emisyonlar ve Kontrol Yöntemleri", 2. Ulusal Yanma ve Hava Kirliliği Sempozyumu, 27-29 Eylül, Anadolu Üniversitesi, Eskişehir.
- [114] Elmas, Ç., (2007). Yapay Zeka Uygulamaları, Seçkin Yayıncılık, Ankara
- [115] Subaşı, H., (2010). Yapay Sinir Ağı ile Atıksu Arıtma Performansının Modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Çukurova Üniversitesi.
- [116] Öztemel, E., (2003). Yapay Sinir Ağları, Papatya Yayıncılık, İstanbul.
- [117] Dede, G., (2008). Yapay Sinir Ağları ile Konuşma Tanıma, Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara Üniversitesi.
- [118] S. Haykin, (1994). Neural Networks, A comprehensive foundation, McMillian College Publishing Company, New York.
- [119] Yang, W.H. ve Tarng, Y.S., (1998). "Design Optimization of Cutting Parameters for Turning Operations Based on the Taguchi Method, Journal of Materials Processing Technology", 84:123-130.
- [120] Sugözü, İ., Deniz, T. ve Mutlu, İ., (2009). "Buji Ateşlemeli bir Motorda Sıkıştırma Oranının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi", Taşıt Tekn. Elek. Dergisi, 1:17-24.
- [121] Salman, S. ve Topgöl, T., (2001). "Bir Dizel Motorunda Enjeksiyon Basıncının Motor Performansına, Soğutma Suyu ve Egzoz Gazı Yoluyla Kaybedilen Isı Enerjisine Etkisi", Politeknik Dergisi, 4:27-30.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Görkem KÖKKÜLÜNK
Doğum Tarihi ve Yeri :15/01/1986 - Samsun
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :gorkemkulunk@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Gemi İnş. ve Gemi Mak. Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2012
Lisans	Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği	İstanbul Teknik Üniversitesi	2009
Lise	Fen Bilimleri	Ordu Fen Lisesi	2004

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2011-Halen	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2009-2011	İnce Denizcilik A.Ş	Vardiya Mühendisi

YAYINLARI

Makale

- 1.Parlak, A., Ayhan, V., Üst, Y.,Şahin, B., Cesur, İ., Boru, B., Kökkülünk, G., (2012) "A New Method to Reduce NOx Emissions of Diesel Engines: Electronically Controlled Steam Injection System", Journal of Energy Institute, Vol. 85, pp.135-139.
- 2.Kökkülünk, G., Akdoğan, E., Ayhan, V., (2012). "Prediction of emissions and exhaust temperature for direct injection (DI) diesel engine with emulsified fuel using ANN", Turk J. of Elec. Eng. & Comp. Sci., Accepted.

Bildiri

- 1.Kokkulunk, G., Cosgun T., Akdogan E, (2011). "Electrical-Electronic and Control Education in Marine Engineering A Novel Educational Model for TURKEY", INTNAM, Istanbul.
- 2.Cosgun, T., Kokkulunk, G., Yurtseven, A., Ince, S., Kalyoncu, I, Celebi, I.B, (2011). "Comparison of Sea and Land Transportation Emissions Turkey Study", INTNAM.
- 3.Parlak, A., Ayhan, V., Şahin, B., Cesur, İ., Boru, B., Kokkulunk, G, (2011). "The Effects of the New Developed Electronic Controlled Steam Injection System on NOx Emissions of a Single Cylinder Diesel Engine", 13th Int. Conf. Maritime Trans. and Infr., Riga.

Proje

- 1.Miller Çevrimiyle Çalışan Bir Dizel Motoruna Su Buharı Enjeksiyonu-EGR Uygulamasının NOx Emisyonlarına ve Performansa Etkilerinin Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi, Araştırmacı, Tübitak
- 2.Su Buharı Enjeksiyonlu Bir Dizel Motorunda Egzoz Gazları Geri Dolaşımının (EGR) NOx Emisyonlarına ve Performansa Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Araştırmacı, YTÜ BAPK
- 3.Farklı Biyodizel Karışımlarıyla Çalışan Bir Dizel Motorunda Su buharı Enjeksiyonunun NOx Emisyonlarına Etkilerinin Araştırılması, Araştırmacı, YTÜ BAPK