

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

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA SU ENJEKSİYONUNUN
MOTOR PERFORMANSI VE EGZOZ EMİSYONLARI
ÜZERİNE OLAN ETKİSİNİN DENEYSEL ARAŞTIRILMASI**

SERKAN GALATA

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. ÖVÜN İŞİN**

İSTANBUL, 2017

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA SU ENJEKSİYONUNUN
MOTOR PERFORMANSI VE EGZOZ EMİSYONLARI
ÜZERİNE OLAN ETKİSİNİN DENEYSEL ARAŞTIRILMASI**

Serkan GALATA tarafından hazırlanan tez çalışması 22.12.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Yrd. Doç. Dr. Övün IŞIN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Yrd. Doç. Dr. Övün IŞIN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Alp Tekin ERGENÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ahmet GÜNEY
İstanbul Teknik Üniversitesi



Bu alışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'nün 2016-06-01-YL01 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Tek silindirli buji ateşlemeli motorda benzin kullanılarak yapılan yanma odasına yüksek basınçlı direkt su enjeksiyonunun motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisinin deneysel olarak araştırılması konulu yüksek lisans tez çalışmamın gerçekleştirilmesi sırasında bilgi ve yardımlarını benden esirgemeyen tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Övün IŞIN'a teşekkür ederim.

Çalışma süresince değerli fikir ve deneyimleriyle projenin yürütülmesinde ve sonuçlandırılmasında destek olan Doç. Dr. Alp Tekin ERGENÇ'e ve desteklerinden dolayı Yrd. Doç. Dr. Ali Fuat ERGENÇ'e teşekkürü bir borç bilirim.

Hayatımın her anında olduğu gibi çalışmalarım sırasında da beni destekleyen ve yanımda olduğunu hissettiren motivasyon kaynağım Merve KAYA'ya en içten teşekkürlerimi sunarım.

Aralık, 2017

Serkan GALATA

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ.....	xii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiv
ÇİZELGE LİSTESİ	xviii
ÖZET	xix
ABSTRACT.....	xxi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.1.1 Diesel Yakıt - Su Emülsiyonlarının Kullanılması	1
1.1.2 Benzin - Su Emülsiyonlarının Kullanılması	6
1.1.3 Alternatif Yakıt - Su Emülsiyonlarının Kullanılması.....	7
1.1.4 Diesel Yakıt ile Su Enjeksiyonunun Kullanılması.....	9
1.1.5 Benzin ile Su Enjeksiyonunun Kullanılması.....	11
1.1.6 Alternatif Yakıtlar ile Su Enjeksiyonunun Kullanılması	13
1.1.7 Emülsiyon ve Su Enjeksiyonu Yöntemlerinin Karşılaştırılması	18
1.2 Tezin Amacı	21
1.3 Hipotez	22
BÖLÜM 2	
İÇTEN YANMALI MOTORLARDAN KAYNAKLANAN KİRLETİCİLER	23
2.1 İçten Yanmalı Motorlarda Yanma	23
2.2 İçten Yanmalı Motorlardan Kaynaklanan Kirletici Emisyonlar.....	24
2.2.1 Karbonmonoksit (CO)	25
2.2.2 Karbondioksit (CO ₂)	26
2.2.3 Hidrokarbonlar (HC)	28
2.2.4 Azot Oksitler (NO _x)	29
2.2.5 Partikül Maddeler (PM)	32

BÖLÜM 3

AZOT OKSİT AZALTMA YÖNTEMLERİ	34
3.1 Motor Konstrüksiyonuna Bağlı Yöntemler	34
3.1.1 Sıkıştırma Oranı (ϵ)	34
3.1.2 Hava Fazlalık Katsayısı (λ)	35
3.1.3 Ateşleme Zamanı (Ateşleme Avansı).....	36
3.1.4 Subap Süperpozisyonu Süresi.....	37
3.1.5 Aşırı Doldurma Sistemi	37
3.1.6 Yanma Odası Tipi	38
3.1.7 Diğer Konstrüktif Yöntemler.....	39
3.2 Yakıt Özelliklerine Bağlı Yöntemler	40
3.2.1 Oktan ve Setan Sayıları (ON ve CN)	40
3.2.2 Alternatif Yakıt Kullanımı.....	41
3.2.2.1 Alkoller	41
3.2.2.2 Sıvılaştırılmış Petrol Gazı (LPG)	42
3.2.2.3 Doğal Gaz (NG).....	46
3.2.3 Yakıt Katkı Maddeleri.....	47
3.2.4 Diğer Yakıt Özellikleri.....	48
3.3 Yanma ile İlişkili Yöntemler	49
3.3.1 Egzoz Gazı Resirkülasyonu (EGR).....	49
3.3.2 Düşük Sıcaklıkta Yanma (LTC)	52
3.3.3 Dolgunun Kademelendirilmesi	53
3.4 Yanma Sonrası Yöntemler	54
3.4.1 Katalitik Konvertör.....	54
3.4.2 Fakir Karışım NO _x Kapanı (LNT)	56
3.4.3 Egzoz Gazı Arıtımı (FGT).....	56
3.4.3.1 Seçici Katalitik İndirgeme (SCR).....	56
3.4.3.2 Seçici Katalitik Olmayan İndirgeme (SnCR)	58
3.4.3.3 Seçici Olmayan Katalitik İndirgeme (nSCR)	58

BÖLÜM 4

SU İLAVESİ TEKNİKLERİ.....	60
4.1 Emülsiyon Yöntemi ile Su İlavesi.....	61
4.1.1 Makro Emülsiyon.....	63
4.1.2 Mikro Emülsiyon	64
4.2 Enjeksiyon Yöntemi ile Su İlavesi	65
4.2.1 Emme Manifolduna Su Enjeksiyonu	65
4.2.2 Direkt Su Enjeksiyonu	68
4.2.3 Diğer Su Enjeksiyon Yöntemleri.....	70

BÖLÜM 5

DENEY SETİ VE İZLENEN METOD	72
5.1 Deney Setinin Özellikleri	72
5.1.1 Motor Yükleme Sistemi	74
5.1.2 Su Enjeksiyon Sistemi	77
5.1.3 Kontrol Sistemi	82
5.2 İzlenen Metod	83
5.2.1 Devir Sayısının Okunması ve Üst Ölü Nokta Tespiti	83
5.2.2 Silindir İçi Basınç Ölçümü	84
5.2.3 Egzoz Emisyonu Ölçümü	85
5.2.4 Silindir İçi Basınç ve Sıcaklık Değerleri	86
5.2.5 Emisyon Değerleri Dönüşümü	86

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER	87
6.1 Emisyon Değerleri	88
6.1.1 Su Püskürtme Avansının Etkisi	88
6.1.1.1 Ateşleme Avansı -40 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları	88
6.1.1.2 Ateşleme Avansı -45 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları	90
6.1.1.3 Ateşleme Avansı -50 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları	91
6.1.1.4 Ateşleme Avansı -60 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları	94
6.1.2 Su Miktarının Etkisi	95
6.1.2.1 Ateşleme Avansı -40 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları	95
6.1.2.2 Ateşleme Avansı -45 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları	97
6.1.2.3 Ateşleme Avansı -50 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları	99
6.1.2.4 Ateşleme Avansı -60 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları	101
6.1.3 Ateşleme Avansının Etkisi	103
6.1.3.1 Su Oranı %3 İken Yapılan Deney Sonuçları	103
6.1.3.2 Su Oranı %19 İken Yapılan Deney Sonuçları	105
6.2 Performans Değerleri	107
6.3 Sonuç	115
KAYNAKLAR	117
ÖZGEÇMİŞ	127

SİMGE LİSTESİ

a	Sabit Sayı (2 stroklu motor için 1; 4 stroklu motor için 2 alınız.)
Å	Angström
Al ₂ O ₃	Alüminyum Oksit, Alümina
B	Çevrim Başına Harcanan Yakıt Miktarı
c	Bileşikteki Karbon Sayısı
C	Karbon
C ₂	Dikarbon
cc	(Cubic Centimeter) Santimetre Küp
CH	Metilidin Radikali
CH _x	CH Radikalleri
CH ₂	Metilen
CH ₃	Metil Radikali
CH ₃ (CH ₂) ₄ ONO ₂	Amil Nitrat
CH ₃ (C ₅ H ₄ MnCO ₃)	Metilsiklopentadienil Mangan Trikarbonil
CH ₃ OH	Metanol, Metil Alkol
CH ₄	Metan
C _c H _h O _o	Hidrokarbon Bileşiği
C ₂ H ₄	Etilen
C ₂ H ₅	Etil Radikali
C ₂ H ₅ OH	Etanol, Etil Alkol
(C ₂ H ₅) ₄ Pb	Kurşun Tetraetil
C ₃ H ₇	İsopropil Radikali
C ₃ H ₇ OH	İsopropil Alkol
C ₃ H ₈	Propan
C ₄ H ₉ OH	Bütanol, Bütil Alkol
C ₄ H ₁₀	Bütan
C ₄ H ₁₀ O	Dietil Eter
C ₆ H ₅ CH ₃	Toluen
C ₆ H ₁₃ NO ₃	Heksil Nikrat
C ₇ H ₁₆	2,2,3-Trimetilbütan
C ₈ H ₁₈	İsooktan
cm	Santimetre
cm ³	Santimetre Küp
CN	Siyanür

CO	Karbonmonoksit
CO ₂	Karbondioksit
Cv	Karışımın Sabit Hacimde Özgöl Isınma Isısı
dm ³	Desimetre Küp
EP _i	Emisyonun Kütlesi
EV _i	Emisyonun Değeri
F	(Force) Kuvvet
g	Gram
GS/s	Saniyedeki Giga Örneklem Sayısı
_h	Bileşikteki Hidrojen Sayısı
h	Saat
H	Hidrojen
H ₂	Hidrojen Molekülü
HbCO ₂	Karbomino Hemoglobin
HC	Hidrokarbon
HCN	Hidrosiyonik Asit
H ₂ O	Su, Su Buharı
hp-h	(Horse Power-Hour) Beygir Gücü-Saat
H ₂ S	Hidrojen Sülfür
H ₂ SO ₄	Sülfürik Asit
Hu	Yakıtın Alt Isıl Değeri
K	Kelvin
kcal	Kilokalori
kg	Kilogram
kJ	Kilojoule
KOH	Potasyum Hidroksit
kW	Kilowatt
kW-h	Kilowatt-Saat
L	(Length) Moment Kolu
m	Gaz Miktarı
m	Metre
M _d	Döndürme Momenti
$\dot{m}_{egz}$	Egzoz Gazı Debisi
M _{egz}	Egzoz Gazı Molar Kütlesi
$\dot{m}_{hava}$	Hava Debisi
M _i	Emisyonun Molar Kütlesi
$\dot{m}_{yakıt}$	Yakıt Debisi
mg	Miligram
MHz	Megahertz
ml	Mililitre
mm	Milimetre
MPa	Megapascal
ms	Milisaniye
n	Motor Hızı
n _i	Püskürtme Sayısı
N	Azot
N _i	İndike Güç

N_2	Azot Molekölü
NH	Azot Monohidrit
NH_2CONH_2	Üre
NH_3	Amonyak
nm	Nanometre
NO	Azot Oksit, Nitrik Oksit
NO_2	Azot Dioksit
NO_3	Azot Trioksit
N_2O	Diazot Monoksit, Nitroz Oksit
N_2O_3	Diazot Trioksit
N_2O_4	Diazot Tetraoksit
N_2O_5	Diazot Pentaoksit
NOx	Azot Oksitler
o	Bileşikteki Oksijen Sayısı
O	Oksijen
O_2	Oksijen Molekölü
OH	Hidroksit
P	(Pressure) Basınç
Pb	Kurşun
$PbBr_2$	Kurşun (II) Bromür
Pd	Paladyum
Pt	Platin
R	Evrensel Gaz Sabiti
Rh	Rodyum
s	Saniye
S	Kükürt
SO_2	Kükürt Dioksit
SO_3	Kükürt Trioksit
T	(Temperature) Sıcaklık
T_2	Sıkıştırma Sonu Sıcaklığı
T_3	Yanma Sonu Sıcaklığı
TiO_2	Titanyum Dioksit
V	Volt
V_h	Silindir Hacmi
V_2O_5	Vanadyum Pentaoksit
$w_{\text{çevrim}}$	Çevrim Başına Püskürtülen Su Miktarı
w_{ort}	Belirli Zaman Aralığında Ölçülen Su Miktarlarının Aritmetik Ortalaması
W	Watt
WO_3	Tungsten Trioksit
ϵ	Sıkıştırma Oranı
λ	Hava Fazlalık Katsayısı
μl	Mikrolitre
μm	Mikrometre
μs	Mikrosaniye
ϕ	Çap
%	Yüzde
°	Derece

$^{\circ}\text{C}$	Derece Celcius
$^{\circ}\text{F}$	Derece Fahrenheit
ρ_{hava}	Havanın Özgöl Kütlesi
η_v	Volümetrik Verim

KISALTMA LİSTESİ

AC	(Alternative Current) Alternatif Akım
ANG	(Adsorbed Natural Gas) Adsorbe Doğal Gaz
CFD	(Computational Fluid Dynamics) Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CFR	(Cooperative Fuel Research Engine) Yakıt Araştırma Motoru
CI	(Compression Ignition) Sıkıştırma Ateşlemeli
CN	(Cetane Number) Setan Sayısı
CNG	(Compressed Natural Gas) Sıkıştırılmış Doğal Gaz
CVCC	(Compound Vortex Controlled Combustion) Bileşik Girdap Kontrollü Yanma
DC	(Direct Current) Doğru Akım
DI	(Direct Injection) Direkt Püskürtme
DPF	Diesel Partikül Filtresi
ECE	(United Nations Economic Commission for Europe) Birleşmiş Milletler Avrupa Ekonomik Komisyonu
EGR	Egzoz Gazı Resirkülasyonu
EUD	(European Ultra-Low Sulphur Diesel) Avrupa Üretimi Çok Düşük Kükürt İçerikli Diesel Yakıtı
FGT	(Flue Gas Treatment) Egzoz Gazı Arıtımı
FIGE	(Forschungsinstitut für Geräusche und Erschütterungen) Gürültü ve Titreşim Araştırma Enstitüsü
GDI	(Gasoline Direct Injection) Direkt Benzin Püskürtmeli
HCCI	(Homogeneous Charge Compression Ignition) Homojen Dolgulu Sıkıştırma Ateşlemeli
HGB	Hemoglobin
HiMICS	(Homogeneous Charge Intelligent Multiple Injection Combustion System) Homojen Dolgulu Çok Noktadan Enjeksiyonlu Akıllı Yanma Sistemi
HLB	Hidrofilik-Lipofilik Balans
IFP	(Institut Français de Pétrole) Fransız Petrol Enstitüsü
KBD	Karanja Biodiesel Yakıtı
KMA	Krank Mili Açısı
LNG	(Liquefied Natural Gas) Sıvılaştırılmış Doğal Gaz
LNT	(Lean NOx Trap) Fakir Karışım NOx Kapanı
LPG	(Liquefied Petroleum Gas) Sıvılaştırılmış Petrol Gazı
LTC	(Low Temperature Combustion) Düşük Sıcaklıkta Yanma
MMT	Metilsiklopentadienil Mangan Trikarbonil

MON	(Motor Octane Number) Motor Oktan Sayısı
MULDIC	(Multiple Stage Diesel Combustion) Çok Kademeli Diesel Yanması
NADI	(Narrow Angle Direct Injection) Dar Açılı Direkt Enjeksiyon
NG	Doğal Gaz
nSCR	(non-Selective Catalytic Reduction) Seçici Olmayan Katalitik İndirgeme
OICA	(Organisation Internationale des Constructeurs d'Automobiles) Uluslararası Motorlu Araç Üreticileri Örgütü
ON	(Octane Number) Oktan Sayısı
O/W/O	(Oil/Water/Oil) Yakıt/Su/Yakıt
PCI	(Premixed Compression Ignited Combustion) Ön Karışımli Sıkıştırma Ateşlemeli Yanma
PCV	(Positive Crankcase Ventilation) Pozitif Karter Havalandırması
PLC	(Programmable Logic Controller) Programlanabilir Mantıksal Denetleyici
PM	Partikül Madde
Pme	(Mean Effective Pressure) Ortalama Efektif Basınç
ppm	(Parts per Million) Milyonda Bir Birim
PREDIC	(Premixed Diesel Combustion) Ön Karışımli Diesel Yanması
PSZ	(Plasma Sprayed Zirconia) Zirkonya Esaslı Plazma Sprey
RME	Rapitsa Metil Esteri
RON	(Research Octane Number) Araştırma Oktan Sayısı
rpm	(Revolutions per Minute) Dakikadaki Devir Sayısı
SCR	(Selective Catalytic Reduction) Seçici Katalitik İndirgeme
SI	(Spark Ignition) Buji Ateşlemeli
SnCR	(Selective non-Catalytic Reduction) Seçici Katalitik Olmayan İndirgeme
TCCS	(Texaco Controlled Combustion System) Texaco Kontrollü Yanma Sistemi
UNIBUS	(Uniform Bulky Combustion System) Hacimli Üniform Yanma Sistemi
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
vol	(Volume) Hacim
W/O	(Water/Oil) Su/Yakıt

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Karayolu taşıtlarının yaydığı emisyonların oranları [47]	25
Şekil 2.2 Hava fazlalık katsayı ile CO ilişkisi [44]	25
Şekil 2.3 CO ₂ ile CO ilişkisi [52]	27
Şekil 2.4 Alev sönmesi sonucunda HC emisyonu oluşumu [54]	28
Şekil 2.5 Silindir kafasındaki muhtemel yanmamış HC kaynakları [54]	29
Şekil 2.6 Yanma sıcaklığı ile NO _x oluşum mekanizması değişimi [55]	31
Şekil 3.1 Sıkıştırma oranı ile NO _x ilişkisi [52]	35
Şekil 3.2 Hava fazlalık katsayısı ile NO _x ilişkisi [60]	36
Şekil 3.3 Ateşleme zamanı ile NO _x ilişkisi [54]	36
Şekil 3.4 Subap süperpozisyonu süresi ile NO _x ilişkisi [52]	37
Şekil 3.5 Aşırı doldurma sistemi ile NO _x ilişkisi [62]	38
Şekil 3.6 Motor tipi ile NO _x ilişkisi [52]	38
Şekil 3.7 Yatay hava hareketinin NO _x üzerine etkisi [52]	39
Şekil 3.8 Oktan sayısı ile NO _x ilişkisi [65]	40
Şekil 3.9 Setan sayısı ile NO _x ilişkisi [66]	41
Şekil 3.10 Benzin ve metanolün NO _x değerleri [52]	42
Şekil 3.11 Benzin ve LPG'nin NO _x üzerine etkisi [70]	42
Şekil 3.12 Benzin ve LPG'nin NO _x değerleri [71]	43
Şekil 3.13 (a) Rölantide (b) farklı yüklerde benzin ve LPG'nin NO _x değerleri [72]	43
Şekil 3.14 Benzin ve LPG'nin NO _x değerleri [52]	44
Şekil 3.15 Benzin ve LPG yakıtlarının NO _x değerleri [73]	44
Şekil 3.16 Diesel yakıtı içerisindeki LPG oranının NO _x üzerine etkisi [74]	45
Şekil 3.17 Diesel yakıtı, benzin ve LPG'nin NO _x üzerine etkisi [75]	45
Şekil 3.18 LPG kompozisyonunun NO _x üzerine etkisi [52]	46
Şekil 3.19 Benzin ve CNG yakıtlarının NO _x üzerine etkisi [78]	47
Şekil 3.20 Diesel yakıtı ve CNG yakıtlarının NO _x üzerine etkisi [79]	47
Şekil 3.21 Benzine uygulanan katkı maddesi sonucunda emisyon değerleri [81]	48
Şekil 3.22 Yakıtın aromatik içeriğinin NO _x üzerine etkisi [82]	48
Şekil 3.23 Yakıt yoğunluğunun NO _x üzerine etkisi [82]	49
Şekil 3.24 EGR sisteminin şematik şekli [84]	50
Şekil 3.25 Farklı EGR oranlarında NO _x değerleri [85]	50
Şekil 3.26 Farklı yüklerde EGR uygulamasının NO _x değerleri [86]	51
Şekil 3.27 EGR uygulamasının NO _x değerleri [34]	51
Şekil 3.28 HCCI yanmasının şematik gösterimi [90]	52

Şekil 3.29	HCCI yanmasının NOx üzerine etkisi [91].....	53
Şekil 3.30	Kademeli dolgunun NOx emisyonuna etkisi [93].....	53
Şekil 3.31	Katalitik konvertör tiplerinin şematik resimleri [52].....	54
Şekil 3.32	Katalitik konvertörün (a) hava fazlalık katsayısına bağlı işletme verimi ve (b) sıcaklığa bağlı dönüşüm oranı [52]	55
Şekil 3.33	Katalitik konvertör kullanımının NOx üzerine etkisi [52]	55
Şekil 3.34	SCR sisteminin NOx üzerine etkisi [100]	57
Şekil 4.1	Su damlacıklarının buharlaşma olayı [104]	62
Şekil 4.2	Mikro patlama olayının gelişimi [105]	62
Şekil 4.3	(a) Saf Diesel yakıtının (b) emülsiyon yakıtın yanması [33]	63
Şekil 4.4	(a) Karıştırma ünitesinin şematik şekli ve (b) dönel karıştırıcının kesiti [11].....	64
Şekil 4.5	Farklı oranlarda yüzey aktif madde içeren emülsiyon fotoğrafları [104]	65
Şekil 4.6	Lanzafame'in su enjektörünü emme manifolduna konumlandırılması[110].....	66
Şekil 4.7	Ryu ve Oh'un su enjektörünü emme manifolduna konumlandırılması [111]	66
Şekil 4.8	Sandberg ve Scheuer'in yakıt ve su enjektörlerini konumlandırılması[112].....	67
Şekil 4.9	Su enjeksiyonu sonucunda korozyona uğramış emme manifoldu [24].....	67
Şekil 4.10	Lestz vd.'nin su enjektörünü silindir kafasına konumlandırması [113]	68
Şekil 4.11	Steinhilber ve Sattelmayer'in su enjektörünü silindir kafasına konumlandırması [114]	69
Şekil 4.12	Direkt su enjeksiyonu için tasarlanan özel enjektör [18].....	70
Şekil 4.13	Aşırı doldurma sisteminden önce su enjeksiyonunun şematik çizimi [33]..	71
Şekil 5.1	Deney setinin genel görünümü.....	72
Şekil 5.2	Deney setinin şematik çizimi.....	73
Şekil 5.3	Yakıt ve su enjektörlerinin motor üzerine konumlandırılması	73
Şekil 5.4	Deney motoru [118].....	74
Şekil 5.5	Deney motorunun demonte çizimi [119]	74
Şekil 5.6	DC motor	75
Şekil 5.7	Yükleme direnç ünitesi.....	76
Şekil 5.8	Yük hücresi [122].....	76
Şekil 5.9	Su enjeksiyon sistemi	77
Şekil 5.10	Su enjeksiyon sisteminin şematik çizimi	78
Şekil 5.11	Yüksek basınçlı su pompası [123]	78
Şekil 5.12	Ortak hat	79
Şekil 5.13	Kısılma valfi [125]	80
Şekil 5.14	Su enjektörünün püskürtme karakteristiği eğrisi	82
Şekil 5.15	PLC sistemi	83
Şekil 5.16	Artımsal kodlayıcı [127]	84
Şekil 5.17	Basınç sensörü [129]	84
Şekil 5.18	AVL Dicom 4000 egzoz gazı analiz cihazı [130]	85
Şekil 6.1	Su püskürtme avansının CO emisyonuna etkisi	88
Şekil 6.2	Su püskürtme avansının CO ₂ emisyonuna etkisi.....	89
Şekil 6.3	Su püskürtme avansının HC emisyonuna etkisi	89
Şekil 6.4	Su püskürtme avansının NOx emisyonuna etkisi	89
Şekil 6.5	Su püskürtme avansının CO emisyonuna etkisi	90
Şekil 6.6	Su püskürtme avansının CO ₂ emisyonuna etkisi.....	90
Şekil 6.7	Su püskürtme avansının HC emisyonuna etkisi	90

Şekil 6.8	Su püskürtme avansının NOx emisyonuna etkisi.....	91
Şekil 6.9	Su püskürtme avansının CO emisyonuna etkisi	91
Şekil 6.10	Su püskürtme avansının CO ₂ emisyonuna etkisi.....	92
Şekil 6.11	Su püskürtme avansının HC emisyonuna etkisi	92
Şekil 6.12	Su püskürtme avansının NOx emisyonuna etkisi.....	93
Şekil 6.13	Su püskürtme avansının CO emisyonuna etkisi	94
Şekil 6.14	Su püskürtme avansının CO ₂ emisyonuna etkisi.....	94
Şekil 6.15	Su püskürtme avansının HC emisyonuna etkisi	95
Şekil 6.16	Su püskürtme avansının NOx emisyonuna etkisi.....	95
Şekil 6.17	Su miktarının CO emisyonuna etkisi	95
Şekil 6.18	Su miktarının CO ₂ emisyonuna etkisi.....	96
Şekil 6.19	Su miktarının HC emisyonuna etkisi	96
Şekil 6.20	Su miktarının NOx emisyonuna etkisi	96
Şekil 6.21	Su miktarının CO emisyonuna etkisi	97
Şekil 6.22	Su miktarının CO ₂ emisyonuna etkisi.....	97
Şekil 6.23	Su miktarının HC emisyonuna etkisi	98
Şekil 6.24	Su miktarının NOx emisyonuna etkisi	98
Şekil 6.25	Su miktarının CO emisyonuna etkisi	99
Şekil 6.26	Su miktarının CO ₂ emisyonuna etkisi.....	99
Şekil 6.27	Su miktarının HC emisyonuna etkisi	100
Şekil 6.28	Su miktarının NOx emisyonuna etkisi	100
Şekil 6.29	Su miktarının CO emisyonuna etkisi	101
Şekil 6.30	Su miktarının CO ₂ emisyonuna etkisi.....	101
Şekil 6.31	Su miktarının HC emisyonuna etkisi	102
Şekil 6.32	Su miktarının NOx emisyonuna etkisi	102
Şekil 6.33	Ateşleme avansının CO emisyonuna etkisi	103
Şekil 6.34	Ateşleme avansının CO ₂ emisyonuna etkisi.....	103
Şekil 6.35	Ateşleme avansının HC emisyonuna etkisi	104
Şekil 6.36	Ateşleme avansının NOx emisyonuna etkisi	104
Şekil 6.37	Ateşleme avansının CO emisyonuna etkisi	105
Şekil 6.38	Ateşleme avansının CO ₂ emisyonuna etkisi.....	105
Şekil 6.39	Ateşleme avansının HC emisyonuna etkisi	106
Şekil 6.40	Ateşleme avansının NOx emisyonuna etkisi.....	106
Şekil 6.41	Saf benzine ait silindir içi basınç eğrisi.....	108
Şekil 6.42	%3 su oranına ait silindir içi basınç eğrisi.....	108
Şekil 6.43	%19 su oranına ait silindir içi basınç eğrisi.....	109
Şekil 6.44	%52 su oranına ait silindir içi basınç eğrisi.....	109
Şekil 6.45	%67 su oranına ait silindir içi basınç eğrisi.....	109
Şekil 6.46	%75 su oranına ait silindir içi basınç eğrisi.....	110
Şekil 6.47	Saf benzine ait silindir içi sıcaklık eğrisi.....	110
Şekil 6.48	%3 su oranına ait silindir içi sıcaklık eğrisi	110
Şekil 6.49	%19 su oranına ait silindir içi sıcaklık eğrisi	111
Şekil 6.50	%52 su oranına ait silindir içi sıcaklık eğrisi	111
Şekil 6.51	%67 su oranına ait silindir içi sıcaklık eğrisi	111
Şekil 6.52	%75 su oranına ait silindir içi sıcaklık eğrisi	112
Şekil 6.53	Özgöl CO emisyonları	112
Şekil 6.54	Özgöl HC emisyonları	113

Şekil 6.55	Özgöl NOx emisyonları.....	114
Şekil 6.56	Su oranı-indike güç grafiği.....	114
Şekil 6.57	Su oranı-indike motor momenti grafiği	114
Şekil 6.58	İndike yakıt tüketimi	115
Şekil 6.59	Su oranı-indike verim grafiği.....	115

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 5.1 Deney motorunun teknik özellikleri [120]	75
Çizelge 5.2 Yük hücresinin özellikleri [122]	77
Çizelge 5.3 Yüksek basınçlı su pompasının teknik özellikleri [124]	79
Çizelge 5.4 Yakıt ve su enjektörlerinin kalibrasyon karakteristikleri.....	81
Çizelge 5.5 Enjektör kalibrasyonu ölçüm verileri	81
Çizelge 5.6 AVL Dicom 4000 egzoz gazı analiz cihazının teknik özellikleri [131].....	85
Çizelge 6.1 Değişen parametreler	87
Çizelge 6.2 Sabit tutulan parametreler	88
Çizelge 6.3 Deney şartları ve okunan emisyon değerleri	107

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA SU ENJEKSİYONUNUN MOTOR PERFORMANSI VE EGZOZ EMİSYONLARI ÜZERİNE OLAN ETKİSİNİN DENEYSEL ARAŞTIRILMASI

Serkan GALATA

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Övün IŞIN

İçten yanmalı motorlar son yüzyılda insan hayatını kolaylaştırmıştır. Sağladığı önemli faydaların yanında; Dünyada 1 milyarı, Türkiye’de ise 20 milyonu aşan sayıları ile içten yanmalı motora sahip karayolu taşıtları, çevre kirliliğinin en önemli sebeplerinden biri haline gelmiştir. İçten yanmalı motorlar, atmosfere salınan zararlı egzoz gazlarından dolayı sera etkisine sebep olarak çevre üzerinde ve çeşitli kanserojen etkilerle insanlar üzerinde olumsuz etkilere sebep olmaktadır. Ayrıca çevre otoritelerince belirlenen emisyon normlarının da gitgide daralması, hedeflenen değerlerin yakalanmasını zorlaştırmaktadır. Bu şartlar altında otomotiv üreticileri, performans değerlerinden ödün vermeden daha çevreci motorlar üretmek için çalışmalarını yoğunlaştırmışlardır.

Bu çalışmada; bir içten yanmalı motorda fakir karışimli işletme şartlarında benzin kullanımının neden olacağı NO_x emisyonu değerlerinin azaltılmasına yönelik olarak tek silindirli direkt püskürtmeli bir Diesel motordan buji ateşlemeli motora dönüştürülmüş bir içten yanmalı motorda, benzin enjektöründen silindir içerisine gönderilen %3, 19, 52, 67, 75 miktarlarındaki suyun buharlaşma ısısının yüksek olmasından ötürü yaratacağı iç soğutma etkisi ile azot oksitlerin (NO_x) kontrol altına alınması hedeflenmiştir.

Silindir içine su gönderme, yanma sonrası iyileştirme sistemlerine kıyasla çok daha az maliyetli olan bir teknik olup emülsiyon ve enjeksiyon olmak üzere iki ana yönetime ayrılmaktadır. Bu çalışmada yanma odası içerisine su ilavesi, Yıldız Teknik Üniversitesi

Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'nün 2016-06-01-YL01 numaralı projesi kapsamında tasarlanan su enjeksiyon sistemi vasıtasıyla 90 bar yüksek basınçta benzin enjektöründen yapılmıştır. Referans olarak alınan benzin ile işletmelerden elde edilen emisyon değerleri, değişen kütleli su oranlarında elde edilen değerler ile karşılaştırılarak doğrudan silindir içine gönderilen su miktarının motor performansı ve özellikle de NOx emisyonları üzerine olan etkisi ortaya çıkartılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Su püskürtme, motor performansı, egzoz emisyonları, azot oksitler, NOx, içten yanmalı motorlar.

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF WATER INJECTION
ON THE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS
OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

Serkan GALATA

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Asst. Prof. Dr. Övün IŞIN

Internal combustion engines facilitate the human life in the last century. Besides the important benefits it provides; number of road vehicles that have an internal combustion engine more than 1 billion in the world and more than 20 million in Turkey and these has become one of the most important causes of environmental pollution. Internal combustion engines cause negative effect on the environment and human life due to harmful exhaust gases released to atmosphere because exhaust gases cause the greenhouse effect and have various carcinogenic effects. Moreover, the emission norms set by the environmental authorities are becoming increasingly shrinking and day by day more difficult to keep the targeted values. Under these circumstances, automotive manufacturers have intensified their efforts to produce more environmentally friendly engines without compromising their performance values.

In this project, aimed the reduce NO_x emissions caused by use of gasoline in an internal combustion engine that is transformed from single cylinder direct injection Diesel engine to spark ignition. The NO_x reduction provided with internal cooling effect of water that injected to combustion chamber via gasoline injector.

Water addition to combustion chamber is a technic that is have lost cost than aftertreatment system. This method is divided into two main types as emulsion and injection. In this project, water addition into the combustion chamber is made from the gasoline injector at 90 bar high pressure value. Water injection system is designed within financial support of Research Fund of Yildiz Technical University with project number 2016-06-01-YLO1. The performance and emission values of non-water conditions are accepted as reference situation. These are compared with the operating values of varying water ratios and water injection timing and ignition timing. The effects of the amount of direct water injection to combustion chamber on the engine performance and in particular on NO_x emissions has been revealed in this project.

Keywords: Water injection, engine performance, exhaust emissions, nitrogen oxides, NO_x, internal combustion engines.

1.1 Literatür Özeti

Yapılan literatür taraması sonucunda, içten yanmalı motorlarda; su ile yakıtın belli oranlarda karıştırılıp emülsiyon oluşturulması, emme manifolduna ve doğrudan yanma odasına püskürtme şeklinde su ilavesi uygulanabileceği görülmüştür. Motora su gönderme yöntemi, SI ve CI motorlarda; benzin ve Diesel yakıtının yanı sıra, alkoller, bioetanol, biodiesel, doğal gaz, hidrojen, LPG gibi çeşitli alternatif yakıtlar ile olan işletimlerde de uygulanmaktadır.

1.1.1 Diesel Yakıtı - Su Emülsiyonlarının Kullanılması

Lin ve Wang [1] çalışmalarında, doğal emişli Diesel motora üç fazlı ve iki fazlı emülsiyon yöntemiyle su göndermişlerdir. Diesel yakıtıyla hazırlanan üç fazlı O/W/O emülsiyonu ve iki fazlı W/O emülsiyonu, saf Diesel yakıtı ile mukayese edilmiştir. Her iki emülsiyon türünde de artan motor devri ile birlikte özgül yakıt tüketimi artmıştır. Emülsiyonun su oranı arttıkça yakıtın ısı değeri azalmış; yakıt tüketim değeri de buna bağlı olarak artış göstermiştir. Özellikle %20 su oranında, su taneciklerinin hızlı ayrışıp çökmesi sonucunda yakıt enjektörünü tıkama tehlikesi olduğundan emülsiyon yakıt kullanımında su oranının %20'den fazla olması tavsiye edilmemiştir. İki ve üç fazlı emülsiyonlarda saf Diesel yakıtına göre, su damlacıklarının soğutucu etkisinden dolayı alev sıcaklığının düşmesi ile daha düşük egzoz gazı sıcaklıklarına ulaşılmıştır. Üç fazlı emülsiyonun iki fazlı emülsiyonuna göre; damlacık çapları daha büyük, mikro patlamaları daha zayıf, yanma süresi daha uzun olduğu için gaz sıcaklıkları da daha yüksek çıkmıştır. Emülsiyonlar, saf Diesel yakıtı kullanımına göre daha fazla CO yaymış;

her iki emülsiyonda da %20 su oranında CO miktarı saf Diesel yakıtına göre %34 daha fazla olmuştur. İki fazlı emülsiyon üç fazlıya göre daha fazla CO üretmiştir. Su oranı arttıkça NOx değerleri azalmış; %20 su oranlı emülsiyonda klasik Diesel yakıtına göre %24 daha az NOx salımı meydana gelmiştir.

Syu vd. [2] çalışmalarında direkt enjeksiyonlu stasyonier Diesel motora, kütlece %0, %5, %10, %15 su oranlarında sahip emülsiyon yakıtlar ile su göndermişlerdir. Emülsiyon stabilizasyonunu sağlamak için 1 saat süreyle 3000 rpm hızda santrifüj işlemi uygulanmıştır. Faz ayrışmasını önlemek amacıyla yüzey aktif madde kullanılmış; 3.7 HLB değerli Span 83 ile 15 HLB değerli Tween 80 maddeleri karıştırılarak toplam HLB değeri 9 olmuştur. Emülsiyon haldeki yakıt kullanımıyla, saf Diesel yakıtına kıyasla %1.2-19.9 termal verim artışı gözlemlenmiştir. Yüksek yüklerde %5 su oranında; düşük yüklerde ise %15 su oranında minimum yakıt tüketim değeri sağlanmıştır. NO miktarlarında %15 su oranında 3600 W yükte %45.4 oranında azalış elde edilmiştir. CO üretimi rölanti şartında %15 su oranında %0.08'den %0.204'e çıkmıştır. HC miktarı %15 su oranında yüksüz şartta 27.8 ppm'den 82.1 ppm'e yükselmiştir. Is emisyonunun hacimsel konsantrasyonu su oranı arttıkça artmıştır.

Wadawadagi ve Reddy [3] çalışmalarında, tek silindirli, doğal emişli, direkt enjeksiyonlu Diesel motorda püskürtme basıncı ile oksijenat miktarının motor emisyon değerlerine etkisini araştırmışlardır. Karışımı homojen ve stabil tutmak için etil asetat oksijenatı kullanılmıştır. Hacimce %5, %10 ve %12 su oranlı emülsiyonlar %2 oranında stabilizasyonlaştırıcı madde ile hazırlanmıştır. Çalışma için 3 deney şartı belirlenmiştir. Birinci durumda, Diesel yakıtı içerisine %0, %5, %10, %12 oranlarında su katılmış ve püskürtme basıncı 140 bar olarak uygulanmıştır. İkinci durumda, Diesel yakıtı içerisine %10 etil asetat, %5, %10, %12 oranlarında su katılmış ve püskürtme basıncı değiştirilmemiştir. Üçüncü durumda ise Diesel yakıtı içerisine %10 etil asetat, %5, %10, %12 oranlarında su katılmış ve püskürtme basıncı 180 bar olarak uygulanmıştır. %75 yük şartında birinci ve ikinci durumlarda özgül yakıt tüketim değeri %10 su oranına kadar azalmış, bu değerden sonra artışa geçmiştir. Bu azalış ikinci durumda, birinci duruma göre daha fazladır. Bu fark, etil asetat katkısının yapısındaki oksijenlerin yanmayı iyileştirmesine bağlanmıştır. Üçüncü durumda ise özgül yakıt tüketimi azalışı %12 su oranına kadar devam etmiş ve bu azalışın yüksek yüklerde daha fazla, düşük

yüklerde ise daha az olduğu görülmüştür. CO ve HC emisyonlarının tüm durumlarda, su emülsiyonu uygulanmasıyla azalış göstermesinin sebebi, gerçekleşen mikro patlamalar sonucunda hava-yakıt karışımının daha iyi oluşmasına bağlanmıştır. İS yoğunluğunun minimum değeri, püskürtme basıncının artması ve katkı maddesindeki oksijen içeriğinin yanmayı iyileştirmesiyle birlikte; üçüncü durumda ve %100 yük altında elde edilmiştir. NOx oluşumunu etkileyen en önemli faktörler yanma sıcaklığı ve oksijene ulaşılabilirliktir. Deneyler sonucunda NOx miktarının artan yüklerle birlikte arttığı gözlemlenmiştir. Deneylerde tüm %75 ve %100 yük şartlarında NOx azalışı su oranı arttıkça fazlalaşmıştır. En az NOx, üçüncü durumda ve %100 yük altında elde edilmiştir. Deneyler öncesinde katkı maddesinin bünyesindeki oksijen içeriğinin NOx miktarını arttırabileceği düşünülse de, su ilavesinin silindir içi sıcaklığı düşürmesinden dolayı bu öngörü gerçekleşmemiştir. Başka bir deyişle; oksijenat ilavesi yakıt bünyesinden kaynaklı NO oluşunu arttırsa da, termal NO oluşum mekanizması yavaşladığından toplam NOx miktarında azalış elde edilmiştir.

Ganesan ve Ramesh [4] çalışmalarında, tek silindirli, 17.7 sıkıştırma oranlı, direkt enjeksiyonlu Diesel motorda, pilot yakıt olarak Diesel yakıtı-su emülsiyonu, ana yakıt olarak da Diesel yakıtı-LPG çift yakıtı kullanmışlardır. Hazırlanan emülsiyon kütlece 0.4 su/Diesel yakıtı oranına sahiptir. Deneyler sabit 1500 rpm hızda ve %20, %60, %100 yük şartlarında yapılmıştır. Püskürtme avansı, artan tutuşma gecikmesi süresini kompanze etmek için saf Diesel yakıtı ile olan işletmeye göre arttırılarak ÜÖN'den önce 25 °KMA olarak sabit değerde seçilmiştir. Orta ve yüksek yüklerde pilot yakıt olarak kullanılan Diesel yakıtı-su emülsiyonuyla işletimde basınç artış oranının maksimum değeri en yüksek seviyelere ulaşmış ve bu süre boyunca biriken yakıt, yüksek yanma hızlarına ve sert motor işletimine sebebiyet vermiştir. HC emisyon değerleri, pilot yakıt olarak Diesel yakıtı-su emülsiyonu, ana yakıt olarak da Diesel yakıtı-LPG kullanımında, saf Diesel yakıtıyla olan işleme göre her zaman daha yüksek çıkmıştır. CO emisyonu ise %100 yük şartında daha düşük değerdedir. Aynı şartta NOx emisyonunda da %40 azalış elde edilmiştir. Bu azalış, suyun seyreltici etkisi ile silindir içi sıcaklıkları düşürmesine bağlanmıştır.

Subramanian ve Ramesh [5] çalışmalarında, tek silindirli, 17.5 sıkıştırma oranlı, direkt enjeksiyonlu Diesel motora sabit 1500 rpm hızda, kütlece 0.4 su/Diesel yakıtı oranında

su göndermişlerdir. Çalışmada hacimce %23, %24, %25 oksijen oranlı zenginleştirilmiş hava kullanılmış ve bunun performans, emisyon ve yanmaya olan etkisi araştırılmıştır. Püskürtme avansı, Diesel motor için optimum değer olan ÜÖN'den önce 22.8 °KMA değeri alınmıştır. Emülsiyon yakıtı kütlegece %1 miktarında ve 7 HLB değerli yüzey aktif madde katılmış ve bir buçuk gün stabilizasyon zamanı elde edilmiştir. Deneyler sonucunda, yüksek yüklerde emülsiyon yakıt kullanımıyla termal verim artışı elde sağlanmıştır. Emülsiyon yakıt kullanımında tutuşma gecikmesi süresi artmış ve bu artış ön karışimli yanma etkisi yaratmıştır. Bu da ilk yanma hızını arttırdığından, düşük yüklerde emülsiyon yakıtın termal verimi Diesel yakıtına göre düşüktür. 5.2 kW maksimum güç değerinde emülsiyon kullanımında HC emisyonu 40 ppm'den 70 ppm değerine çıkmıştır. Bu olay tamamlanmamış yanma ile bağdaştırılmıştır. Özellikle düşük yüklerde tamamlanmamış yanmadan dolayı, emülsiyon yakıt kullanımıyla CO konsantrasyonu artmıştır. Maksimum güç olan 5.2kW değerinde emülsiyon yakıt kullanımıyla NO değeri 798 ppm'den 596 ppm'ye düşmüştür. Yanma havasındaki oksijen oranı arttıkça yanma sonu gazlarının sıcaklığı artmış, bu sebeple de NOx miktarında da artış görülmüştür. %25 oksijen oranında NO değeri 1400 ppm'nin üzerindedir.

Cui vd. [6] çalışmalarında, tek silindirli, 15.8 sıkıştırma oranlı, 480 cm³ hacimli, direkt enjeksiyonlu Diesel motorda; kullandıkları emülsiyon yakıt, kütlegece %88 EUD, %10 su ve %2 yüzey aktif maddeden oluşmaktadır. Testler düşük ve orta yük şartlarında, 3 bar ve 10 bar ortalama indike basınç değerlerinde yapılmıştır. Düşük yük şartında %6-8 oranında, orta yük şartında %11-13 oranında EGR uygulanmıştır. Motorun Diesel yakıtı-su emülsiyonu ile çalışmasında tutuşma gecikmesi süresi uzamıştır. Her iki yük şartında da Diesel yakıtı-su emülsiyonuyla çalışmada NOx emisyonlarında saf Diesel yakıtına göre yaklaşık %20 azalma elde edilmiştir.

Kumar vd. [7] çalışmalarında, tek silindirli, 17.5 sıkıştırma oranlı, 661.45 cc hacimli Diesel motorda; hacimce %10 oranında su ve %2 oranında Span 80 ile Tween 80 yüzey aktif madde karışımından oluşan emülsiyon yakıtı kullanmışlardır. Yapılan deneyler sonucunda, artan yüklerle birlikte saf Diesel yakıtı ve emülsiyon yakıt kullanımında özgül yakıt tüketimi azalmış ancak emülsiyon yakıtın değerleri tüm şartlarda yüksek çıkmıştır. Ancak yazarlar; bu artışın su içeriğinden fazla olmadığını ve emülsiyon yakıt

kullanımının daha ekonomik olduğunu belirtmişlerdir. CO emisyon değerlerinde, emülsiyon yakıt kullanımıyla birlikte saf Diesel yakıtına göre düşüş meydana gelmiştir. Bu olay, gerçekleşen mikro patlamaların yakıt atomizasyonunu arttırması ve daha iyi yanma sağlamasıyla açıklanmıştır. Elde edilen HC emisyonu değerleri, CO ile benzer eğilimdedir. NOx emisyonu yükün artmasıyla birlikte her iki yakıtta da artmıştır ancak tüm yük durumlarında emülsiyon yakıtta daha düşük değerler elde edilmiştir. NOx değerleri püskürtme avansı arttıkça artmıştır. Çünkü termal verim, püskürtme avansı ÜÖN'den önce 21 °KMA değerinden 25 °KMA değerine doğru gidildikçe artmaktadır. Artan termal verimle birlikte yüksek egzoz gazı sıcaklıkları ve buna bağlı olarak da yüksek NOx değerleri elde edilmiştir.

Belagur ve Reddy [8] çalışmalarında, tek silindirli, 16 sıkıştırma oranlı silindir kafası ve subap yüzleri, 0.5 mm kalınlığında, zirkonya esaslı PSZ seramik ile kaplanmış Diesel motorda, püskürtme avansı ÜÖN'den önce 27 °KMA ve sabit 1500 rpm hızda, hacimce %0, %5, %7.5, %10, %12, %15, %18 oranlarında su ve %2 oranında yüzey aktif madde içeren emülsiyon yakıtlar kullanılmıştır. Egzoz gazı sıcaklıkları, %80 ve %100 yük şartlarında su oranının artmasıyla kaplamalı ve kaplamasız yanma odasında da azalmıştır ancak kısmi seramik kaplı motorda ulaşılan değerler, kaplamasız motora göre daha yüksektir. CO emisyonu, %80 ve %100 yük şartlarında su oranı arttıkça azalmıştır. Seramik kaplı motorda elde edilen değerler, mikro patlama olayının daha iyi gerçekleşmesi ve sıcak yanma odası çeperlerinden dolayı klasik motora göre daha düşük çıkmıştır. Aynı sebeplerden ötürü NOx azalışı, kısmi seramik yüzeyli motorda daha azdır. NOx değeri, %18 su oranında 2000 ppm mertebesinde 1200 ppm mertebesine çekilmiştir.

Subramanian ve Ramesh [9] çalışmalarında, direkt enjeksiyonlu Diesel motorda ilk aşamada su/Diesel yakıtı oranı kütlece %40, dietil eter ($C_4H_{10}O$) oranı kütlece %5, %10, %15 olan emülsiyon yakıtlar ile testler yapmışlar ve bu testler neticesinde emisyonlar açısından optimum katkı maddesi değerinin kütlece %10 olduğunu belirlemişlerdir. İlk önce dietil eter ile Diesel yakıtı karıştırılmış, ardından su ve kütlece %1 oranında, 7 HLB değerli yüzey aktif madde katılarak bir buçuk gün stabilizasyon zamanı elde edilmiştir. Testler sabit 1500 rpm hızında ve değişken yük koşullarında yapılmıştır. CO emisyonu yüksek yüklerde katkılı emülsiyon yakıt kullanımıyla saf Diesel yakıtına göre %0.175

değerinden %0.100 değerine düşmüştür. Bu azalışın sebebi katkı maddesinin içeriğindeki oksijendir. HC emisyonu, su ilavesi ile yanmanın tam gerçekleşmemesinden dolayı emülsiyon yakıtlarda saf Diesel yakıtına göre daha yüksektir. Çalışmada katkılı emülsiyon yakıt ile NO emisyonu 975 ppm'den 645 ppm değerine çekilmiştir. Bu azalış, su kullanımının gaz sıcaklıklarında azalışa neden olmasına bağlanmıştır. Emülsiyon yakıtta katkı maddesi bünyesindeki oksijenin NO miktarını arttıracakı düşünülse de, katkılı yakıtın NO değeri yaklaşık olarak emülsiyon yakıtın değerine eşittir. Dietil eter katkısının termal verim üzerinde negatif etkiye sebep olmadan, NO ve is üzerinde büyük bir iyileştirme sağladığı da tespit edilmiştir.

1.1.2 Benzin - Su Emülsiyonlarının Kullanılması

Peters ve Stebar [10] çalışmalarında, kütlece %10, %20, %40 oranlarında saf su, poli oksietilen yüzey aktif maddesi ve kurşunsuz benzin ile hazırladıkları makro emülsiyonları kullanmışlardır. Yapılan RON ve MON testlerinde, kütlece %3.05 oranında yüzey aktif madde eklenmesiyle RON 91.2'den 90.7'ye gerilemiştir. Bu sebeple yüzey aktif madde bir ön detonasyon bileşiği olarak yorumlanmıştır. %40 su ilavesi ile RON değeri 100.0 olmuştur. Tek silindirli motor testlerinde, su ilavesinin soğutma yükünü azalttığı görülmüş ancak soğutma sisteminin kaldırılması için %40 değerinin çok üzerinde suya ihtiyaç olduğu tespit edilmiştir. HC emisyonu su ilavesiyle artmış, kütlece %40 su oranında susuz işleme göre 4 kat artış olmuştur. Manifolda su ilavesi yönteminde ise her %10'luk su oranı artışı ile %11 HC artışı gözlenmiştir. Su ilavesi CO miktarını küçük bir miktar etkilemiş ve su miktarı arttıkça azalış meydana gelmiştir. Emülsiyon ve manifolda su enjeksiyonu yöntemleri CO emisyonunda yaklaşık olarak aynı etkiyi yapmıştır. NO emisyonu azalışı, ilave edilen su oranı arttıkça daha da artmıştır. Su ilavesi ile NO azalışı tüm durumlarda gözlemlenmesine rağmen yöntemin fakir karışımlarda daha efektif olduğu tespit edilmiştir. Su ilavesiyle %40 su oranında %40 NO azalışı elde edilmiştir. Emülsiyon ve manifolda su enjeksiyonu yöntemleri NO açısından yaklaşık olarak aynı etkiyi yaratmıştır.

Işın [11] çalışmasında tek silindirli SI motorda; hacimsel olarak %5, %10, %15, %20 su oranlı, faz ayrışımını önlemek için isopropil alkol (C_3H_7OH) içeren makro emülsiyonları kullanmıştır. Emülsiyonlar hazırlanırken öncelikle su ve suda eriyen isopropil alkol

karıştırılmış; ardından benzin, bu karışımın üzerine ilave edilmiştir. Yapılan testler neticesinde isopropil alkolün yüksek su oranlı emülsiyonlarda kararlı fazı oluşturmak için yeterli olmadığı görülse de %2 isopropil alkol ile %5 sudan oluşan emülsiyonun yakıt olarak kullanılabileceği sonucuna varılmış ancak bu emülsiyon da uzun süre kararlı yapıda kalamamıştır. Yakıt, kullanım esnasında kararlılığı sağlayabilmek için karıştırma işlemi uygulanarak motora gönderilmiştir. Deney sonuçları; hacimsel olarak %5, %10, %15, %20 su oranlı yakıtlar ve kurşunsuz benzin ile elde edilen değerlerin karşılaştırılması şeklinde verilmiştir. Maksimum güç değeri, emülsiyon yakıtla olan işletimde kurşunsuz benzine göre %8 artışla elde edilmiştir. Tüm yük kademelerinde elde edilen özgül yakıt tüketim değerleri referans yakıt değerlerinin altındadır; tam açık gaz keleşinde emülsiyon ile %12 azalış gözlenmiştir. Yarım açık gaz keleşinde konumunda minimum CO değerlerinde, tüm emülsiyon yakıtlarda kurşunsuz benzine göre azalma olduğu görülmüştür. Emülsiyonlarda HC emisyonu, yarım açık gaz keleşinde tüm yüklerde kurşunsuz benzin değerlerinin altındadır.

1.1.3 Alternatif Yakıt - Su Emülsiyonlarının Kullanılması

Namasivayam vd. [12] çalışmalarında, tek silindirli, 13 sıkıştırma oranlı, 1.3948 litre strok hacimli CI motorunu çift yakıtlı modda işletmişler; ana yakıt olarak doğal gaz, pilot yakıt olarak da Diesel yakıtı, saf RME, %5 ve %10 su oranlı RME emülsiyonlarını kullanılmışlardır. Pilot yakıt püskürtme avansı tüm şartlarda ÜÖN'den önce 24.5 °KMA olarak seçilmiştir. Deneyler sırasında motor, 1000 rpm ve 1500 rpm hızlarındadır. Emülsiyon yakıtlarda, yakıt içindeki su damlacıklarının buharlaşması sebebiyle düşük yanma sıcaklıkları olduğundan düşük maksimum basınç değerleri elde edilmiştir. Emülsiyon yakıtlar 0.55 eşdeğerlik oranında diğer yakıtlara göre en düşük NO değerine sahiptirler. Bu, yanma sırasında su taneciklerinin buharlaşması ile ilişkilendirilmiştir. Bu eşdeğerlik oranından sonra NO değerleri, saf yakıtlarla olan işletimlerdeki değerlerinin üzerine çıkmıştır. Her iki emülsiyon yakıtın da 0.3-0.4 eşdeğerlik oranı bölgesinde yanmamış HC emisyonu değeri en yüksektir. Bu olay yakıt içerisindeki suyun buharlaşması ile oluşan düşük yanma sıcaklıkları ve tam olmayan yanma ile ilişkilidir.

Prasad ve Gupta [13] çalışmalarında, KBD-su emülsiyonunu tek silindirli, 17.5 sıkıştırma oranlı, 661.45 cc hacimli, direkt enjeksiyonlu Diesel motoru sabit 1500 rpm hızda ve

değişen yüklerde çalıştırarak yapıları testler sırasında saf KBD, KBD-su emülsiyonu ve alüminyum oksit karışimli KBD-su emülsiyonu kullanmışlardır. KBD-su emülsiyonu; hacimce %93 oranında KBD yakıtı, %5 oranında saf su, %1 oranında Span 80 ve %1 oranında Tween 80 yüzey aktif madde karışımından oluşmuştur. Ayrıca 50-80 nm ortalama partikül boyutlarındaki alüminyum oksit (Al_2O_3) nano partikülleri de 50 ppm ve 100 ppm miktarlarında emülsiyon yakıtı ilave edilmiştir. Emülsiyon yakıt kullanımında uzayan tutuşma gecikmesinden dolayı, KBD yakıtına kıyasla CO emisyonu artmıştır. Partikül katkılı emülsiyon yakıt kullanımında, artan yüzey alanı/hacim oranından ve alüminyum oksit nano partiküllerinin yüksek ısıl aktivitesinden dolayı CO emisyonunda önemli oranda düşüş gerçekleşmiştir. Benzer eğilim HC emisyonlarında da gözlenmiştir. NO_x emisyonu en yüksek değerini KBD kullanımında, en düşük değerini ise KBD-su emülsiyonu kullanımında almıştır.

Kerihuel vd. [14] çalışmalarında, hayvansal yağdan elde edilen biodiesel-su emülsiyonu ile işletilen tek silindirli, 18 sıkıştırma oranlı, 633 cc hacimli, direkt enjeksiyonlu CI motorda; sabit 1500 rpm motor hızında ve farklı yük koşullarında deneyler yapmışlardır. Biodiesel-su emülsiyonları, saf biodiesel ile olan işleme göre maksimum basınç değerini ve basınç artış oranını arttırmış ve yanma performansını geliştirmiştir. Biodiesel-su emülsiyonu kullanımı mikro patlama olayını arttırmıştır. Ayrıca tutuşma gecikmesi süresi, standart Diesel tutuşmasına göre daha uzundur. En iyi atomizasyon yüzey aktif madde içeren biodiesel-su emülsiyonunda sağlanmış, bu sebeple ön karışimli yanma fazı uzamış ve difüzyon yanma fazı kısalmıştır. HC ve CO emisyonları en düşük değerlerine gerçekleşen mikro patlamalardan dolayı biodiesel-su emülsiyonu ile olan işletimlerde ulaşmıştır. Tam yükte, Diesel yakıtında 18.7 g/kW-h, biodieselde 18.3 g/kW-h, biodiesel-su emülsiyonunda 2.6 g/kW-h NO değerleri elde edilmiştir. Bu önemli düşüş, emülsiyondaki suyun gizli buharlaşma ısısının silindir içi sıcaklığı düşürerek NO oluşum mekanizmasını etkilemesine bağlanmıştır.

Dağ [15] çalışmasında baz yakıt olarak saf biodiesel ve hacimsel olarak %3.5, %5, %10, %12 oranlarında su içeren biodiesel-su emülsiyonları kullanmıştır. Deneyde kullanılan emülsiyon yakıtlar makro emülsiyon olarak hazırlanmış, yüzey aktif maddesi içermediği için de emülsiyon stabilitesinin arttırılmasında karıştırıcı hızının ve karıştırma süresinin etkisinden yararlanılmıştır. Deneylerde kullanılan makro emülsiyonlar, motora

gönderilmeden önce sürekli karıştırılmıştır. Deney sonuçlarına göre moment; motor devri ve karışım içindeki su oranı arttıkça azalmıştır. Bunun sebebi karışımındaki su miktarının artmasıyla yakıtın ısı değerinin azalarak toplam enerji çıkışının düşmesidir. Güç, karışımındaki su miktarı arttıkça azalmıştır. Tüm devirlerde yakıt tüketim değeri, emülsiyon yakıtlarda ısı verimin daha düşük olmasından ötürü saf biodiesel yakıta kıyasla daha yüksek değerdedir. Karışımındaki su oranı arttıkça suyun yanma odası sıcaklığını düşürmesi sebebiyle CO miktarı artmıştır. İkincil atomizasyon sebebiyle yakıtın havayla karışımının daha iyi olmasından dolayı özellikle yüksek yüklerde %12 su oranlı yakıtta CO₂ miktarlarında artış gözlenmiştir. Karışımındaki su oranı arttıkça NO_x miktarı ve egzoz gazı sıcaklığı azalmıştır. Bu olay, suyun buharlaşmasıyla oluşan ısı emiliminin adiabatik alev sıcaklığını düşürerek NO_x oluşumu için gerekli olan reaksiyonların azalmasına bağlanmıştır. Yine karışımındaki su oranı arttıkça is oluşumu da azalmıştır. Bu durumun, emülsiyon yakıtlarda iyi bir hava yakıt karışımının oluşumu ve mikro patlamaların etkisi ile karbon moleküllerinin okside olmasından kaynaklandığı düşünülmüştür. Silindir içerisine gönderilen yakıt içindeki su miktarı arttıkça maksimum silindir basıncı düşmektedir. Basıncıdaki bu düşüşün, emülsiyon yakıttaki suyun, biodiesel yakıttan önce buharlaşıp ortamdan ısı çekmesi ve soğuma etkisi yaratmasına bağlı olduğu belirtilmiştir.

1.1.4 Diesel Yakıtı ile Su Enjeksiyonunun Kullanılması

Brusca ve Lanzafame [16] çalışmalarında, tek silindirli CFR Diesel motorunda yakıta göre kütlece 0-1.5 oranlarındaki suyu emme manifolduna püskürtmüşlerdir. Deneyler sonucunda, 1.5 oranında su ilavesiyle setan sayısının yaklaşık %25 düştüğü belirlenmiştir. Su oranı arttıkça çeperlerde biriken su miktarı artmış ve buharlaşma oranı düşmüştür. Bu olay, karışım sıcaklığını azaltarak NO_x oluşumunu engellediğinden 1.5 su oranında NO_x miktarında %40 oranında azalma tespit edilmiştir. Su enjeksiyonu uygulaması ısı salım oranını azaltmış ve geciktirmiştir. Ön karışımli yanma fazı süresince ısı salım oranının maksimum değeri azalmıştır. Karışım kontrollü yanma fazının başlangıcında farklı su oranlarındaki ısı salım oranı eğrilerinin farklılığı çok belirgindir; geç yanma fazında ise eğriler arasındaki farklar çok açık değildir. Bu durum; suyun çok az bir kısmının sıkıştırma strokunda, büyük bir kısmının da yanma fazında buharlaşması

ile ilk yanma periyodunda hızlı bir enerji açığa çıkışının meydana gelmesiyle açıklanmıştır.

Bedford vd. [17] çalışmalarında, silindir içine su enjeksiyonunun Diesel motordaki etkilerini incelemişlerdir. Deneylerde %44 yükte; is, NOx ve özgül yakıt tüketimi değerleri, artan su oranıyla azalmıştır. %86 yükte, artan su oranıyla birlikte is ve özgül yakıt tüketimi artmış; NOx ise azalmıştır. Buharlaşan su, lokal sıcaklıkları düşürdüğünden su oranı arttıkça tutuşma gecikmesi değeri de artmıştır. %86 yükte maksimum basınç değeri tutuşma gecikmesi süresi kadar gecikmiş ve değeri yaklaşık %30 azalmıştır. Suyun buharlaşmasıyla birlikte, alevin çevresindeki gazların özgül ısılarındaki bölgesel artış NOx ve is emisyonlarını azaltmıştır. İs %44 yükte azalmış, %86 yükte ciddi şekilde artmıştır. Geç yakıt enjeksiyonu ile NOx değeri azalmış ancak yakıt tüketim değeri artmıştır. %86 yükte NOx değerleri yakıt tüketim değeri sabit kalarak %60 azalmıştır. %44 yükte su enjeksiyonunun yakıt tüketimini %8 azaltma potansiyeline sahip olduğu görülmüştür.

Kohketsu vd. [18] çalışmalarında, şehir içi otobüse ait Diesel motorda silindir içine su enjeksiyonu yöntemini kullanmışlar, ilk püskürtmeyi Diesel yakıtıyla yaparak tutuşabilirliği arttırmış ve emülsiyon yöntemine göre daha fazla miktarda su püskürtülme imkanı bulmuşlardır. NOx, tüm artan su oranıyla birlikte azalmıştır ve %60 su oranında yaklaşık %60 azalış görülmüştür. İs %20 su oranında önemli miktarda azalma göstermiş, su oranının artmasıyla da bu azalma oranı korunmuştur. Püskürtme avansı ve su oranının artmasıyla HC emisyonu artış eğilimine girmiştir. Yakıt tüketim değeri %20 su oranının altında bir değişikliğe uğramamış, bu oran aşılmıca artış eğilimine girmiştir. İlave edilen su miktarının artması tutuşma gecikmesi ve püskürtme avansının arttırmasına rağmen yanma süresi aynı kalmıştır. Su püskürtüldüğünde ısı salım oranı hızlı bir şekilde artış göstermiş, yanma gelişmiş ve toplam ısı salımı artmıştır. Su enjeksiyonunu yakıt enjeksiyonu takip ettiği için doğrudan tutuşma gecikmesini etkilememiştir. Deneyler sonucunda, su enjeksiyonunun %40 yük ve fazlasında uygulanabileceği görülmüştür. Çalışmada optimum su oranları belirlenmiştir; en büyük su oranlı optimum değer %80 yük ve %60 devir şartında %78 olduğu belirtilmiştir.

Orak [19] çalışmasında, tek silindirli Diesel motorda emme portuna su püskürtmeni yöntemini uygulamış ve deneyler sonucunda tüm su/Diesel yakıtı oranlarında kısmi yük şartlarında özgül yakıt tüketiminde iyileşme elde etmiştir. NO_x emisyonu, kütlece %150 su/Diesel yakıtı oranında %74 azalmıştır. Elde edilen iyileşme su/Diesel yakıtı oranı azaldıkça azalmıştır. Sisteme ilave edilen su, buharlaşmak için silindirden ısı çektiğinden silindir içi sıcaklığı düşürerek termal verimi azaltmıştır. Düşük termal verim ve eksik yanmadan dolayı CO ve HC miktarı artmıştır. Silindir içi soğumadan dolayı is partiküllerinin oksitlenmesi için gerekli sıcaklık sağlanamamış ve is artışı olmuştur.

1.1.5 Benzin ile Su Enjeksiyonunun Kullanılması

Tsao vd. [20] çalışmalarında, tek silindirli benzinli motoru, 2000 rpm sabit hızda, hacimsel olarak %5, %10 ve %15 su oranlı kurşunsuz benzin ile çalıştırmışlar, deneylerin sonucunda; su oranı arttırıldıkça motor gücü artmış ve özgül yakıt tüketiminin azaldığını görmüşlerdir. Hacimce %15 su oranında %13 güç artışı ve %9.5 yakıt tüketim değeri azalışı gözlenmiştir. En kısa yanma süresi, hacimce %10 su oranlı yakıt ile 43 °KMA olarak elde edilmiştir. Baz yakıt, tüm yakıtlar içerisinde 51 °KMA ile en uzun yanma süresine sahiptir. %15 su oranında manifold sıcaklığı 2.7 kat, egzoz sıcaklığı ise %14.6 azalmıştır. Egzoz gazındaki CO konsantrasyonu %10 su oranında %40 azalış göstermiştir. Karışımın daha iyi oluşması, alev ön çeperinin daha düzgün gelişmesi ve hızlı yanma oranından dolayı CO₂ emisyonu %60 artmıştır. Düşük sıkıştırma ve yanma sıcaklıklarından dolayı NO_x emisyonu %50 azalmıştır. İlave edilen suyla birlikte çeperlerde oluşan soğutma etkisi, çepere yapışan ve alev alamayan yakıt miktarını arttırarak yanmamış HC emisyonunu %30 arttırmıştır. Motor çıkış gücü, artan su oranıyla birlikte; hızlı yanma oranı ve artan volümetrik verimden dolayı artmıştır. Emme ve sıkıştırma stroklarında yakıt-hava karışımının viskozitesinin azalması, yanma odasındaki türbülans yoğunluğunu arttırmış ve bu sebeple alev hızı, yanma esnasında artmıştır. Ayrıca meydana gelen mikro patlamalar da hava ve yakıt arasında ikinci bir karışım sağlayarak daha hızlı bir alev oluşturmuştur.

Cesur vd. [21] çalışmalarında, benzinli motora, suyun neden olabileceği korozyon etkileri önlemek için farklı debilerde buhar ilavesi uygulamışlardır. Sisteme ilave edilen buhar, atık egzoz gazı ısı ile atık ısı kazanında elde edilerek, 3 bar basınç ve 133.5 °C sıcaklık

şartlarında doymuş su formunda manifolda; yakıta göre kütlece %10, %20, %30 oranlarında püskürtülmüştür. Yapılan deneyler sonucunda motor performansı için optimum buhar oranının %20 olduğu belirlenmiştir. Bu buhar oranında efektif güç artışının maksimum değeri 3200 rpm'de %4.65; minimum değeri 1600 rpm'de %1.25 olmuştur. Özgül yakıt tüketimi tüm devirlerde azalmıştır; maksimum azalma 2000 rpm'de %6.4 olarak elde edilmiştir. NO emisyonu azalmıştır; maksimum azalma 2800 rpm'de %40'tır. Tüm motor devirlerinde, buhar enjeksiyonu ile HC emisyonları azalmıştır; maksimum azalma 2000 rpm'de %31.5'tir. HC azalışının sebebi, enjeksiyon süresince yakıtın daha iyi atomizasyonu ile açıklanmıştır.

Harrington [22] çalışmasında, tek silindirli, 8 sıkıştırma oranlı, 0.612 litre hacimli benzinli motorda emme manifolduna su ve buhar ilavesi yapmıştır. Deneylerde motor hızı 600 rpm, 1000 rpm, 1500 rpm değerlerinde ve su akış hızı 0-0.315 g/s aralığındadır. Su karışımlarının benzine kıyasla, özellikle fakir karışım bölgelerinde yavaş yanma oranları vardır ve bu sebeple yanma süreleri uzundur. Düşük su miktarlarında, su ilavesinin yakıt tüketimine etkisi çok değildir ancak su miktarı arttıkça oluşan negatif etki de artmıştır. Suyun gizli buharlaşma ısısından dolayı buhara göre yanma ve emisyonlar üzerine etkisi daha fazladır. İlave edilen su, CO oluşumunu etkilememiş, sadece yüksek su oranlarında bir artış gözlenmiştir. Buhar ilavesinde de buna benzer bir eğilim elde edilmiştir. HC miktarı su ilavesinden önemli bir şekilde etkilenmemiştir. Düşük su oranlarında HC miktarı az da olsa azalmasına karşın su oranı arttığında HC emisyonunda artış gerçekleşmiştir. NO konsantrasyonu ise artan su oranına paralel olarak düşmüştür. NO miktarı, özellikle fakir karışım bölgesinde önemli ölçüde azalmıştır. Buhar ilavesinde NO azalışı, su ilavesine göre daha az miktarda olmuştur.

Wilson [23] çalışmasında, tek silindirli, değişken sıkıştırma oranlı, 361.22 cc hacimli SI motorda manifolda su ilavesinin değişken sıkıştırma oranlarındaki etkisini araştırmıştır. Çalışmada; 0.94, 1.00, 1.07 olmak üzere üç farklı eşdeğerlik oranı, 0.15 artırımlarla kütlece 0-0.75 aralığında altı farklı su/yakıt oranı, 6 ve 7 olmak üzere iki farklı sıkıştırma oranı kullanılmıştır. Deneylerde, 1.87 H/C oranlı ve 87 oktan sayılı etanol içermeyen kurşunsuz benzin ile saf su kullanılmıştır. Yapılan deneyler neticesinde, su ilavesi ile zengin karışım bölgelerinde bir özgül yakıt tüketimi azalışı olsa da, fakir ve stokiometrik karışım bölgelerinde bu azalış daha fazladır. Maksimum yakıt tüketimi azalışı;

stokiometrik durumda, sıkıştırma oranı 7 ve 0.75 su/yakıt oranında %39 olarak gerçekleşmiştir. NO emisyonları, su ilavesi ile tüm işletim şartlarında azalmıştır; maksimum azalış ise fakir karışım bölgesinde sıkıştırma oranı 7 olan 0.75 su/yakıt oranında %78 olarak gerçekleşmiştir. Artan sıkıştırma oranı, silindir içi sıcaklıkları arttırdığından NO oluşumunu arttırmıştır. Maksimum CO azalışı, stokiometrik durumda, sıkıştırma oranı 7 olan 0.15 su/yakıt oranında %89 olarak gerçekleşmiştir. HC emisyonları zengin karışım şartında sıkıştırma oranı 7 olan 0.30 su/yakıt oranında %45 artmıştır.

1.1.6 Alternatif Yakıtlar ile Su Enjeksiyonunun Kullanılması

Chintala ve Subramanian [24] çalışmalarında, bir Diesel motoru hidrojen ikincil yakıtı ile işletmiş ve emme manifolduna su enjeksiyonunu yöntemini kullanmışlardır. Pilot yakıt konvansiyonel Diesel enjeksiyon sistemi ile yanma odasına, hidrojen ise yardımcı enjeksiyon sistemi ile emme manifolduna püskürtülmüştür. Gaz fazındaki hidrojen, yüksek yanma sıcaklığından dolayı vuruntu problemi ve yüksek NO_x değerleri oluşturmaktadır. Püskürtülen su ile emme manifold duvarları ıslandığından ve püskürtülen suyun tamamının yanma odasına ulaşması için yeterli zaman olmadığından dolayı emme manifolduna yüksek miktarlarda su püskürtülememiştir. Su ilavesi; 130-270 g/kW-h aralığında emme manifolduna, 340-480 g/kW-h aralığında ise emme portuna yapılmıştır. Su, emme manifolduna 1 bar ve 2 bar basınçla 8 ms ve 16 ms süreyle püskürtülmüştür. Porta su enjeksiyonu ise 3 bar basınçla 8 ms ve 12 ms süreyle yapılmıştır. Deneylerde hidrojenin enerji oranı silindir içi maksimum basınç değeri ve basınç artış oranının yüksekliğinden dolayı %18.8 ile sınırlandırılmıştır. Deney sonuçlarına göre, maksimum termal verim değeri su tüketim değeri arttıkça azalmıştır; 130 g/kW-h su tüketim değerinde %34 iken, 410 g/kW-h'te %30.8 olmuştur. Bu azalışın sebebi; eklenen suyun, yanma odasında hidrojen-Diesel yakıtı-hava karışımının reaksiyon oranını yavaşlatması ve silindir içi sıcaklığı azaltarak dolguyu seyreltmesi ile açıklanmıştır. Sıvı formdaki su damlacıkları ön karışimli yanmanın başlangıcını geciktirdiğinden silindir içi maksimum basınç ve sıcaklık değerlerini düşürerek NO_x değerlerini azaltmıştır. Hidrojenin enerji değerinin artmasıyla NO_x artmış ancak su tüketim değerinin artmasıyla da NO_x değerleri azalmıştır. Hidrojenin enerji değeri

arttırıldıkça; HC, CO ve is değerleri azalmıştır. Emisyon değerleri tüm hidrojen oranlarında saf Diesel yakıtıyla işletime göre düşük seviyededir.

Subramanian vd. [25] çalışmalarında, bir benzin motorunda hidrojen yakıtı kullanılıp manifolda su enjeksiyonu uygulayarak, tam yükte, farklı su oranlarında ateşleme avansının vuruntu ve emisyonlar üzerine olan etkilerini incelemişlerdir. Deneylerde uygulanan su enjeksiyonu basıncı 3 bar'dır. Deney sonuçlarına göre; su enjeksiyonu ile tork artmasına rağmen ortalama efektif basınç sabit kaldığı için torktaki bu artış sürtünme kayıplarının azalması ile ilişkilendirilmiştir. Sürtünme kayıplarındaki azalış ise motorun gaz kelebeği tam açık pozisyonunda iken çalıştırılması sonucunda emme kayıplarının azalması ile ilgilidir. Ateşleme avansı, su enjeksiyonu ile oluşan yavaş yanmayı kompanze etmek için arttırılmıştır. Su ilavesi ile tutuşma gecikmesi 2-3 °KMA, yanma süresi 3-4 °KMA uzamıştır. Suyun varlığı maksimum sıcaklık değerlerini düşürerek NO miktarını azaltmıştır; uygulanan maksimum su debisi olan 6 kg/h miktarında %80 NO azalışı gözlemlenmiştir. Su enjeksiyonu uygulanması ile yanma oranı ve basınç artış oranı azaldığından dolayısı motor daha yumuşak çalışmıştır. 2.5 kg/h su debisinde, maksimum basınç artış oranı 0.5 bar/KMA olduğundan mekanik gerilmeler azalmıştır. Su enjeksiyonu, hidrojenin sebebiyet verdiği vuruntunun kontrolü için çok verimli bir yöntemdir.

Tesfa vd. [26] çalışmalarında, bir Diesel motorunda biodiesel yakıtı kullanmışlar ancak biodiesel yakıtın NOx emisyonlarını arttırıcı etkisini gidermek için su enjeksiyonu yöntemini uygulamışlardır. Deneylerde su debisi 0-3 kg/h aralığında seçilmiştir. Su enjeksiyonu sonucunda çıkış gücü %2'den daha az miktarda azalmıştır. Çalışmada farklı devir, yk ve su debilerinde maksimum basınç değeri çok küçük farklılıklar göstermesine rağmen basınç değişiminin eğimleri sürekli değişmiştir. Bu, su enjeksiyonunun maksimum alev sıcaklığını etkilemediğini ancak ön karışımlı yanmada alev sıcaklığını etkileyerek NOx oluşumunda etkili olduğunu göstermiştir. Düşük devirlerde tutuşma gecikmesi süresince yakıt buharı birikimi olduğundan başlangıçta negatif ısı salım değeri oluşmuştur. Yanma verimini izlemek için en önemli parametre olan toplam ısı salımı değeri; düşük yüklerde artmış, yk arttıķa bir değişim izlenmemiştir. zgl yakıt tüketimi değeri, devir arttıķa azalarak minimum değerine ulaşmış ve sonrasında artış göstermiştir. Bu olay; düşük devirlerde ısı kayıplarının

yüksek, yanma veriminin düşük olması ve yüksek devirlerde sürtünme kayıplarının artmasıyla açıklanmıştır. Tüm işletme koşullarında 3 kg/h su debisinde CO emisyonu artmıştır. Bunun sebepleri; suyun, CO'nun CO₂'ye dönüşüm mekanizmasını yavaşlatması ile ön yanma sıcaklığının azalması ve yüksek sıcaklıklarda su buharı ile katı karbon (is) reaksiyonunun, CO ve H₂O oluşumunu arttırmasıdır. Devir sayısı ve yük arttığında, özellikle yüksek devirlerde silindir içi gaz sıcaklığı arttığından CO'nun CO₂'ye dönüşüm reaksiyon kinetiği de artarak CO değerleri azalmıştır. Tüm işletme koşullarında NOx değerleri artan devir ile birlikte azalmıştır. Bu olay, yüksek devirlerde volümetrik verimin ve silindire olan gaz akışının artması; böylece hava-yakıt karışımının hızlıca oluşması ve tutuşma gecikmesi süresinin kısılmasıyla açıklanmıştır. Su debisi arttıkça, su buharlaşırken ortamdan ısı çektiği için, NOx azalışı artmıştır; 1.8 kg/h su debisinde %30, 3 kg/h su debisinde %50 NOx azalışı elde edilmiştir.

Çoşgun [27] çalışmasında, tek silindirli, doğal emişli, 17 sıkıştırma oranlı, 0.92 dm³ hacimli, direkt enjeksiyonlu Diesel motorda emme manifolduna su buharı püskürtmüştür. Deneylerde yakıt olarak; standart Diesel yakıtı, su buharı ilaveli Diesel yakıtı, %10 ve %20 oranlı metil ester-Diesel yakıtı karışımları, su buharı ilaveli metil ester-Diesel yakıtı karışımları kullanılmıştır. Deneylerde ayçiçeği, kanola ve soya bitkisel yağlarından transesterifikasyon ile elde edilen metil esterler kullanılmıştır. Yakıtların içerisinde, bitkisel yağ miktarına göre kütlece %20 oranında metil alkol ve katalizör olarak da %1 oranında KOH bulunmaktadır. Deneyler, 1200-2400 rpm hız aralığında ve tam yük şartında gerçekleştirilmiştir. Su buharı, 3 bar basınç ve 133.5 °C sıcaklık şartlarında; kütlece %10, %20, %30 oranlarında emme manifolduna püskürtülmüştür. Buhar enjektörü emme manifoldu üzerine, buharı emme subabı tablasına doğru püskürtecek şekilde konumlandırılmıştır. Buhar enjeksiyonu uygulaması, motor efektif gücünde düşük devirlerde küçük bir artış sağlamış ancak yüksek devirlerde standart değere göre gücü azaltmıştır. Efektif güç değerinde %10 kanola metil esteri ile %10 buhar ilavesi durumunda %2.5 iyileşme elde edilmiştir. Özgül yakıt tüketimi, tüm buhar ilavesi oranlarında baz Diesel yakıtı değerlerinin altındadır; en düşük değer ise %20 buhar oranında %6.7 iyileşme ile sağlanmıştır. Metil esterlerin alt ısı değerleri Diesel yakıtına kıyasla düşük olduğundan dolayı özgül yakıt tüketimi artmıştır. Ayrıca viskoziteleri baz yakıtı göre daha yüksek olduğu için enjektörden püskürtme yapılması

ve iyi atomizasyonun sağlanması daha zordur. Bu sebepten dolayı buhar ilavesiyle birlikte gerçekleşen mikro patlama olayı, pülverizasyonu arttırarak yanma verimini arttırmış; bu durum da özgül yakıt tüketiminde azalmaya sebep olmuştur. Metil ester kullanımında, bitkisel yağlar yaklaşık %10 oksijen içerdiklerinden dolayı NO_x emisyon değerlerinde artış gözlenmiştir. Ancak uygulanan tüm buhar oranlarında NO_x değerleri, referans yakıt değerlerinin aşağısına çekilmiştir. En iyi NO_x iyileşmeleri; %10 ayçiçeği metil esteri kullanımında %20 buhar ilavesi ile %25; %10 kanola metil esteri kullanımında %10 buhar ilavesi ile %22.1; %20 soya metil esteri kullanımında %10 buhar ilavesi ile %13.3 oranlarındadır. NO_x açısından bakıldığında optimum buhar oranı %20 olarak belirlenmiştir. Buhar ilavesi, düşük devirlerde fakir karışımın etkisiyle silindir içi sıcaklıkları düşürerek HC ve CO emisyonlarını bir miktar arttırmıştır.

Gadallah vd. [28] çalışmalarında hidrojen yakıtlı SI motorda; 11 MPa basınçla ve 2 mg artımlarla 4-14 mg/çevrim miktarlarında suyu direkt olarak yanma odasına püskürtmüşlerdir. Deneyler sonucunda, ÜÖN'den önce 60 °KMA enjeksiyon başlangıcında termal verim %39.7 olarak hesaplanmıştır. Enjeksiyon zamanı ÜÖN'dan uzaklaştıkça maksimum basınç ve sıcaklık değerleri düştüğünden NO_x değerleri azalmış ve ÜÖN'den önce 140 °KMA değerinde en düşük NO_x miktarına ulaşılmıştır. Su enjeksiyonu; emme, sıkıştırma ve genişleme stroklarında yapılmış ve püskürtme avansı her strokta farklıdır. Su ilavesi, ÜÖN'den önce 60 ile 20 °KMA arasında yapıldığında %50'nin üzerinde NO_x azalışı elde edilmiştir. Optimum su püskürtme avansı, %60.8 NO_x azalışı gözlenen ÜÖN'den önce 40 °KMA değeridir. Termal verim, optimum değerini ÜÖN'den önce 50 °KMA'da almıştır. Genişleme stroku sırasında yapılan su enjeksiyonu NO_x değerini arttırmıştır. Emme stroku sırasında yapılan su enjeksiyonu sonucunda 0.357 ppm/KMA NO_x azalışı gözlemlenmiş ve önemli bir etkiye sebep olmadığı çıkarımı yapılmıştır.

Selim vd. [29] çalışmalarında, tek silindirli, aşırı doldurmalı, değişken sıkıştırma oranlı Diesel ve LPG çift yakıtlı bir motorda; NG ve LPG gibi gaz yakıtlar ulaşılan alev sıcaklıklarını arttırarak NO_x üretimini hızlandırdığından dolayı emme havasına buhar püskürterek maksimum yanma sıcaklıklarının düşürülmesini hedeflemişlerdir. Deneylerde havanın özgül nemi 6, 14, 24 g/kg; sıkıştırma oranı 14-22; LPG yakıtının debisi 1.0-4.5 kg/h aralığındadır. Devir sayısının artması, tüm su oranlarında genellikle

özgül yakıt tüketimini arttırmıştır. Artan devirle birlikte pilot Diesel ve LPG kütlesinin artmasıyla motor gücü de artmıştır. Yakıt kütlesinin artması, güç artışından daha fazla olduğundan özgül yakıt tüketimi artış eğilimindedir. 22 sıkıştırma oranında, devir arttıkça maksimum basınç artış oranı azalmıştır. Artan devirle birlikte hava-yakıt karışımı daha iyi oluşmuş ve böylece yanma daha yumuşak başlamış, tutuşma gecikmesi ve maksimum basınç artış oranı azalmıştır. Motora ilave edilen suyun arttırılmasıyla maksimum yanma sıcaklığı azalırken tutuşma gecikmesi süresi ve maksimum basınç artış oranı da artmıştır.

Özcan [30] çalışmasında, 4 silindirli, 7.8 sıkıştırma oranlı, 1297 cm³ strok hacimli, SI motorda %30 propan %70 bütan bileşimli LPG yakıtı kullanarak; benzin enjektörü ile emme portuna ve 0.35 mm çaplı kapiler tüp ile emme manifolduna su ve buhar ilavesi yapmıştır. Deneyler sonucunda, su oranı arttıkça özgül yakıt tüketimi azalmıştır. Bu azalışa bağlı olarak, artan su oranıyla termal verim de artmıştır. HC emisyonları, stokiometri civarında su oranı değişiminden önemli bir şekilde etkilenmemiş; fakir ve zengin karışım bölgelerine doğru kayıldıkça artan su oranıyla birlikte artmıştır. Bu olay, ilave edilen suyun yüksek buharlaşma ısısının karışımın sıcaklığını azaltmasına ve karışımın yanma oranını düşürmesine bağlanmıştır. Zengin karışım bölgesinde ilave edilen su, CO oksidasyon prosesinin gerçekleşmesine katkı sağladığından dolayı CO azalışı gözlenmiştir. NOx emisyonunun maksimum değeri, yanma sıcaklığının yüksek ve oksijen konsantrasyonunun fazla olduğu 0.9-1.0 eşdeğerlik oranı bölgesindedir. Su ilavesi, yanma sıcaklıklarını düşürmüş ve %35 NOx azalışı sağlamıştır. Su, emme havasına sıvı formda ilave edildiğinde maksimum yanma sıcaklıkları düşmüş; gaz fazda katıldığında ise emme havasının termal kapasitesi artmıştır. Maksimum NOx azalışı, su fazında %35; buhar fazında %16 olduğundan su ilavesinin daha efektif bir yöntem olduğu belirtilmiştir.

Younkins vd. [31] çalışmalarında emme portuna hidrojen yakıtı enjeksiyonlu bir motorda, çevrim başına 0, 21 ve 35 mg saf suyu 100 bar basınçla doğrudan yanma odasına ilave etmişlerdir. Su enjeksiyonu yanma fazından önce; özellikle emme stokunun sonlarında yapıldığında, NOx ve termal verim üzerinde önemli bir etki yaratmıştır. Sıkıştırma strokundaki enjeksiyonda, NOx değerleri minimal düzeyde etkilenmiştir. Bu noktalarda yakıt tüketimi değişiklik göstermemiştir. NOx

emisyonunda, 35 mg su enjeksiyonu ve ÜÖN'den sonra 220 °KMA enjeksiyon zamanlamasında %95 azalış sağlanmıştır ancak %8'lik yakıt tüketim artışı olmuştur. Yakıt tüketim değerinde artış olmadan %85 düzeyinde NOx azalışı elde edilmiştir.

1.1.7 Emülsiyon ve Su Enjeksiyonu Yöntemlerinin Karşılaştırılması

Subramanian [32] çalışmasında, bir Diesel motorda emülsiyon ve enjeksiyon yöntemleri ile su ilavesi yapmıştır. Enjeksiyon yönteminde bir benzin enjektörü manifolda yerleştirilmiş ve en iyi atomizasyon için 2 bar basınçta su püskürtülmüştür. Deneylerde, su ilavesi sonucunda dolgu sıcaklığı azaldığı için fakir yanma gerçekleşerek tüm güçlerde termal verim azalmıştır. Emülsiyon yönteminin enjeksiyon yöntemine göre, termal verim açısından daha iyi olduğu görülmüştür. Enjeksiyon yönteminde su, üniform bir dağılım göstermiştir ve düşük yüklerde az miktarda yakıt püskürtüldüğünden yakıta göre su konsantrasyonu daha azdır. Bu sebeple düşük yüklerde enjeksiyon yöntemi daha performanslıdır. Enjeksiyon yönteminde emülsiyona göre; düşük yüklerde CO ve HC değerleri düşüktür ancak yüksek yüklerde benzer değerler elde edilmiştir. 0.4:1 su/yakıt oranında emülsiyon yöntemi, baz Diesel yakıtına ve enjeksiyon yöntemine göre NO değerlerini daha büyük oranda azaltmıştır. Yüksek motor güçlerinde ise saf Diesel yakıtı kullanımında 975 ppm olan NO değeri, emülsiyon yöntemiyle 645 ppm'ye, enjeksiyon yöntemiyle 643 ppm'ye inmiş ve su ilavesi yöntemleri benzer etkiyi göstermişlerdir. Emülsiyon yönteminde enjeksiyona göre tutuşma gecikmesi uzamış, maksimum basınç değeri ve basınç artış oranı yükselmiştir.

Kegl ve Pehan [33] çalışmalarında, kamyon Diesel motorunda; 5, 10, 15, 20, 30 su/yakıt oranlarında emülsiyon ve enjeksiyon şeklinde su ilavesinin etkilerini araştırmışlardır. Yapılan deneyler neticesinde 2150 rpm motor hızında yaklaşık %30 NOx, yaklaşık %60 PM azalışı sağlayan emülsiyon yönteminin yakıt tüketimini kötüleştirmeden NOx ve PM emisyonlarını azaltmada en uygun yöntem olduğu belirlenmiştir. NOx, HC, PM emisyonlarının azalışı, su oranının artmasıyla birlikte artmıştır. Emülsiyon yöntemi kullanıldığında, Diesel yanmasındaki ön karışım fazı süresince ısı salımının eğimi artmıştır. Uzayan tutuşma gecikmesiyle birlikte daha iyi bir karışım oluşmuş ve yanma prosesindeki kinetik fazda karışımın daha fazla miktarı tamamen yanmıştır.

Nazha vd. [34] çalışmalarında, Diesel motora emülsiyon ve enjeksiyon ile su ilavesinin etkilerini EGR yöntemi ile birlikte incelemişlerdir. Her iki yöntem de CO ve yanmamış HC emisyonlarını arttırıcı etkiye sahiptir. EGR, is emisyonunu arttırdığından dolayı su ilavesi gibi bir yöntemle birlikte kullanılması daha faydalıdır. Böylece suyun yüksek ısı kapasitesi ve EGR uygulamasının oksijen konsantrasyonunu azaltması ile NO_x miktarları da azalmıştır. Enjeksiyon yönteminde su, sabit 2 bar basınçta emme sistemine yerleştirilmiş bir enjektörle püskürtülmüştür. Emülsiyon yönteminde; motor işletilmeye Diesel yakıtıyla başlatılmış ve rejim sıcaklığına ulaşıldığında da emülsiyon yakıtla işletilmeye geçilmiştir. Enjeksiyon yönteminde deneyler motorun standart püskürtme avansında ve standart değer 3 °KMA arttırılarak iki farklı püskürtme avansında yapılmıştır. Bu uygulama ile NO_x miktarı iki katına çıkmış ancak is miktarı %10 azalmıştır. Enjeksiyon yönteminde artan su oranının yakıt tüketimine etkisi olmamış, NO_x değerini %60 azaltmış ve is miktarını arttırmıştır. CO %20, yanmamış HC %30 düzeyinde artmıştır. Emülsiyon yönteminde ise NO_x miktarı, kısmi yükte tam yüke göre daha fazla azalmıştır. En efektif su oranı enjeksiyon yönteminde kütlece 1.5:1, emülsiyon yönteminde hacimce %20 olarak belirlenmiştir. %16.7 EGR oranı ve enjeksiyon yönteminde 1.5:1 su oranı, emülsiyon yönteminde ise aynı EGR oranı ve %20 su oranı ile yapılan testlerde; yük arttıkça NO_x ve is değerleri artmış, özgül yakıt tüketim değerleri azalmıştır.

Samec vd. [35] çalışmalarında, 4 silindirli, 18 sıkıştırma oranlı, 7118 cm³ hacimli Diesel motorda; emme subabı tablasına ve aşırı doldurma sisteminin önüne doğru su enjeksiyonu ile emülsiyon yöntemini incelemişlerdir. Suyun havaya ilave edildiği birinci ve ikinci yöntemlerde elde edilen NO azalışı yaklaşık olarak aynıdır ancak motor termal yükleri açısından ikinci sistem daha iyi sonuçlar vermektedir. Yapılan simülasyon sonuçlarına göre %20 su oranında susuz işleme göre; enjeksiyon yöntemlerinde %10 NO azalışı sağlanmış ancak %3.6 oranında is artışı elde edilmiştir; emülsiyon yönteminde ise NO emisyonunda %35, is emisyonunda ise %60 azalış gözlenmiştir.

Valdmanis ve Wulfhorst [36] çalışmalarında hacimce 20/80, 33/67, 50/50 su/yakıt oranlı emülsiyonlar ve yakıtın toplam hacminin %60'ı oranındaki su ile enjeksiyon yöntemlerini uygulamışlardır. Emülsiyon kullanımında su oranı arttıkça tutuşma gecikmesi artmıştır. Oran 50/50 olduğunda ise emülsiyon tutuşmamıştır. Tutuşma

gecikmesinin artışını kompanze ederek güç çıkışını devamlı hale getirmenin yolu enjeksiyon zamanlamasıdır. 20/80 emülsiyon oranında güç %0-2 aralığında artmış; is %30 mertebesinde azalmış; NO konsantrasyonu yaklaşık %20; HC ise %300 artmış; CO konsantrasyonu ise aynı kalmıştır. 20/80 emülsiyonunda değerlerin değişimi oldukça tutarlıdır. Benzer sonuçlar 33/67 emülsiyonunda da elde edilmiştir. Is, emülsiyon yakıtta daha çok azalmıştır. NO emülsiyon yakıtta artmış ancak enjeksiyon yönteminde azalmıştır. HC miktarı emülsiyonda artmış ancak enjeksiyon yönteminde büyük bir değişim göstermemiştir. Buna göre enjeksiyon yöntemi, toplam motor emisyonları için daha avantajlıdır.

Hountalas vd. [37] çalışmalarında, 6 silindirli, 18 sıkıştırma oranlı, direkt enjeksiyonlu Diesel motoru 1400, 1800, 2200 hızlarında ve %25, %50, %75, %100 yük değerlerinde işleterek EGR, emme manifolduna su enjeksiyonu ve Diesel yakıtı-su emülsiyonu uygulamışlar ve aynı oranda NO_x azalışını sağlayan yakıtları özgül yakıt tüketim değerleri ve is açısından kıyaslamışlardır. Emülsiyon yakıtta, saf Diesel yakıtıyla aynı güç değerini elde etmek için daha fazla yakıtın yanmaya katılması gerektiğinden püskürtme avansı arttırılmalıdır. Fakat yüksek su oranlarında püskürtme avansının aşırı arttırılmasının getireceği problemlerden dolayı, NO_x azalışı %30 seviyesinde kalmıştır. Deneyler sonucunda aynı NO_x azalışı elde etmek için enjeksiyon yönteminde emülsiyona göre yaklaşık 2 kat fazla su kullanılması gerekmiştir. Emülsiyon yakıt, hava ile yakıtın karışım mekanizmasını iyileştirerek bölgesel gaz sıcaklıklarını azalttığından NO oluşumunu geciktirmekte ve NO azalışında daha pozitif bir etkiye sahip olmaktadır.

Hountalas vd. [38] çalışmalarında Diesel motora su-yakıt emülsiyonu ve emme manifolduna su enjeksiyonu şeklinde su ilavesi uygulanmıştır. Uygun su oranının tespiti için çok bölgeli yanma modeli kullanılmıştır. Model; ilave edilen su oranı, bağıl NO azalışı, yakıt tüketim artışı ve is emisyonu artış değerleri arasında bir korelasyon oluşturmaktadır. Sonuç olarak optimum su oranı, maksimum NO azalışına karşılık kabul edilebilir yakıt tüketim artışı ile bulunmuştur. Deneylerde emülsiyon yönteminde tek enjektör, emme manifolduna enjeksiyon yönteminde ise yakıt enjektörüne ilave olarak ikinci bir enjektör kullanılmıştır. 1800 rpm motor hızında; %25, %50, %75, %100 motor yükü değerleri ve %0, %10, %20, %30 su oranları uygulanmıştır. Emülsiyon yönteminde ise su ilavesi yapılmayan referans durumdaki ile aynı güç değerini korumak için

püskürtme avansı arttırılmıştır. Emme manifolduna su enjeksiyonu, emme stroku sırasında yapılmıştır. Emülsiyon yönteminde yüksek derecede NO azalışı, %20 su oranına kadar gözlemlenmiştir. Su ilavesinin NO üzerine olan etkisi yüksek yüklerde daha fazla olmuştur. Su ilavesi, is emisyonunu kısmi yüklerde azaltırken yüksek yüklerde arttırmıştır. Enjeksiyon yönteminde, su oranı arttıkça özgül yakıt tüketim değeri de artmıştır. Emülsiyon yöntemi yanmaya pozitif etki yapmasına karşın enjeksiyon yöntemi negatif etki yaparak verimi düşürmüştür. NO, püskürtülen su miktarı arttıkça orantılı şekilde azalmıştır.

1.2 Tezin Amacı

İçten yanmalı motorlarda silindir içerisine gönderilen su, iç soğutma etkisi yarattığı için bu yöntem yanma sonucu oluşan zararlı emisyonların, özellikle de azot oksitlerin kontrolünde kullanılmaktadır. NO_x üretimi, çok zengin karışım şartlarında ve esas olarak alevin arkasındaki yüksek sıcaklıktaki yanmış gaz bölgesinde olmaktadır. Sıcaklık arttıkça reaksiyon hızı arttığından dolayı oluşan NO_x miktarı da artmaktadır [39]. Su, yüksek buharlaşma ısisına sahip olmasından ötürü az miktarı dahi silindir içi sıcaklıkları düşürerek NO_x oluşumunu azaltıcı bir etki ortaya çıkarmaktadır.

Suyun yaptığı iç soğutma etkisi ile buji ateşlemeli motorlarda vuruntu kontrolü de sağlanabilmektedir. Otto motorlarında sıkıştırma oranının arttırılması yakıtın kendi kendine tutuşma sıcaklığı ve vuruntu sınırı ile ilişkilidir. Sıkıştırma oranı da verimi doğrudan etkilemektedir. Günümüzde Otto motorlarında verimi arttırmak amacıyla sıkıştırma oranının arttırılması, emilen taze yakıt-hava karışımının sıkıştırma sonu sıcaklık değerini çok hızlı bir şekilde arttırmakta ve karışım, piston henüz ÜÖN'ye varmadan önce yani buji çakmadan kendi kendine tutuşabilmektedir. Bu olay sonucunda da basınç hızla yükselmekte ve piston ters yönde basınç dalgalarına maruz kalabilmektedir. Böylece vuruntu meydana gelmektedir. Vuruntunun meydana gelmesiyle motor güçten düşmekte, yakıt tüketimi ile birlikte termal ve mekanik zorlanmalar da artmaktadır. Su ilavesi ile dolgunun soğutulması sağlanarak vuruntu sınırından uzaklaşılması hedeflenmektedir. Bu şekilde su püskürtmenin vuruntuya karşı direnci artırıcı etkisi olduğundan yüksek sıkıştırma oranlarında, aynı strok hacminden daha fazla güç elde edilebilmektedir. Temel olarak su; püskürtme

miktarına ve püskürtme zamanına bağlı olarak yanma sırasındaki maksimum basınç üzerinde etkili olmakta ve çevrimdeki ısı salım oranını azaltmaktadır.

Bu tezde amaç; motorun değişik işletme şartlarında püskürtülen su miktarının motor performansı ile egzoz emisyonları üzerine olan etkisini ortaya çıkarmaktır.

1.3 Hipotez

Bu çalışmada SI motor, benzin ile işletilecektir. Yanma olayı sırasında ulaşılan yüksek alev sıcaklıkları NO_x üretimini hızlandırmaktadır. Su ilavesi yöntemi, ulaşılabilecek maksimum yanma sıcaklığını düşürmektedir ve bu yöntemin NO_x emisyonları üzerinde önemli bir etkisi vardır [29]. Su ilavesi ise yüksek basınç altında doğrudan yanma odası içerisine yapılacaktır. Emme manifoldu veya emme kanalına su püskürtülmesi ile ilgili literatürde birçok çalışmanın olduğu görülmektedir. Bu çalışmada suyun doğrudan yanma odası içerisine ve yüksek basınç altında püskürtülmesi ile ilgili çalışmalara çok az sayıda rastlanmaktadır.

Çalışma sonucunda aşağıdaki durumların olması öngörülmektedir:

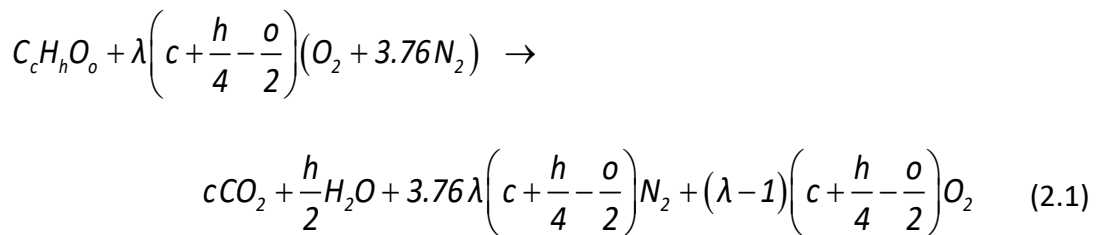
- Adiabatik alev sıcaklığının düşerek silindir içi maksimum sıcaklık değerinin azalması sonucunda oluşacak NO_x miktarının düşmesi,
- Motor performans değerlerinde değişiklik,
- CO, CO₂ ve HC emisyonları değerlerinde değişiklik,
- Uygulanacak yüksek basınçlı su ilavesiyle iyi pülverize edilmiş su damlacıklarının hava yakıt karışımı içerisinde daha iyi dağılıp homojen bir karışım oluşturması sonucu su püskürtmenin yanma üzerinde ortaya çıkarabileceği olumsuz etkilerin en aza inmesi.

İÇTEN YANMALI MOTORLARDAN KAYNAKLANAN KİRLETİCİLER

Günümüzün en önemli problemlerinden biri haline gelen çevre sorunları her geçen gün artarak devam etmektedir. Son yıllarda dünyanın nüfusu hızla artmakta buna karşın enerji üretimindeki artış nüfus artış hızının 4 katı olmasından ötürü enerji üretiminin ve tüketiminin gelecek için ne kadar önemli olduğu gözükmemektedir. Geçmişte enerji tüketiminin çevresel boyutuna yeterince önem verilmediği için günümüzde çeşitli ekolojik tehlikelerle yüz yüze gelinmiştir. Bu konuda en önemli unsurlardan biri fosil yakıtların yanması sonucu atmosfere atılan gazlardır [40]. Fosil yakıtların yanması sonucu salınan gazların ise %55.1'i enerji üretimi ve %23.2'si taşımacılık kaynaklıdır [41].

2.1 İçten Yanmalı Motorlarda Yanma

İçten yanmalı motorlarda yanma olayı, yanma odasına gönderilen yakıtın oksijenle reaksiyona girmesi sonucu oluşur. Yakıt ister sıvı ister gaz fazda olsun, bünyesinde değişik oranlarda ve çeşitli bağ şekillerinde C, H, S ve O gibi molekülleri bulundurmaktadır [42]. Bir hidrokarbon yakıt $C_cH_hO_o$ şeklinde tanımlandığında genel yanma denklemi (2.1)'deki gibi olacaktır [43]:



Motorda gerekleŖen ideal yanma sonucunda zehirli etkileri olmayan CO₂, su buharı ve havadaki azot da bulunacaktır. Su buharı kirletici özellik taŖımamaktadır. Ancak CO₂, atmosferde birikerek sera etkisine yol açtığı için kirleticiler sınıfındadır. Tam gerekleŖmeyen yanma ve kimyasal parçalanmalar sonucunda oluŖan ara rnler; HC, CO, NO_x gibi zararlı maddelerin oluŖmasına sebep olmaktadır. Ayrıca yakıtın içeriğinde bulunan kükürtten dolayı SO₂ gibi zararlı maddeler de yanma ürünü olarak açığa çıkabilmektedir [44].

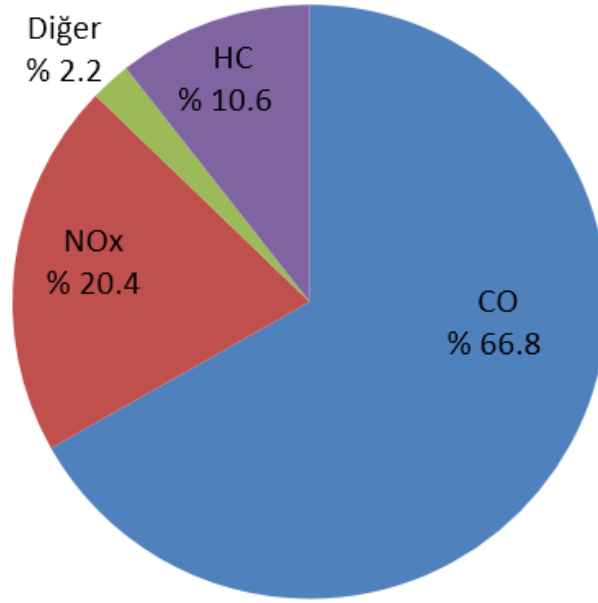
2.2 İçten Yanmalı Motorlardan Kaynaklanan Kirletici Emisyonlar

İçten yanmalı motorlardan atmosfere atılan hava kirleticilerin kaynakları temel olarak karter havalandırması, yakıt deposu ve egzoz gazı Ŗeklinde gruplanabilir [19].

İçten yanmalı motorlarda normal yanma prosesinde karter içinde yağlı bir gaz kaçağı oluŖmaktadır ve bu buharın tekrardan emme sistemine geri döndürülmesi kapalı karter havalandırma sistemleriyle sağlanmaktadır. Bu sistem ile karter havalandırmasından atmosfere kirletici maddelerin atılmaması için yağ yakıttan ayrılarak kartere gönderilmekte; yakıt da pozitif karter havalandırması yöntemi ile yanmaya katılmaktadır [45], [46].

Benzin kolay buharlaŖabilen bir yakıt olduğu için atmosfere salınan HC emisyonlarının yaklaŖık %20'si buharlaŖan yakıt kaynaklıdır. Bunun nlenmesi için; motor durduktan sonra sıcaklığın etkisiyle buharlaŖan yakıtın emme kanalına girmesi ve yakıt ikmali sırasında depo kapağının açılması gibi sebeplerle oluŖan kayıp yakıt, karbon kanister sistemi ile yakalanarak bir depoda toplanmakta ve yanmaya katılımı sağlanmaktadır. Yakıt buharı karbon taneciklerine yapıŖmakta ve motorun vakum etkisi ile yakıt emme sistemine çekilmektedir. [44], [46].

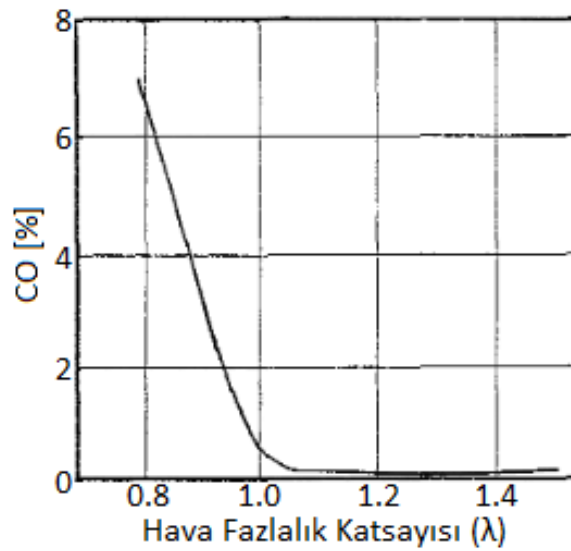
Emisyon kaynakları içerisinde egzoz gazları büyük bir bölümü kapsamaktadır. İçten yanmalı motorlarda, yanma sonucu açığa çıkan ana kirletici maddeler karbonmonoksit (CO), karbondioksit (CO₂), hidrokarbonlar (HC), azot oksitler(NO_x) ve partikül maddelerdir (PM). Ŗekil 2.1'e göre karayolu taŖıtları kaynaklı toplam emisyon miktarının %66.8'i CO, %20.4' NO_x, %10.6'sı HC ve %2.2'si is ve diğer maddeleri içermektedir.



Şekil 2.1 Karayolu taşıtlarının yaydığı emisyonların oranları [47]

2.2.1 Karbonmonoksit (CO)

Karbonmonoksit, renksiz, kokusuz ve tatsız bir gazdır. Karbon içeren yakıtlarda; oksijen eksikliği başta olmak üzere, yüksek kendi kendine tutuşma sıcaklığı ve yanma odasındaki türbülansın düşük seviyeli olması gibi etmenlerden dolayı meydana gelen eksik yanmanın sonucunda oluşmaktadır. CO oluşumu λ 'nın bir fonksiyonudur ve CO, çoğunlukla $\lambda < 1$ şartında oluşmaktadır. CO oluşumu ile λ arasındaki ilişki Şekil 2.2'den görülebilir.



Şekil 2.2 Hava fazlalık katsayı ile CO ilişkisi [44]

Yüksek alev sıcaklıklarında su gazı dengesi olarak adlandırılan (2.2) reaksiyonuna göre; CO₂'ye oranla daha fazla CO oluşmaktadır. Alev sıcaklığı azaldıkça CO'nun CO₂'ye dönüşümü arttığından fakir karışım bölgesinde ($\lambda > 1$) CO miktarı daha az iken, zengin karışım bölgesinde O₂ yetersizliği sebebiyle yüksek miktarda CO bulunmaktadır. Alev cephesinin iç bölgelerindeki yüksek lokal sıcaklıklardan dolayı çok miktarda CO oluşmaktadır. Gazların genişlemesi ve soğuması sırasında sıcaklığın düşmesi ile birlikte (2.3) reaksiyonu meydana gelmekte ve CO'nun CO₂'ye dönüşümü gerçekleşmektedir [44].



Kararlı bir gaz olan CO'nun atmosferde kalıcılık süresi iki aydan uzundur. Dünya'da üretilen CO gazının %70'inden fazlası motorlu taşıtlardan kaynaklanmaktadır. Genelde benzinli motorlarda daha çok üretilmekte; Diesel motorlarda ise sadece is limitiyle alakalı olarak ortaya çıkmaktadır. Benzinli motorlarda rölantide, normal işletim şartlarına göre daha çok üretildiğinden dolayı trafik yoğunluğunun artmasıyla birlikte CO oluşumu da artmaktadır. Aynı zamanda motorun zengin karışımla işletildiği soğuk çalıştırma ve ivmelenme zamanlarında da yüksek miktarda üretilmektedir [48], [49].

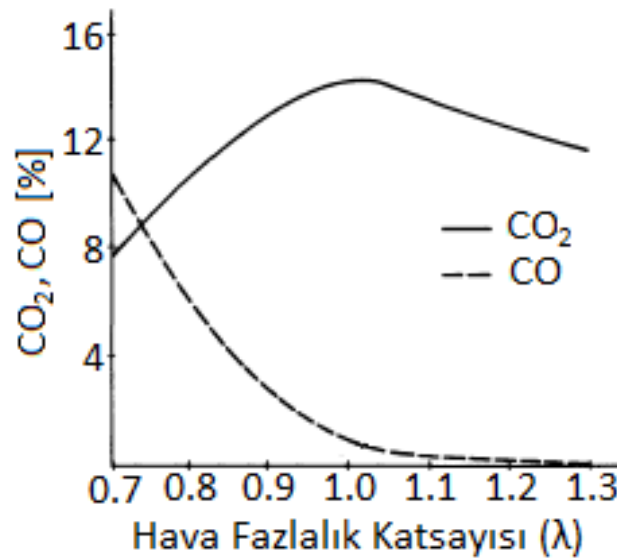
CO gazının atmosferdeki miktarının her yıl 0.03 ppm miktarında arttığı ölçülmüştür [40]. Şehir havasında bulunan CO'nun insan sağlığı üzerine çeşitli etkileri vardır. Bu etkilerden en önemlisi, kandaki solunum pigmentlerinin oksijen taşıma kabiliyetini azaltmasıdır. İnsanlarda oksijenin dokulara taşınması, oksijenin hemoglobin (HGB) isimli solunum pigmentlerine bağlanmasıyla olur. CO ise hemoglobin ile bağlanıp karbomino hemoglobin (HbCO₂) bileşiğini oluşturarak hemoglobinin dokulara oksijen taşımasını engellemekte ve bunun sonucunda da ölüme neden olabilmektedir [50].

2.2.2 Karbondioksit (CO₂)

Karbondioksit, motor içerisinde karbon ve hidrojen içerikli yakıtın tam yanması sonucunda H₂O ile birlikte oluşmaktadır. Ancak yanma odasında gerçekleşen kimyasal prosesler için kısıtlı zaman olması, hava-yakıt karışımının homojen olmaması, heterojen sıcaklık dağılımı, ani sıcaklık değişimleri gibi etmenler kimyasal proseslerin ideal

termodinamik dengeye gelmesini mümkün kılmadıklarından dolayı egzoz gazının içerisinde tamamlanmamış yanma ürünleri bulunmaktadır [51].

Şekil 2.3'e göre CO_2 , maksimum konsantrasyonuna stokiometride ulaşmaktadır; zengin ve fakir karışım bölgelerinde ise düşük seviyededir. CO_2 tam yanma, CO eksik yanma ürünü olduğundan dolayı aralarında ters orantı mevcuttur [52].



Şekil 2.3 CO_2 ile CO ilişkisi [52]

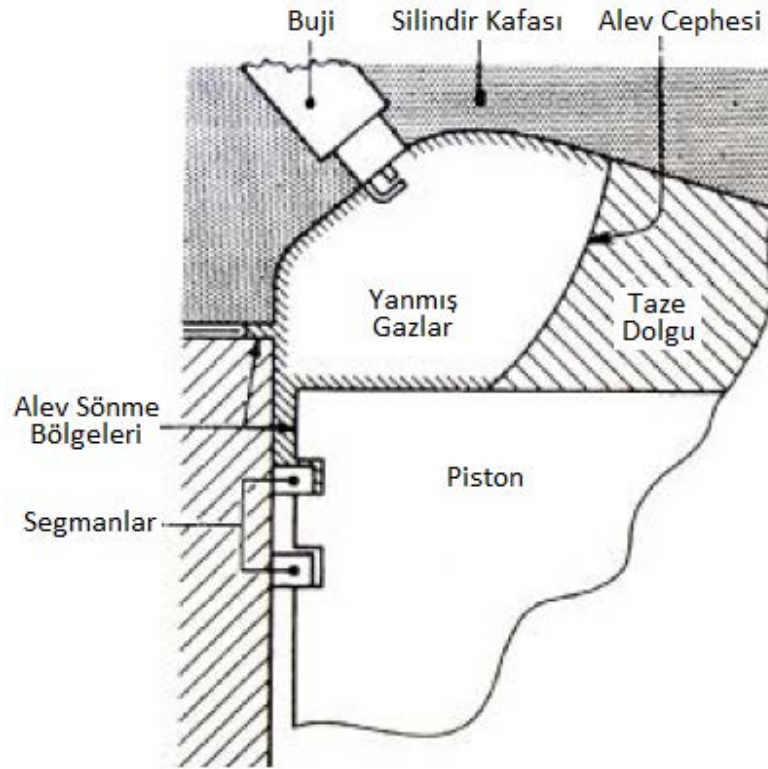
1750 yıllarında 280 ppm olan CO_2 konsantrasyonu, fosil yakıtların yakılmaya başlanmasıyla artış göstermiş ve 1960 sonrasında yaklaşık 1.5 ppm/yıl artış hızına ulaşılmıştır. Günümüzde ise atmosferdeki konsantrasyonu yaklaşık olarak 360 ppm değerindedir [53]. Eskiden kirleticiler sınıfında olmayan CO_2 , antropojenik etkilerden dolayı atmosferdeki doğal sınırının üzerinde olduğu için kirletici olarak tanımlanmıştır. Yanma sonu açığa çıkan CO_2 emisyonu, yanma sonu iyileştirme sistemleri ile azaltılamadığından dolayı atmosfere salınacak miktarın azaltımı, doğrudan az yakıt tüketimi ile mümkündür.

Dünya'dan yayılan radyasyonu, atmosferde tekrar absorbe edip dünyaya geri yollayan gazlar yeryüzünün ısınmasına sebep olmaktadır. Bu olay, sera etkisi olarak bilinmektedir. CO_2 gazı atmosferde birikerek sera etkisi yaratmaktadır. Sera etkisi Dünya'nın ortalama sıcaklığını arttırmıştır [54].

2.2.3 Hidrokarbonlar (HC)

Hidrokarbonlar, gaz fazındaki organik bileşiklerin tümüne verilen isimdir. HC emisyonu terimi ise, düşük sıcaklık ve oksijen yetersizliği gibi etmenler sebebiyle meydana gelen eksik yanmadan dolayı yanmamış olan HC'leri tanımlamaktadır.

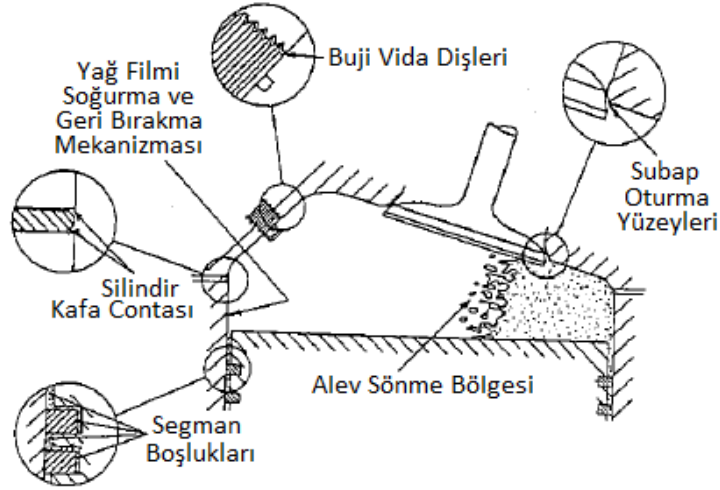
Motorlarda HC emisyonunun ana kaynağı, yanma odası cidarlarında alev sönmesiyle oluşan yanmamış HC'lerdir [44]. Şematik resmi Şekil 2.4'ten görülebilecek olan alev sönme bölgesinde, soğuk cidarlardaki ısı kayıplarından dolayı karışım sıcaklığı tutuşma sıcaklığının altına düşerek yanma olayını engellemektedir. Bu bölgenin kalınlığı; gaz karışımının basıncı, sıcaklığı ve yoğunluğu, alev yayılma hızı, termal iletkenlik, cidar ısı, cidar malzemesi, yüzey yapısı, tortu birikimi gibi çeşitli faktörlere bağlıdır [51].



Şekil 2.4 Alev sönmesi sonucunda HC emisyonu oluşumu [54]

Yanma odası cidarlarını kaplayan yağ tabası; yakıtın büyük çoğunluğu alevlenmeden önce HC'leri tutabilir ve bu HC'leri genişleme strokunda yanmış gazların içerisine geri bırakabilir. Oluşan bu soğurma ve geri bırakma mekanizması egzoz gazı içerisindeki HC emisyonunu arttırmaktadır. Ayrıca alev; Şekil 2.5'ten görülebilecek olan silindir kafa contası, segman boşlukları, buji vida dişleri, subap oturma yüzeyleri gibi küçük

hacimlerin giriş bölgelerindeki darboğazlardan geçemediğinden dolayı bu bölgelerdeki karışım ilk yanma prosesine katılamayarak HC emisyonunu arttırmaktadır. Güçlü türbülans durumunda çok fakir karışımlarda meydana gelebilecek alev sönmesi de HC emisyonu kaynağıdır [51].



Şekil 2.5 Silindir kafasındaki muhtemel yanmamış HC kaynakları [54]

Hidrokarbonların insan sağlığı üzerine çeşitli olumsuz etkileri vardır. Aldehitlerin solunum sistemi üzerinde zararları olduğu, benzen ve türevlerinin kanserojen etkisinin olduğu kanıtlanmıştır.

2.2.4 Azot Oksitler (NO_x)

İçten yanmalı motorlarda yanma sonucu oluşan birincil kirleticilerden biri olan azot oksitler, yanmanın tüm şekillerinde ve daima meydana gelmektedirler. Azot oksit ailesi 7 adet üyeden oluşmaktadır [40]:

- NO (azot monoksit, nitrik oksit),
- NO₂ (azot dioksit),
- NO₃ (azot trioksit),
- N₂O (diazot monoksit, nitroz oksit),
- N₂O₃ (diazot trioksit),
- N₂O₄ (diazot tetraoksit),
- N₂O₅ (diazot pentaoksit).

Bu üyelerden tümü hava kirliliği bakımından önemli değildir; önemli olanlar NO ve NO₂'dir. NO ve NO₂'nin atmosferik konsantrasyonlarının birleşik değeri ise NO_x şeklinde temsil edilmektedir.

NO; renksiz, kokusuz ve zararsız bir gaz olup yüksek sıcaklıklarda yanma sonucunda açığa çıkmaktadır. NO₂ şeklinde oksitlendiği zaman sarı-kahverengi bir renge dönüşerek keskin kokulu ve zararlı bir gaz haline gelmektedir. Atmosferde kalıcılık süresi yaklaşık 1 gün olmasına rağmen, N₂O'nun atmosferde 10 yıl kadar kalabildiği belirlenmiştir [40].

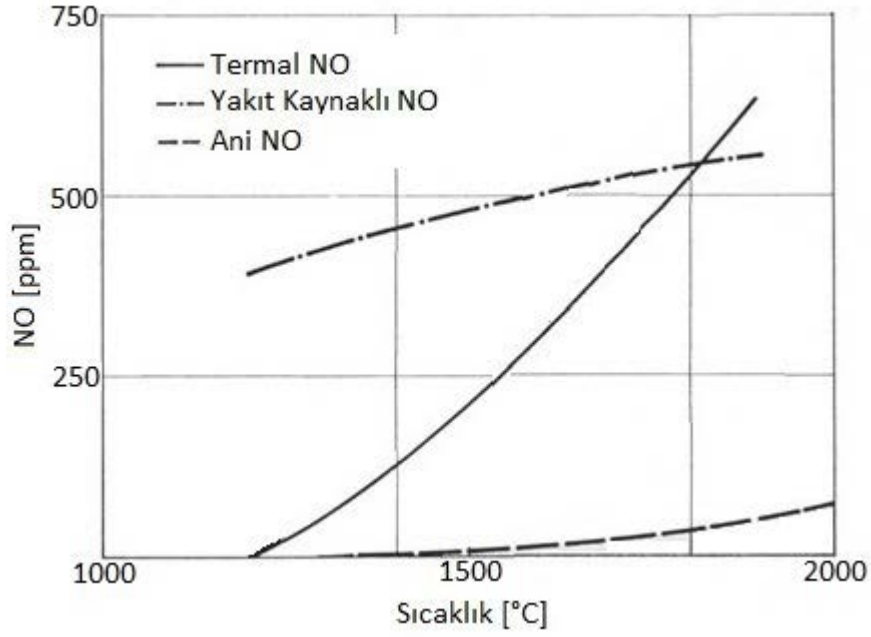
NO oluşum mekanizması;

- Termal,
- Ani,
- Yakıt kaynaklı,

olacak şekilde 3 grupta kategorilendirilmiştir [53]. İçten yanmalı motorlarda temel NO kaynağı, yakıcı olarak kullanılan havadaki moleküler azottur. Atmosferik azottan NO oluşumuna Zeldovitch Mekanizması denilmektedir. Stokiyometri civarında mekanizma şöyledir [51]:



(2.6) reaksiyonu çok zengin karışım şartlarında ve esas olarak alevin arkasındaki yüksek sıcaklıktaki yanmış gaz bölgesinde olmaktadır. Şekil 2.6'dan görülebileceği gibi sıcaklık arttıkça reaksiyon hızı da arttığından, oluşan NO miktarı artmaktadır [51].



Şekil 2.6 Yanma sıcaklığı ile NO_x oluşum mekanizması değişimi [55]

NO oluşumu, alev cephesinde ve yanmış gazların içerisinde olmaktadır. Yanma prosesi yüksek basınç altında olduğundan alev cephesi incidir. Aynı zamanda yanma sırasında sıkıştırma işlemi devam ettiğinden yanmış gazların basıncı ve sıcaklığı artmaya devam etmektedir. Bu sebeplerle alev cephesinde oluşan NO miktarından çok daha fazlası yanmış gazların içerisinde oluşmaktadır [56].

Ani NO oluşum mekanizması, Fenimore tarafından 1970 yılında açıklanmıştır [56]. (2.7) reaksiyonu ve CH_x radikallerini (C, C₂, CH, CH₂, CH₃, C₂H₄, C₂H₅, C₃H₇, ...) içeren çeşitli benzer reaksiyonlar, yanmanın ilk kısımlarında oluşmaktadır. Oluşan CN, NH, HCN gibi ürünler O₂ ile kısmi reaksiyona girerek NO oluşturmaktadır [57]. Eşdeğerlik oranı arttıkça, ani NO oluşumu artarak maksimum değerine ulaşmakta ve sonrasında oksijen eksikliğinden dolayı düşüşe geçmektedir [58]. Ani NO oluşum mekanizması, Zeldovitch Mekanizması gibi basit bir yaklaşıma sahip olmadığından alevde oluşan ani NO miktarı basit hesaplamalarla bulunamamaktadır [53].



Yakıt kaynaklı NO, yakıtın içerdiği azotun yanma prosesine katılarak toplam NO oluşumunu arttırması olayıdır ve 1989 yılında Miller ve Bowman tarafından tanımlanmıştır. Yakıt bileşimindeki azotun kırılarak NO oluşturması olayı %20-50 oranındadır ve yanma odası şartlarıyla doğrudan ilişkilidir [53]. Yakıt olarak doğal gaz kullanılması durumunda pratikte yakıt kaynaklı NO oluşmamaktadır [57].

(2.10) reaksiyonuna göre alev içerisinde oluşan NO₂, daha soğuk bir akışkanla karışmazsa (2.11) reaksiyonu ile tekrardan NO'ya dönüşmektedir. Kimyasal denge hesaplamalarına göre, NO₂ miktarı NO miktarına göre çok az olduğu belirlenmiştir. NO₂/NO_x oranı, SI motorlarda %2 civarında olmasına rağmen Diesel motorlarda %30 seviyesine çıkabilmektedir. Otto motorlarında rölantide çalışma süresi uzadığında; Diesel motorlarda ise NO₂'nin NO'ya dönüşümünü engelleyen soğuk bölgelerin çokluğundan dolayı kısmi yüklerde NO₂ artışı olmaktadır [51]. (2.10) reaksiyonu, 1000 K ve altındaki sıcaklıklarda gerçekleşmektedir [57].



NO kendi başına zehirleyici değildir ancak hemoglobine bağlanma yeteneği CO'ya oranla daha fazla olduğu için kan akışını yavaşlatmakta ve akciğer sisteminin derinlerine nüfuz ederek alveollerin yapılarını bozmaktadır. Ayrıca atmosferde NO'ya dönüşerek asit yağmurlarının artmasına neden olmaktadır [54].

2.2.5 Partikül Maddeler (PM)

Partikül maddeler terimi, atmosferde standart şartlar altında katı ya da sıvı olarak bulunan su dışındaki birleşmemiş maddeleri tanımlamaktadır. Bunlar 0.1-100 µm arasında değişen boylarda bulunmaktadır. 5 µm'nin altındaki parçacıklar is, 1 µm'nin altındaki parçacıklar ise aerosol şeklinde adlandırılmaktadırlar. Motorlu taşıtlar partikül madde kaynaklarından biridir [40].

Benzinli motorlarda partikül maddelerin kaynakları; yakıt içerisindeki kükürttan kaynaklanan sülfatlar ve istir. Sülfat emisyonları katalitik konvertör tarafından üretilmektedir. Yanma prosesinde kükürt dioksit'e (SO₂) dönüşen kükürt; katalitik konvertörde kükürt trioksit'e (SO₃) kadar oksitlenmekte; daha sonra su molekülü ile

tepkimeye girerek sülfürik asit (H_2SO_4) buharı oluşturmaktadır. Kükürt kaynaklı emisyonların seviyesi, doğrudan yakıt içerisindeki kükürt oranıyla ilişkilidir. Aşırı zengin karışımla çalışma haricinde benzin motorlarında is oluşmamaktadır. Ancak yakıt ve yağlama yağının yanmasıyla yanma odasının cidarlarında karbon birikimi görülebilmektedir [51].

Diesel motorlarda difüzyon alev fazında hidrojen, oksijene karşı karbondan daha aktif olduğundan, yanmanın tamamlanması için süre ve oksijen yetersizliği durumlarında is oluşmaktadır [19]. İs partikülleri yakıt tipine, yakıt molekülündeki karbon atomu sayısına, yakıtın H/C oranına, motorun işletme şartlarına ve özellikle de egzoz gazı sıcaklığına bağlıdır. İs partikülleri, 500 °C üzerinde 15-30 nm çaplı karbon küreleri oluşturacak şekilde bir araya gelmektedirler [51]. İs oluşumu, silindirlerin aşınmasına ve segman yuvalarının katı karbon tanecikleri ile dolarak zarar görmesine neden olmaktadır [44].

AZOT OKSİT AZALTMA YÖNTEMLERİ

İçten yanmalı motorlarda yanma odasında gerçekleşen yanma sonucunda açığa çıkan emisyonlardan biri olan azot oksitler çeşitli regülasyonlarla sınırlandırılmıştır. NO_x değerlerini azaltmak için değişik yöntemler uygulanmaktadır. Bu yöntemler temel olarak;

- Motor konstrüksiyonuna bağlı,
- Yakıt özelliklerine bağlı,
- Yanma ile ilişkili,
- Yanma sonrası,

yöntemler olmak üzere 4 grupta kategorilendirilebilir. NO_x azaltma yöntemleri genel olarak silindir içi yanma sıcaklığının düşürülmesini hedeflemektedir.

3.1 Motor Konstrüksiyonuna Bağlı Yöntemler

Motorlarda yanma sonucu oluşan NO_x miktarı, motorun yapısal ve işletim özellikleriyle ilişkilidir. Bu sebepten dolayı henüz motor tasarım aşamasındayken çeşitli konstrüktif özellikler dikkate alınmaktadır.

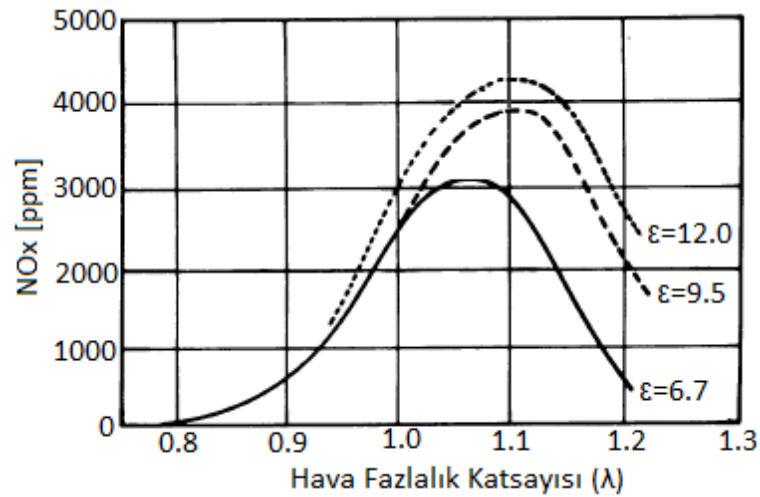
3.1.1 Sıkıştırma Oranı (ϵ)

Sıkıştırma oranı artışı ile birlikte sıkıştırma sonu sıcaklık ve basınç değerleri artmaktadır. Bunun sonucunda yanma hızı artarak sıcaklık ve basınç değerlerini daha da yükseltmektedir. Yanma odası içerisindeki sıcaklık artışı da NO_x oluşum mekanizmasını

hızlandırmakta ve dolayısıyla da NO_x miktarını arttırmaktadır. (3.1)'e göre sıkıştırma sonu sıcaklığının artışı yanma sonu sıcaklığını da arttırmaktadır. Yanma sonu sıcaklık değeri de NO_x oluşum mekanizması ile doğrudan ilişkilidir.

$$T_3 = T_2 + \frac{B*Hu}{C_v} \quad (3.1)$$

Şekil 3.1'e göre motorun sıkıştırma oranı arttıkça, maksimum NO_x değerine daha büyük hava fazlalık katsayısı değerinde ulaşılmıştır. Bunun sebebi, yüksek sıkıştırma oranlarında yanma başlangıcında dolgunun daha homojen olmasıyla açıklanmıştır [59]. Sıkıştırma oranı 6.7'den 12'ye çıkartıldığında NO_x değerinde %30'un üzerinde artış olmuştur [52].

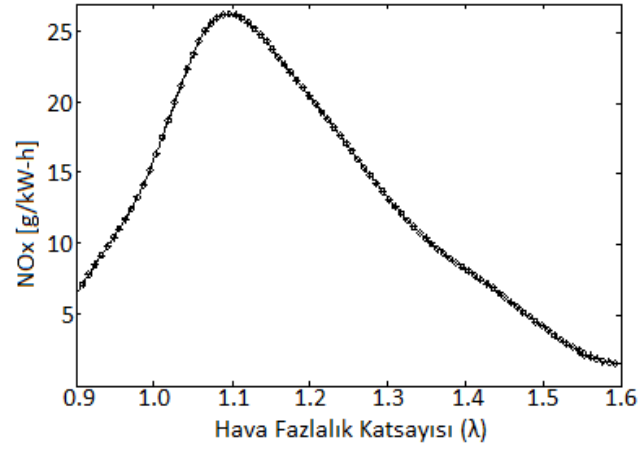


Şekil 3.1 Sıkıştırma oranı ile NO_x ilişkisi [52]

3.1.2 Hava Fazlalık Katsayısı (λ)

Hava fazlalık katsayısı değişimi, yanma odasındaki oksijen miktarını belirlemektedir. NO_x oluşumu hem sıcaklık hem de mevcut oksijen miktarının bir fonksiyonu olduğu için hava fazlalık katsayısı ile NO_x arasında önemli bir ilişki vardır. Karışımın fakirleşmesi sonucunda (λ>1) yanma sıcaklığı düştüğü için; zenginleşmesi sonucunda (λ<1) da oksijen konsantrasyonu azaldığı için NO_x emisyonu azalma göstermektedir.

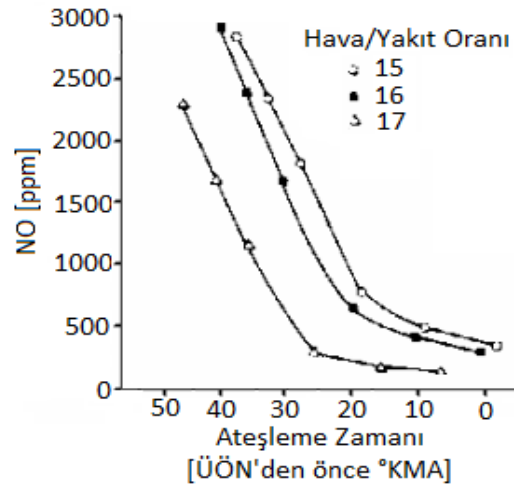
Şekil 3.2'ye göre NO_x emisyonunun maksimum değeri; yanmış gaz sıcaklıklarının ve oksijen konsantrasyonunun birlikte maksimum değerini aldığı λ=1.1 bölgesinde gözlemlenmiştir [51].



Şekil 3.2 Hava fazlalık katsayısı ile NOx ilişkisi [60]

3.1.3 Ateşleme Zamanı (Ateşleme Avansı)

Ateşleme avansının arttırılması yanmanın daha erken olmasına neden olarak maksimum basınç değerini yükseltmektedir. Yakıtın büyük bir bölümünün ÜÖN'den önce yakılması ile maksimum basınç değerleri yanma odası hacminin küçük olduğu ÜÖN civarında oluşmaktadır. Böylece yanmış gaz sıcaklıkları da daha yüksek değerlere ulaştığı için NOx oluşumu artmaktadır. Ateşleme avansının azaltılması ile yakıtın büyük bir kısmı ÜÖN'den sonra yakılacağından dolayı maksimum basınç ve sıcaklık değerleri düşerek NOx oluşumu azalmaktadır [51].

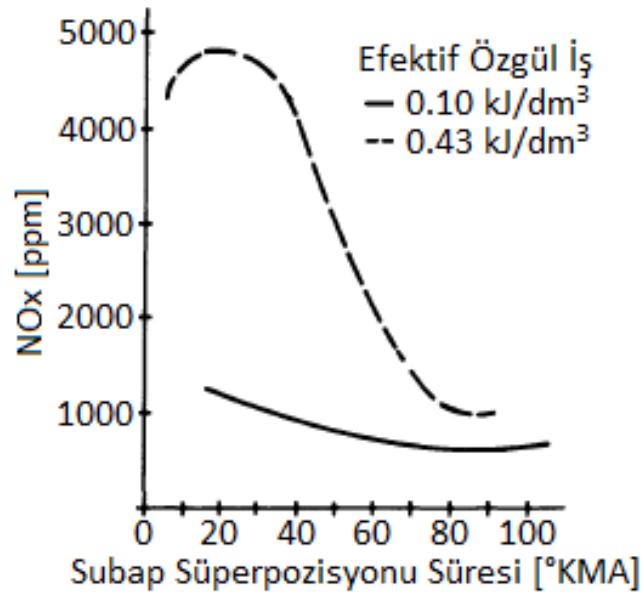


Şekil 3.3 Ateşleme zamanı ile NOx ilişkisi [54]

3.1.4 Subap Süperpozisyonu Süresi

İki subabın da açık olduğu durum olan subap süperpozisyonunun süresi emisyon değerleri üzerinde etkilidir [61]. Bu süre uzatıldığında egzoz gazları, emme havası tarafından daha iyi süpürülmekte; art egzoz gazı miktarının azalması ile karışım sıcaklığı ve buna bağlı olarak da sıkıştırma sonu sıcaklıkları düşmektedir [42]. Böylece NO_x emisyonları azalmaktadır. Diğer taraftan ise subap bindirme süresi çok kısa tutulduğunda egzoz gazlarının bir bölümü dışarı atılamamakta ve art gazlar sanal EGR etkisi oluşturmaktadır. Bundan dolayı yanma sonu sıcaklıkları düşerek NO_x emisyonu azalmaktadır [61].

Şekil 3.4'te iki farklı yük değeri için subap süperpozisyonu süresi ile NO_x miktarları arasındaki ilişki görülmektedir. Buna göre subap bindirme süresi uzadıkça NO_x miktarı düşmüştür.

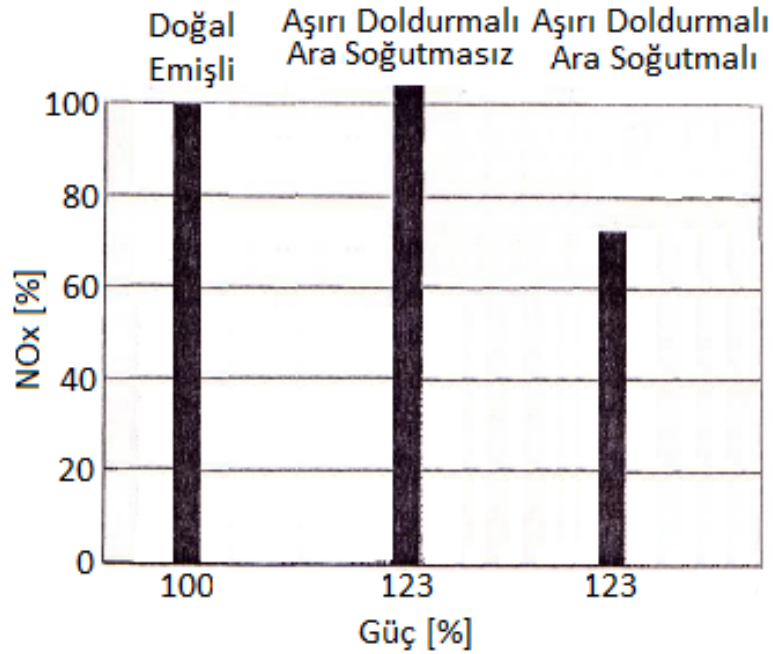


Şekil 3.4 Subap süperpozisyonu süresi ile NO_x ilişkisi [52]

3.1.5 Aşırı Doldurma Sistemi

Motorlarda aşırı doldurma sistemi ile yanma odasına, normal emme basıncının 1.5-4 katı kadar basınç ile hava ve bununla birlikte de daha fazla yakıtın gönderilmesiyle birim hacimden alınan güç artmaktadır. Bu işlem sırasında sıcaklık ve basınç değerleri de artış göstermektedir. Daha yüksek çalışma sıcaklıkları nedeniyle NO_x emisyonları artış göstermektedir [62].

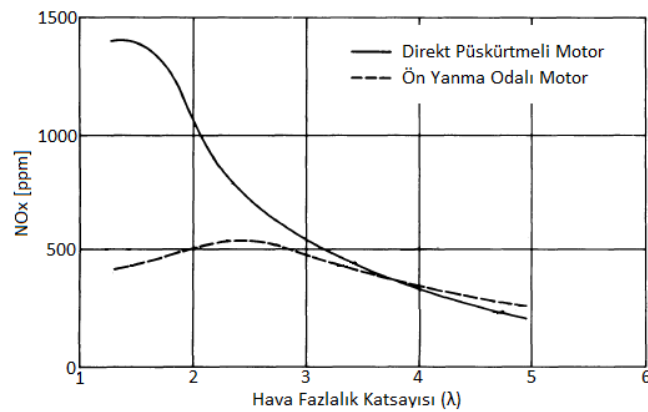
Şekil 3.5'ten görülebileceği üzere doğal emişli motora aşırı doldurma işlemi uygulandığında motordan alınan güç ile birlikte NOx emisyonu da artmaktadır. Sistemde ara soğutma işlemi uygulandığında dolgu havası sıcaklığı azaltıldığından dolayı önemli bir NOx azalışı elde edilmektedir.



Şekil 3.5 Aşırı doldurma sistemi ile NOx ilişkisi [62]

3.1.6 Yanma Odası Tipi

Egzoz emisyon değerleri motor tipi ile doğrudan ilişkilidir. Şekil 3.6'dan görülebileceği gibi ön yanma odalı motorlar direkt püskürtmeli motorlara göre daha az NOx emisyonu yaymaktadırlar [52]. Bu olay ön yanma odalı motorlardaki yüksek yüzey alanından kaynaklı yüksek ısı transferi ve düşen yanma sıcaklığı ile ilişkilendirilmiştir [61].

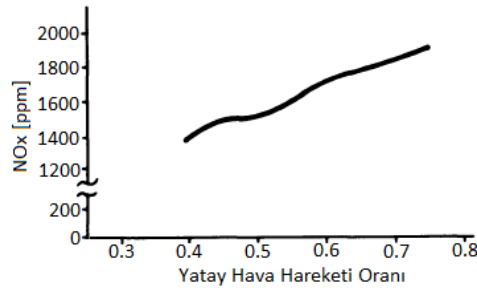


Şekil 3.6 Motor tipi ile NOx ilişkisi [52]

3.1.7 Diğer Konstrüktif Yöntemler

Motor tasarlanırken; yanma odası içerisinde oluşacak hava hareketlerini arttıracak ve soğuma etkisini sağlayacak piston şekli, ısı iletimini etkileyen motor malzemesi, buji tipi ve konumu gibi birçok faktör de önemlidir.

Piston üzerindeki oyuklar, silindir kafasına paralel şekildeki yatay hava hareketlerini arttırmakta ve daha homojen bir karışım oluşmasını sağlamaktadır. Oluşturulan yatay hava hareketinin yakıt tüketimi ve HC emisyonu üzerine belirgin bir etkisi yoktur [52]. Oluşturulan hava hareketi; yakıtın buharlaşmasını kolaylaştırmakta ve yüksek hava hızından dolayı türbülans artarak iyi bir karışım oluşturulmaktadır. Cidara doğru olan ısı transferindeki artışın NO_x azalışına sebep olacağı düşünülse de, karışımın iyileşmesi mekanizması baskın gelmekte ve NO_x emisyonu artmaktadır [63]. NO_x emisyonunun düşük seviyede tutulması için yatay hava hareketi mutlaka azaltılmalıdır [52].



Şekil 3.7 Yatay hava hareketinin NO_x üzerine etkisi [52]

Motor, 25 °C sıcaklıkta ısı iletkenliği 55 W/(mK) olan dökme demir yerine 205 W/(mK) olan alüminyumdan imal edildiğinde yanma odasından ısı transferinin kolaylaşacağı ve NO_x emisyonunun azalacağı söylenebilir [64].

Kullanılan bujinin sıcak veya soğuk tipte olması, bujinin motor kafasındaki yeri gibi etmenler motorun emisyonlarını, gücünü ve vuruntu olasılığını doğrudan etkilemektedir. Buji yanma odası içinde mümkün olduğu kadar en yüksek sıcaklıktaki noktaya yakın konumlandırılmalıdır. Böylece yanma hızlanmakta, vuruntu olasılığı ve NO_x miktarı azalmaktadır. Soğuk tip bujilerde elektrotlardaki ısı, kolayca motorun silindir kafasına geçmektedir. Bu tip bujiler elektrodun aşırı ısınmasına engel olmakta ve NO_x miktarını azaltmaktadır. Sıcak bujilerde seramik izolator soğuk bujilere göre daha uzundur ve silindir içindeki ısının motor kafasına iletilmesi zorlaşır. Böylece elektrot sıcak kalmakta bu da NO_x miktarını artırıcı etki yaratmaktadır [61].

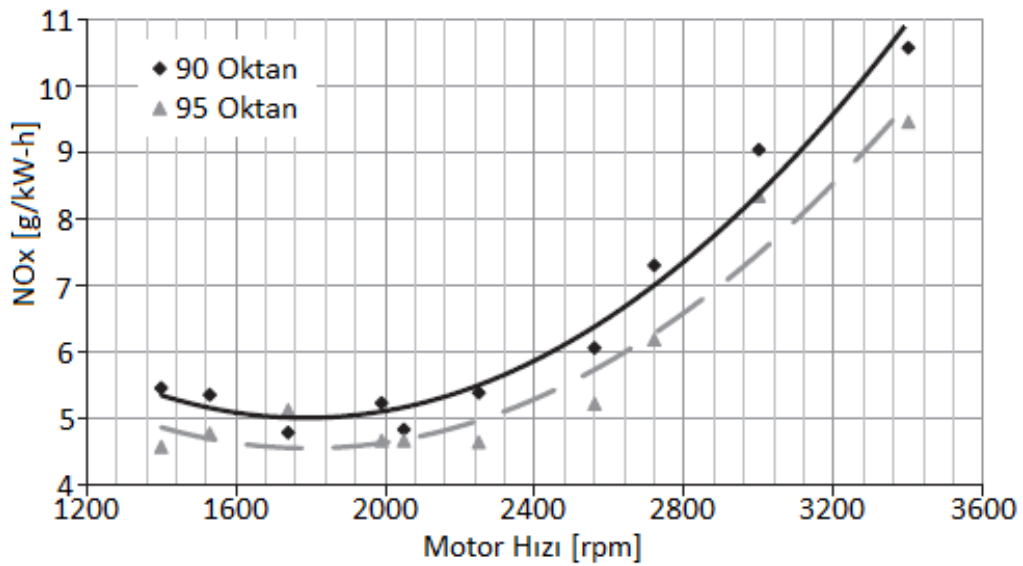
3.2 Yakıt Özelliklerine Bağlı Yöntemler

Yakıtın kimyasal kompozisyonu yanma sonucu oluşacak emisyonlar ve miktarları üzerinde etkili olduğundan yakıt üzerinde yapılacak olan iyileştirmeler ve farklı yakıt kullanımı emisyon değerlerini değiştirmektedir.

3.2.1 Oktan ve Setan Sayıları (ON ve CN)

Oktan sayısı benzinin vuruntuya karşı direncini ifade etmekte kullanılmaktadır. Oktan sayısı azaldığında vuruntu eğilimi artmakta; vuruntu sırasında basınç ve sıcaklıklar aşırı yükseldiğinden dolayı NO_x oluşumu da artmaktadır.

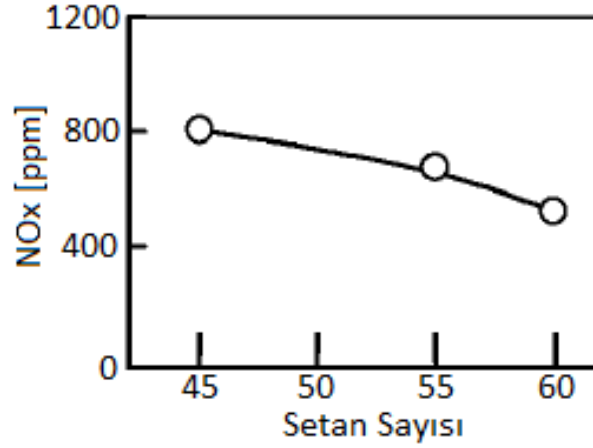
Alahmer ve Aladayleh [65] çalışmalarında, 95 oktanlı benzin kullanımında 90 oktana göre ortalama %11 NO_x azalışı elde etmişlerdir. Bu azalış, yüksek oktan sayılı benzindeki oksijenat katkılarının yüksek gizli buharlaşma ısıları ile alev sıcaklığını düşürmesine bağlanmıştır (Şekil 3.8).



Şekil 3.8 Oktan sayısı ile NO_x ilişkisi [65]

Setan sayısı, Diesel motorlarda sıkıştırma stroku sonunda sıcaklığı artmış olan havanın içine püskürtülen yakıtın kendi kendine tutuşma kabiliyetini gösteren ölçüdür. Setan sayısı azaldığında tutuşma gecikmesi süresi artmakta ve aniden ısı sokumu gerçekleştirilerek ısı salım oranı da artmış olmaktadır. Bu sebeple artan sıcaklık NO_x miktarını arttırmaktadır.

Kidoguchi vd. [66] çalışmalarında, 1800 rpm motor hızı, 0.7 MPa ortalama efektif basınç, ÜÖN'den sonra 0° KMA enjeksiyon zamanlaması ve 50 MPa enjeksiyon basıncı şartlarında yapmış oldukları deneyler neticesinde, düşük setan sayılı yakıtta yüksek ilk yanma oranından kaynaklı yüksek NOx değeri elde etmişler; setan sayısının artmasıyla NOx azalışı gözlemlemişlerdir (Şekil 3.9).



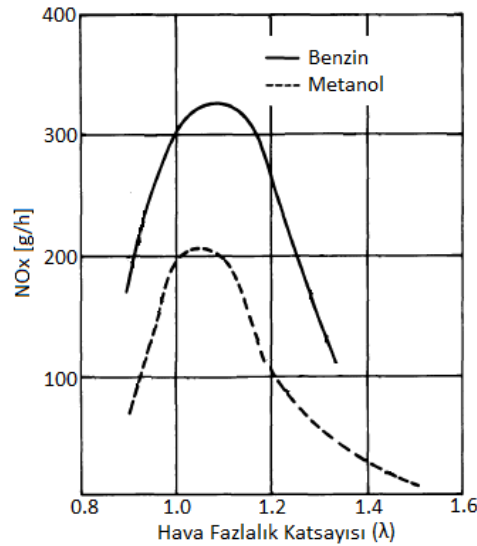
Şekil 3.9 Setan sayısı ile NOx ilişkisi [66]

3.2.2 Alternatif Yakıt Kullanımı

Günümüzde standart yakıt olarak tanımlanabilecek benzin ve motorine ek olarak; metanol ve etanol gibi alkoller, LPG gibi petrol ürünleri, CNG, ANG, LNG gibi doğal gaz ürünleri NOx emisyonu kontrolünde alternatif yakıt olarak kullanılmaktadır.

3.2.2.1 Alkoller

İçten yanmalı motorlarda yakıt olarak alkol kullanımı veya yakıtın içerisine alkol katılmasında birçok alternatif söz konusudur; metanol (CH_3OH), etanol ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$), bütanol ($\text{C}_4\text{H}_9\text{OH}$) ise bunların başında gelmektedir. Yakıt zerrecikleri silindir içinde buharlaşırken çektiği buharlaşma ısı ile çeperleri soğutmakta ve dolayısıyla silindire daha fazla yakıt-hava karışımı emilmektedir. Başka bir deyişle, yakıtın buharlaşma ısı arttıkça volümetrik verim artmaktadır. Örneğin benzinin buharlaşma ısı 70-80 kcal/kg iken, etil alkolün 270, metil alkolün ise 280 kcal/kg'dır [42]. Bu sebeple yakıtın içerisine alkol katılarak iç soğutma etkisi yaratılıp yanma sıcaklıklarının düşmesi sağlanmakta ve böylece de NOx emisyonu azalışı elde edilmektedir [44], [52], [67], [68], [69].

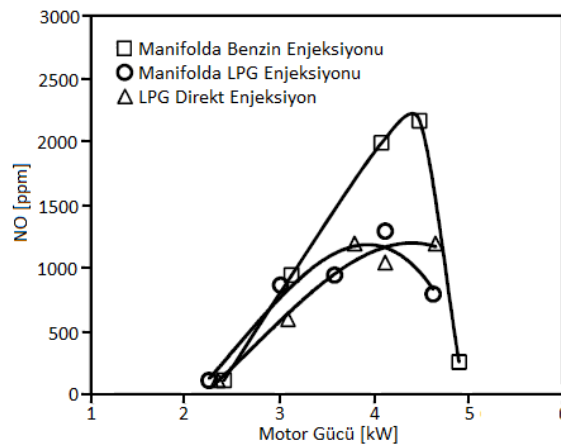


Şekil 3.10 Benzin ve metanolün NOx değerleri [52]

3.2.2.2 Sıvılaştırılmış Petrol Gazı (LPG)

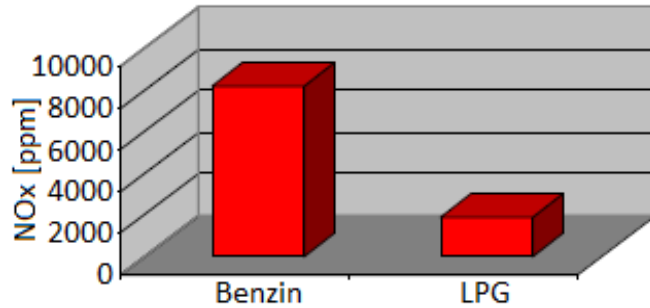
LPG, genel olarak propan (C_3H_8) ve bütan (C_4H_{10}) gazlarının farklı oranlarda karışımından oluşmaktadır. SI motorlarda kullanıma daha uygundur. Düşük setan sayısından dolayı CI motorlarda kullanıma çok uygun olmasa da, pratikte uygulanmaktadır.

Pradeep vd. [70] çalışmalarında, 2 stroklu bir SI motorda, manifolda benzin enjeksiyonu, LPG direkt enjeksiyonu ve manifolda LPG enjeksiyonunu test etmişler ve en düşük NO seviyesi direkt enjeksiyonlu LPG işletiminde, en yüksek NO değeri ise manifolda benzin enjeksiyonu ile işletimde çıkmıştır. Bunun sebebi benzin ile işletimde daha zengin karışım kullanılması şeklinde açıklanmıştır (Şekil 3.11).



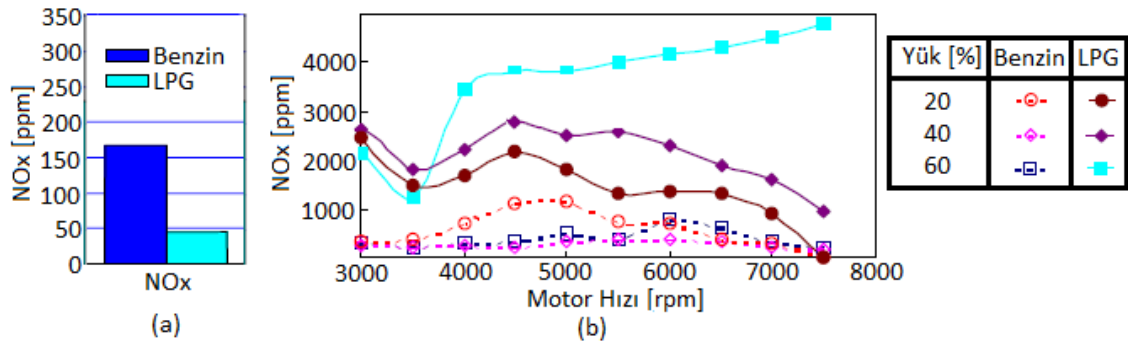
Şekil 3.11 Benzin ve LPG'nin NO üzerine etkisi [70]

Tasic vd. [71], LPG sistemi ile donatılmış olan benzinli motorda yapmış oldukları testler neticesinde, LPG ile motor işletiminde benzine göre %77 oranında NO_x azalışı elde etmişlerdir (Şekil 3.12).



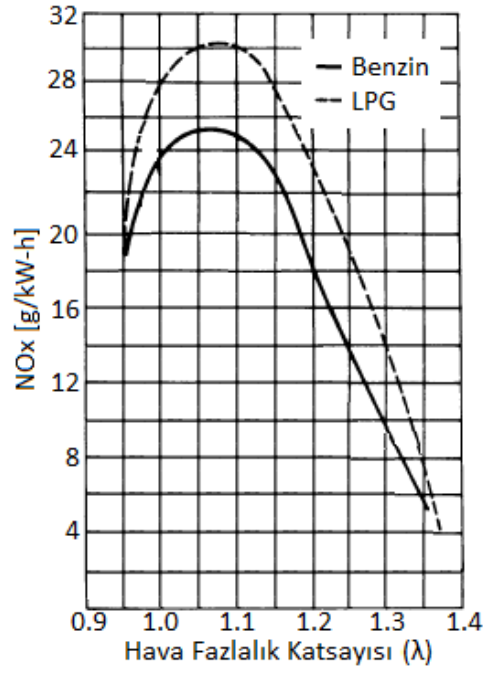
Şekil 3.12 Benzin ve LPG'nin NO_x değerleri [71]

Li vd. [72] çalışmalarında, 125 cc hacimli SI motorda yapmış oldukları LPG yakıtı testlerinde referans yakıt olarak benzini kullanmışlardır. Çalışmada, rölanti devrinde LPG işletimi benzine göre 3 kattan daha fazla NO_x azalışı sağlamasına rağmen artan devirle birlikte LPG'den elde edilen NO_x emisyon değerleri benzinin üzerine çıkmıştır. Bu olay, LPG kullanımıyla motor gücünün baz yakıtla kıyasla %95'ten fazla artması ile açıklanmıştır. Ayrıca LPG işletiminde yük arttıkça NO_x değerlerinin arttığı gözlenmiştir (Şekil 3.13).



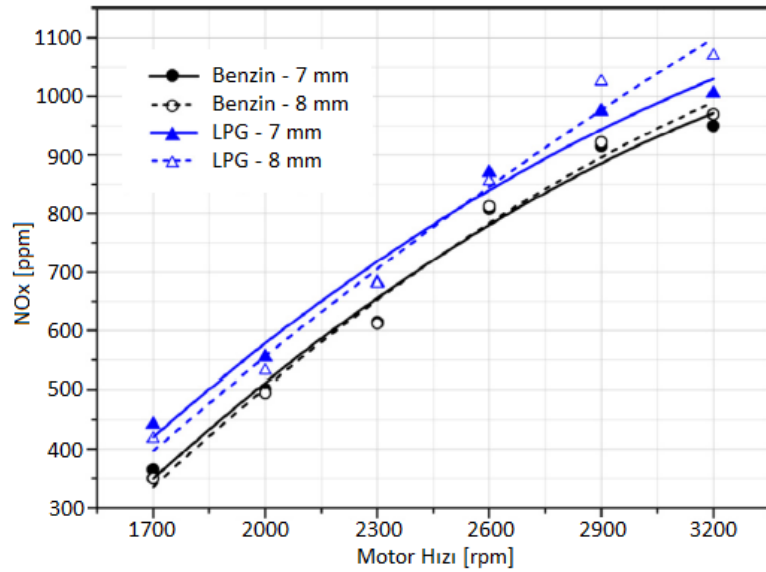
Şekil 3.13 (a) Rölantide (b) farklı yüklerde benzin ve LPG'nin NO_x değerleri [72]

Bazı işletme şartlarında LPG kullanımı NO_x miktarını arttırabilmektedir. Şekil 3.14'ten görülebileceği üzere, LPG kullanımında yüksek yanma sonu sıcaklıklarından dolayı benzine göre NO_x artışı olmuştur [52].



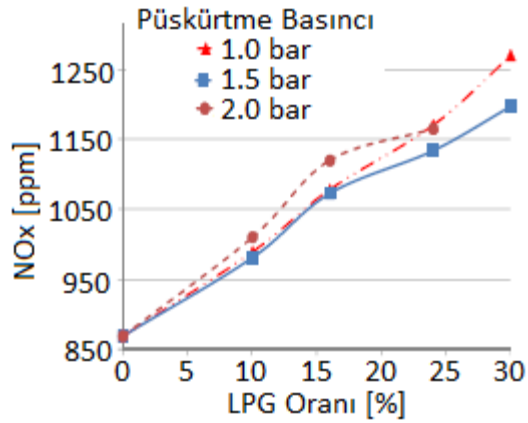
Şekil 3.14 Benzin ve LPG'nin NOx değerleri [52]

Çınar vd. [73] çalışmalarında, SI motora LPG enjeksiyonu uygulamışlar, aynı zamanda farklı kam profilleri kullanarak emme subabı kalkma miktarının NOx üzerine olan etkisini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda, her iki subap kalkma miktarında da LPG kullanımında benzine kıyasla daha fazla NOx değeri elde edilmiştir. 7 mm subap kalkma miktarı ve 2600 rpm motor hızında, %7.67 NOx artışı olmuştur (Şekil 3.15).



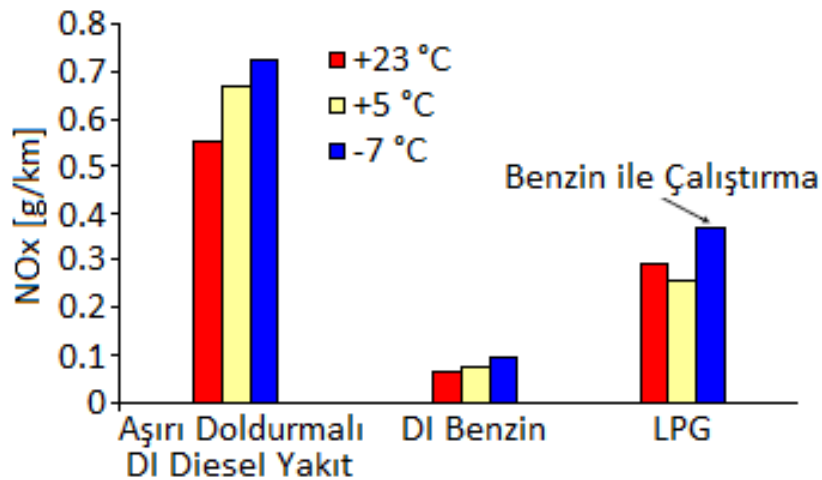
Şekil 3.15 Benzin ve LPG yakıtlarının NOx değerleri [73]

Le ve Nguyen [74] çalışmalarında LPG ve Diesel çift yakıtı kullanmışlar ve bunun NOx üzerine olan etkisini incelemişlerdir. Motor, 2000 rpm hızda ve tam yükte işletilmiştir ve LPG, farklı basınçlarda emme manifolduna püskürtülmüştür. Deneyler sonucunda, LPG ve havanın homojen karışım oluşturmamasından dolayı daha iyi bir yanma gerçekleşmiş ve artan yanma sıcaklıklarından dolayı NOx miktarı artmıştır (Şekil 3.16).



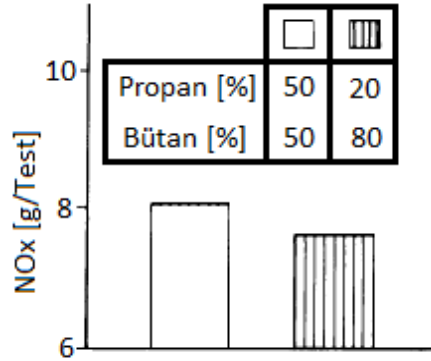
Şekil 3.16 Diesel yakıtı içerisindeki LPG oranının NOx üzerine etkisi [74]

Aakko ve Nylund [75] çalışmalarında, Diesel yakıtı, benzin, LPG kullanımının ve ortam sıcaklığının NOx emisyonları üzerine olan etkisini incelemişlerdir. Her üç yakıtın kullanımında da ortam sıcaklığı düştükçe, LPG'deki 5 °C ortam sıcaklığı hariç, NOx miktarı artmıştır. Diesel yakıtı kullanımında, benzin ve LPG kullanımına göre NOx miktarı fazladır. Konvansiyonel Diesel motorlarda düşük ortam sıcaklıklarında NOx azalışı beklense de, deneyde kullanılan motorda EGR sistemi olduğundan dolayı sistem düzgün çalışmamakta ve NOx artışı görülmektedir (Şekil 3.17).



Şekil 3.17 Diesel yakıtı, benzin ve LPG'nin NOx üzerine etkisi [75]

LPG'nin bileşimindeki propan ve bütan gazlarının oranı değiştiğinde yakıtın hidrojen oranı değişerek farklı emisyon değerleri elde edilir. Şekil 3.18'e göre karışımdaki propan oranının artması ile H/C oranı arttığından dolayı NO_x miktarı artmıştır [52].



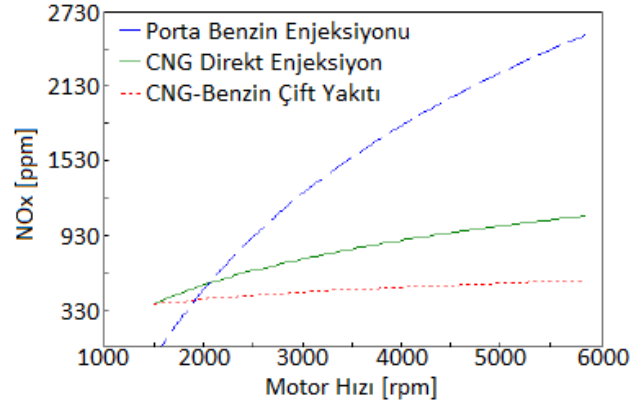
Şekil 3.18 LPG kompozisyonunun NO_x üzerine etkisi [52]

3.2.2.3 Doğal Gaz (NG)

Doğal gaz, yüksek rezervi ve düşük CO₂ emisyonu ile içten yanmalı motorlarda kullanılabilecek en uygun alternatif yakıttır. SI motorlarda kullanıma uygundur ancak CI motorlarda kullanımı doğal gazın zayıf tutuşabilme kabiliyetinden dolayı zordur [76]. Doğal gazın ana bileşiği olan metanın (CH₄), benzine göre daha yüksek oktan sayısı ve ısı değeri vardır [77].

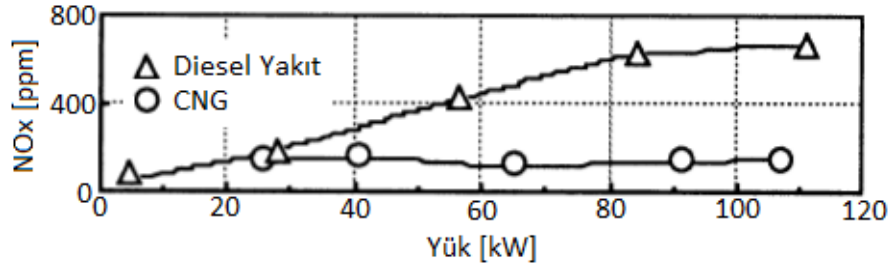
Doğal gazın formları; yüksek basınç altında sıkıştırılarak oluşan sıkıştırılmış doğal gaz (CNG), çok düşük sıcaklıklarda depolanan sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG) ve gaz partiküllerinin kinetik enerjisinin azaltılarak basınçlandırıldığı adsorbe doğal gaz (ANG) şeklindedir [60], [77].

Kalam vd. [78] çalışmalarında, porta benzin enjeksiyonu, CNG direkt enjeksiyon ve CNG çift yakıtının NO_x üzerine etkilerini incelemişlerdir. Yapılan testler neticesinde artan motor hızının yüksek yanma sıcaklıklarına neden olduğu ve NO_x miktarını arttırdığı belirlenmiştir. Benzin-CNG çift yakıtla olan işletimde ortalama 489 ppm, CNG direkt enjeksiyonda ortalama 809 ppm ve porta benzin enjeksiyonunda ortalama 1526 ppm NO_x değeri elde edilmiştir. CNG direkt enjeksiyonda benzinle olan işleme göre %50 mertebesinde NO_x azalışı gözlenmesi; silindire giren gaz sıcaklıklarının düşük olmasından dolayı yanmanın daha düşük sıcaklıkta gerçekleşmesi ile ilişkilendirilmiştir (Şekil 3.25).



Şekil 3.19 Benzin ve CNG yakıtlarının NOx üzerine etkisi [78]

Takada vd. [79] çalışmalarında doğal emişli Diesel motoru, aşırı doldurmalı CNG motoruna çevirmişlerdir. Yapılan deneyler sonucunda hava-yakıt karışımının fakirleşmesinin NOx emisyonunu azalttığı belirlenmiştir. Şekil 3.26'da Diesel yakıtı ve CNG ile yapılan motor işletiminin NOx değerleri gözükmemektedir. Fakir karışımda yapılan CNG işletiminde Diesel yakıtına göre oldukça büyük oranda NOx azalışı elde edilmiştir. Yük miktarının artması Diesel yakıtında NOx emisyonunu arttırırken, CNG işletiminde herhangi bir etkiye neden olmamıştır.



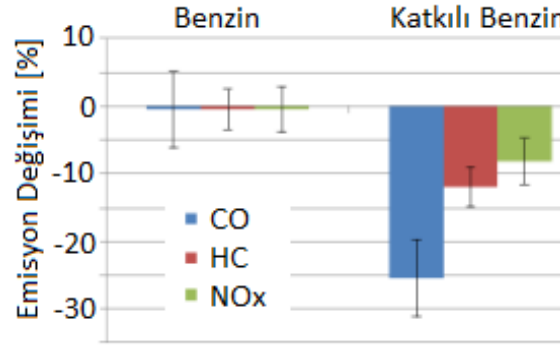
Şekil 3.20 Diesel yakıtı ve CNG yakıtlarının NOx üzerine etkisi [79]

3.2.3 Yakıt Katkı Maddeleri

Yakıt katkıları; performansı arttırmak, vuruntu direncini sağlamak ve emisyonları azaltmak gibi sebeplerle yakıtı eklenen maddelerdir.

Benzine, vuruntuya karşı direnci arttırmak için oktan sayısını arttırıcı, Diesel yakıtlara ise tutuşma gecikmesi süresini azaltmak, yakıtın bünyesindeki karbonun yanmasını kolaylaştırmak, karışım oluşumunu iyileştirmek, iyi ilk çalıştırma performansı, düşük yakıt tüketimi sağlamak ve aşınmaları azaltmak gibi amaçlarla çeşitli katkı maddeleri ilave edilmektedir [44].

Bir otobüs Diesel motorunda standart yakıta uygulanan bir katkı maddesi ile %12.40, biodiesel yakıta uygulanan katkı maddesi ile %22.36 oranında NO_x azalışı elde edilmiştir [80]. Farklı bir çalışmada ise benzine ilave edilen katkı maddesi ile NEDC çevrimine göre yapılan test sonucunda %9 oranında NO_x azalışı gözlemlenmiştir [81].

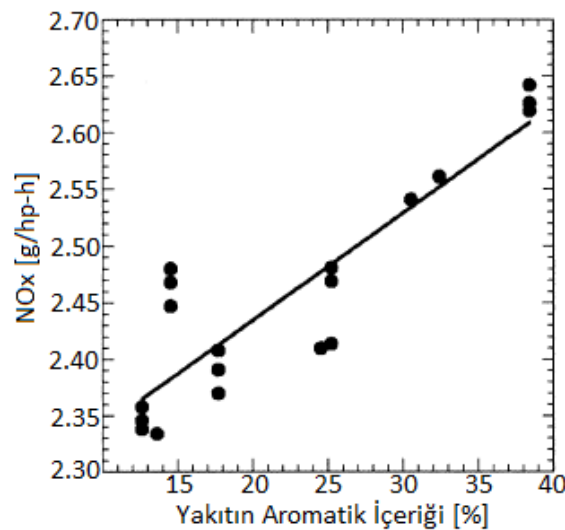


Şekil 3.21 Benzine uygulanan katkı maddesi sonucunda emisyon değerleri [81]

3.2.4 Diğer Yakıt Özellikleri

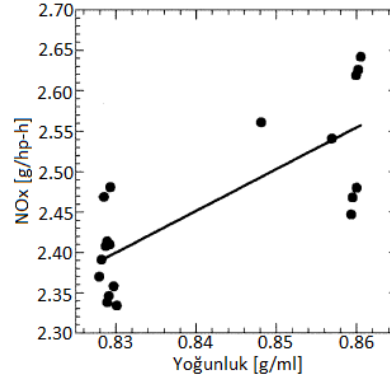
Motorda kullanılan yakıtlar kompleks hidrokarbon yapılı bileşiklerdir ve birçok faktör yanmayı ve buna bağlı olarak da NO_x miktarını etkilemektedir. Bu faktörlerden bazıları aromatik oranı ve yakıt yoğunluğudur.

Matheaus vd. [82] çalışmalarında, yakıtın içerdiği aromatik oranının artmasıyla NO_x miktarının arttığını gözlemlemişlerdir. Yüksek aromatik içerikli yakıtta, hidrokarbonların halka yapıları yüksek adiabatik alev sıcaklığı oluşturduğu için lokal olarak yüksek yanma sıcaklıkları elde edildiğinden, buna bağlı olarak NO_x artışı meydana gelmektedir [66].



Şekil 3.22 Yakıtın aromatik içeriğinin NO_x üzerine etkisi [82]

Matheaus vd. [82] çalışmalarında, değişken yoğunluklu yakıt kullanımının NO_x emisyonları üzerine olan etkisini incelemiştir. Yapılan testler neticesinde, yakıt yoğunluğunun azalması ile NO_x emisyonun azaldığı belirlenmiştir (Şekil 3.23).



Şekil 3.23 Yakıt yoğunluğunun NO_x üzerine etkisi [82]

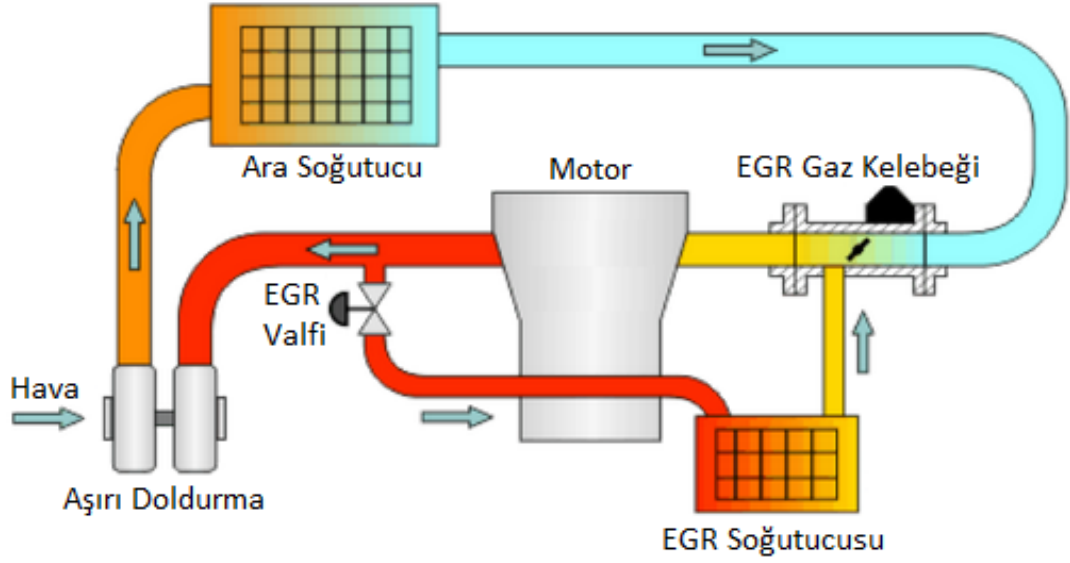
3.3 Yanma ile İlişkili Yöntemler

NO_x oluşum mekanizması doğrudan yanma ve yanma sıcaklıkları ile ilişkilidir. Dolayısıyla çeşitli yöntemlerle yanma mekanizması ile oynanarak NO_x emisyonlarını azaltmak mümkündür.

3.3.1 Egzoz Gazı Resirkülasyonu (EGR)

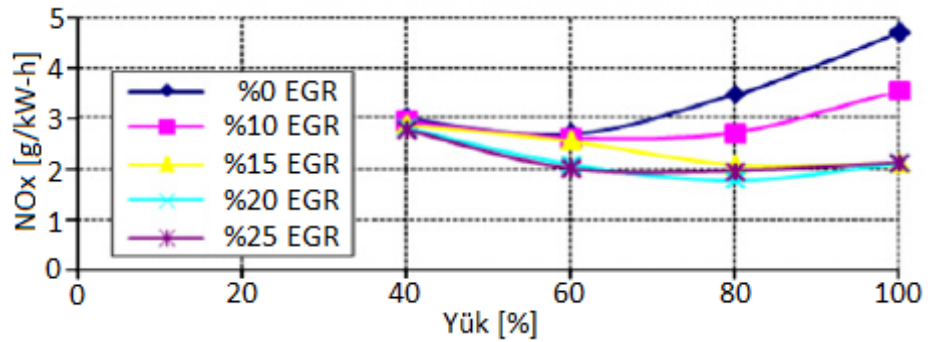
Egzoz gazı resirkülasyonu işleminin uygulanmasıyla, atıl durumdaki egzoz gazı yardımıyla taze dolgunun seyreltilip emisyon oluşumunun etkilenmesi prensibine dayanarak NO_x emisyonu kontrol edilebilir. Yanma odasına gönderilen egzoz gazı; CO₂'nin yüksek ısı kapasitesi ile yanma sıcaklıklarının düşmesi ve dolgudaki oksijen miktarının azalması ile de NO_x miktarını azaltmaktadır. Ancak havaya olan eksik erişim yanmayı etkileyerek HC emisyonlarının artmasına sebep olmaktadır [83].

Egzoz gazının bir kısmının, volümetrik verimin düşmesini önlemek için soğutulduktan sonra taze dolgu ile birlikte tekrardan yanma odasına gönderilerek karışımın seyreltilmesi işlemine harici EGR denmektedir. Diğer bir uygulama yöntemi olan dahili EGR'de yanmış gazların bir kısmı silindir içinde bırakılıp yakıtın daha hızlı buharlaşması ile karışım oluşumu sağlanmakta ve düşük yüklerde HC ve CO emisyonlarında da iyileşme görülmektedir. Ancak bu yöntemde optimum EGR oranı için değişken subap zamanlaması kullanılması gereklidir [51].



Şekil 3.24 EGR sisteminin şematik şekli [84]

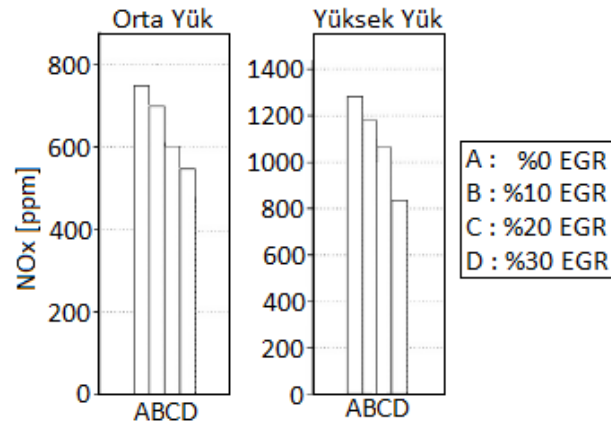
Hussain vd. [85] çalışmalarında, bir Diesel motorda EGR uygulamasının etkisini araştırmışlardır. Şekil 3.25'e göre geri gönderilen egzoz gazı miktarının, yani EGR oranının artmasıyla, NOx değerleri azalmıştır.



Şekil 3.25 Farklı EGR oranlarında NOx değerleri [85]

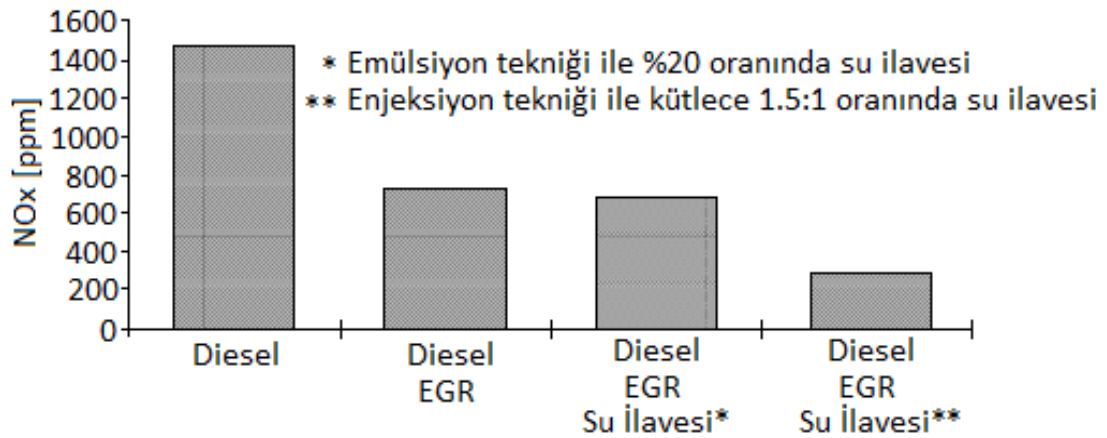
EGR sistemi, motorun yüksek yanma sıcaklıklarına ulaşmadığı rölanti şartında devreye sokulmamaktadır. Motordan istenen gücün arttığı tam yük şartında, performans düşüklüğüne sebep olan EGR sistemi devreden çıkmaktadır. Sistemin kullanılmasının tavsiye edildiği işletme şartı ise orta yüklerdir.

Kumar ve Saravanan [86] yapmış oldukları çalışmada, amil alkol ve Diesel yakıtı karışımı ile işlettikleri Diesel motorda; EGR oranının artması ile NOx emisyonunun azaldığını belirlemişlerdir. Ayrıca Şekil 3.26'dan görülebileceği üzere, saf Diesel yakıtında %30 EGR oranı ile orta yükte %26.8, yüksek yükte ise %35 azalma elde etmişlerdir.



Şekil 3.26 Farklı yüklerde EGR uygulamasının NOx değerleri [86]

Bir motorda EGR uygulaması tek başına kullanılacağı gibi, Diesel Partikül Filtresi (DPF), alternatif yakıt, su ilavesi gibi yöntemlerle birlikte de kullanılabilir. Nazha vd. [34] çalışmalarında, Diesel motorda EGR ile birlikte su ilavesi yöntemi uygulamışlardır. EGR uygulamasının NOx miktarını azaltıcı etkisi olmasına rağmen is emisyonlarını arttırdığından dolayı su ilavesi yöntemiyle birlikte kullanılmıştır. Böylece suyun yüksek ısı kapasitesi ve EGR uygulamasının oksijen konsantrasyonunu azaltma etkisi ile NOx azalışı hedeflenmiştir. %16.7 EGR oranı ve enjeksiyon yöntemiyle 1.5:1 su oranı, emülsiyon yönteminde ise aynı EGR oranı ve %20 su oranı ile yapılan testlerde; yük arttıkça NOx ve is değerleri artmış, özgül yakıt tüketim değerleri azalmıştır. Şekil 3.27'ye göre NOx değerleri saf Diesel yakıtıyla işletmede en yüksek değerdeyken; EGR uygulamasıyla düşmüştür. EGR ile birlikte uygulanan emülsiyon ve enjeksiyon yöntemlerinde ise düşüş artmıştır.



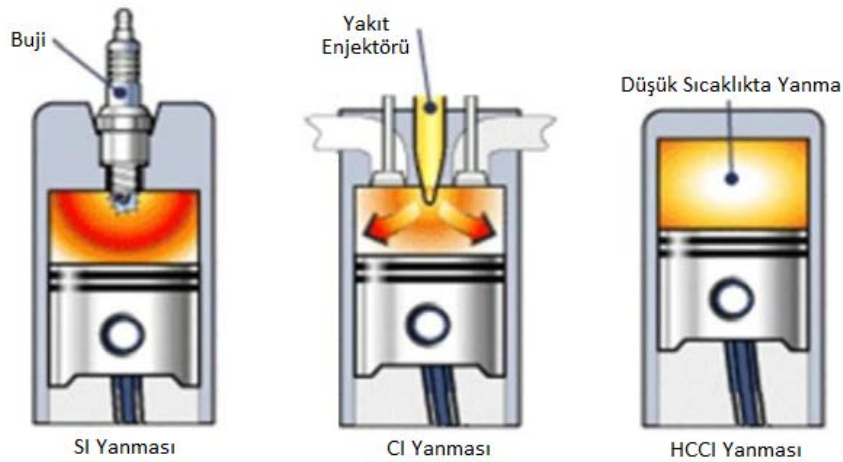
Şekil 3.27 EGR uygulamasının NOx değerleri [34]

3.3.2 Düşük Sıcaklıkta Yanma (LTC)

Düşük sıcaklıkta yanma stratejisi; birçok yanma tekniğini içeren, NO_x ve PM emisyonlarının azaltılmasını hedefleyen ancak genellikle de CO ve HC emisyonlarının artışına sebep olan çalışmaların bütününe verilen isimdir. Bünyesinde; NADI, PREDIC, MULDIC, HiMICS, UNIBUS, PCI gibi konseptleri barındıran LTC stratejisinin en bilinen tekniği homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli (HCCI) motordur [87].

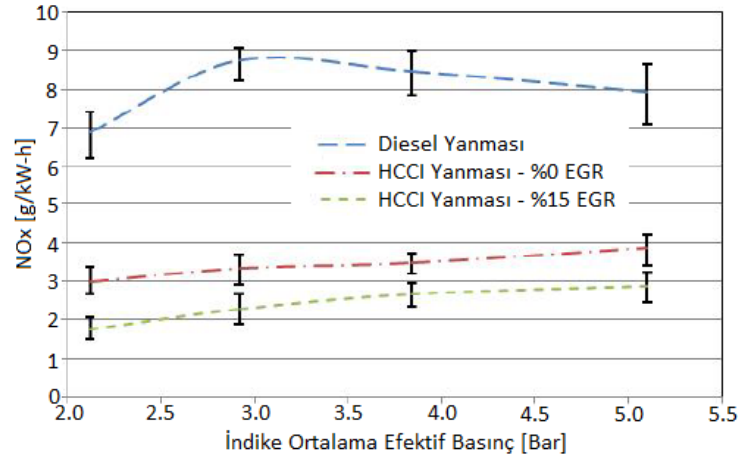
Çoğu HCCI motor, SI-HCCI veya CI-HCCI çift modlu yanma sistemlerine sahiptir. Soğuk çalıştırma bölgesinde SI veya CI yanması ile işletilmeye başlanan motorlar; rölanti, düşük yük ve orta yük şartlarında daha avantajlı olan HCCI moduna geçirilmekte; yüksek yük şartlarında ise genellikle SI veya CI yanmasına geri dönülmektedir [88].

HCCI motorda, silindir içinde veya dışında homojen ve seyreltilmiş şekilde hazırlanan dolgu, herhangi bir kısılma işlemine uğramadan direkt olarak yanma odasına alınmaktadır. Şekil 3.28'den görülebilecek olan ön karıştırılmış homojen dolgunun sıkıştırılması ile yanma odasında alev gelişimi olmadan birden fazla bölgede eşzamanlı olarak gerçekleşen yanma; yanma odasındaki yüksek sıcaklık bölgelerinin oluşumunu engelleyerek düşük seviyede NO_x ve is emisyonu oluşturmaktadır. Klasik Diesel motorda ulaşılan maksimum yanma sıcaklığı 1700-2200 K seviyesinde iken çok fakir karışım bölgesinde işletilen HCCI motorda 1400-1600 K mertebelerindedir [89].



Şekil 3.28 HCCI yanmasının şematik gösterimi [90]

Singh ve Agarwal [91] çalışmalarında, Diesel yanması ve HCCI yanmasını kıyaslamış ve HCCI uygulaması ile %50'nin üzerinde NO_x azalışı elde etmişlerdir. EGR uygulaması ile azalış daha da artmıştır (Şekil 3.29).



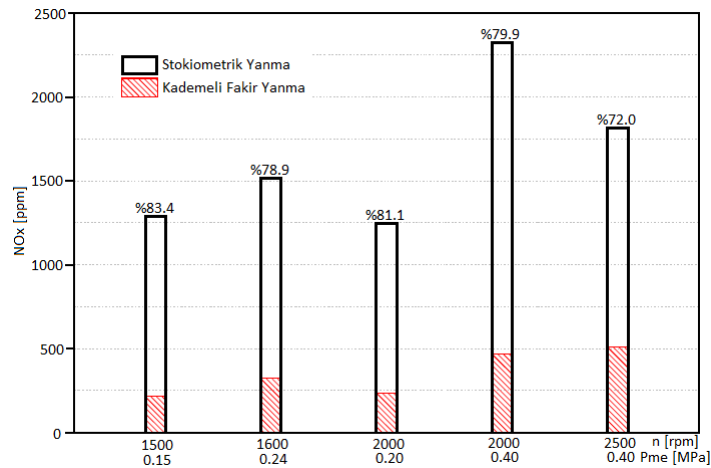
Şekil 3.29 HCCI yanmasının NOx üzerine etkisi [91]

3.3.3 Dolgunun Kademelendirilmesi

Kademeli dolgulu motorlar, ekonomik çalışma sağlayan fakir karışımın ateşlenmesinde güçlük ve yanma veriminde azalma olmadan yakılmasını hedeflemektedir. Temel çalışma prensibi; zengin karışımın kolay ateşleme ve yüksek yanma hızı gibi avantajlarından faydalanmak amacıyla buji tırnak bölgesinde bulunan zengin karışım ile silindir içinde bulunan genelde fakir karışımın yakılması esasına dayanmaktadır [92].

Kademeli dolgu tekniği esas olarak NOx emisyonlarının azaltılmasında kullanılmamakla beraber; silindir içi alev sıcaklıklarını düşürdüğünden dolayı NOx azaltıcı bir yöntemdir.

Kim vd. [93] çalışmalarında, LPG ile direkt enjeksiyonlu şekilde işlettikleri motorda kademeli fakir karışımlı yanmada, stokiometrik yanmaya göre çeşitli motor işletme noktalarında %72-83.4 iyileşme elde etmişlerdir (Şekil 3.30).



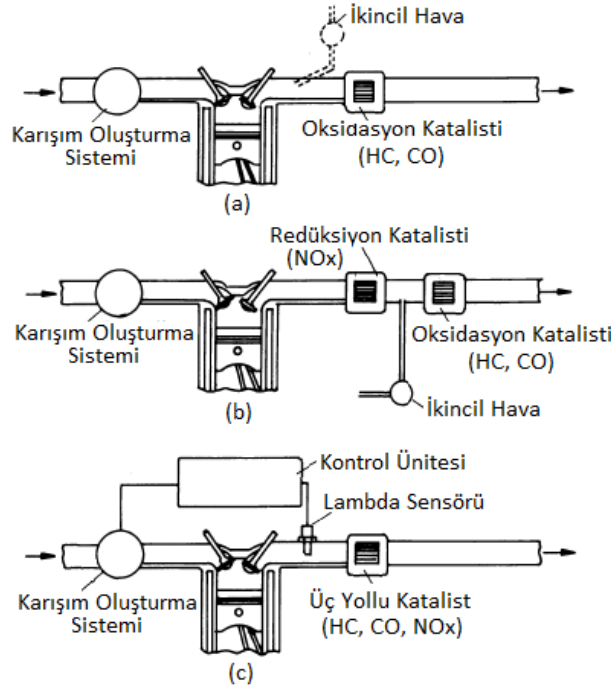
Şekil 3.30 Kademeli dolgunun NOx emisyonuna etkisi [93]

3.4 Yanma Sonrası Yöntemler

Silindirde gerçekleşen yanma olayından sonra egzoz manifoldundan atılan zehirli atık gazlar, atmosfere salınmadan önce çeşitli sistemlerle seyreltilmektedir.

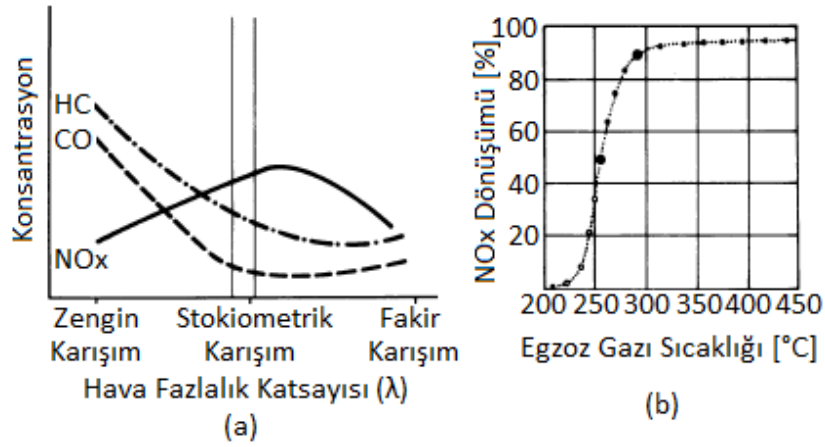
3.4.1 Katalitik Konvertör

Katalitik konvertörler yanma sonrası iyileştirme sistemlerinin ticari anlamda yaygınlaşan ilk tipidir. İlk kullanımı 1970'li yıllarda benzin motorlu araçların egzoz gazlarındaki HC ve CO içindir. 1980'lerin ortalarında ise NO_x emisyonu azaltımı için de kullanılmaya başlanmıştır [94]. Motorlu taşıtlarda en çok kullanılan yanma sonu iyileştiricileri olan katalitik konvertörlerin, Şekil 3.31'de şematik resimleri görülebilecek olan iki ve üç yollu olmak üzere iki çeşidi vardır. İki yollu olanlar (Şekil 3.31(a)) oksidasyon katalisti olarak bilinmekte ve yalnızca HC ve CO gazlarının oksitlenmesinde kullanılmaktadır. Üç yollu katalitik konvertörler ise oksidasyon-redüksiyon katalisti olarak bilinmekte ve HC ve CO gazlarının oksitlenmesinin yanı sıra NO_x indirgeme işleminde de kullanılmaktadır. Üç yollu tiplerde HC ve CO oksitlenmesi ve NO_x indirgenmesi farklı sistemlerde gerçekleşiyorsa çift yataklı (Şekil 3.31(b)), aynı sistemde gerçekleşiyorsa tek yataklı (Şekil 3.31(c)) olarak isimlendirilmektedir.



Şekil 3.31 Katalitik konvertör tiplerinin şematik resimleri [52]

Üç yollu katalitik konvertörler %90'a varan verimle NOx azaltımı sağlayabilmektedir ve verimli çalışma aralıkları stokiometrik karışımlar ve 300 °C üzerindeki sıcaklıklardır [83].

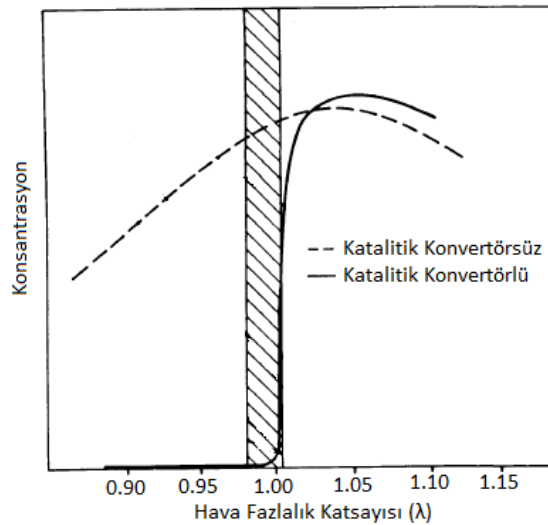


Şekil 3.32 Katalitik konvertörün (a) hava fazlalık katsayısına bağlı işletme verimi ve (b) sıcaklığa bağlı dönüşüm oranı [52]

İçerisinde platin (Pt), paladyum (Pd) ve rodyum (Rh) kıymetli metaller bulunan katalitik konvertörlerde NOx indirgemesi (3.2)'ye göre yapılmaktadır [54].



Şekil 3.33'te katalitik konvertör kullanılan bir motordaki NOx değişimi gösterilmiştir. Stokiometri civarında yüksek dönüşüm verimine sahip olan sistemde; zengin karışım bölgesinde sıfıra yakın olan NOx miktarı, karışım fakirleştikçe katalitik konvertör kullanılmadığı durumun da üzerine çıkmaktadır [52].



Şekil 3.33 Katalitik konvertör kullanımının NOx üzerine etkisi [52]

3.4.2 Fakir Karışım NOx Kapanı (LNT)

Üç yollu katalitik konvertörlerin verimli çalışma aralığının stokiometri civarı olmasından dolayı fakir karışım bölgelerinde egzoz gazındaki oksijen; HC ve CO ile daha kolay tepkimeye girerek NOx ayrışmasına engel olduğundan dolayı fakir karışımla işletilen motorlarda NOx indirgemesi LNT ile yapılabilir [83].

LNT sistemi, motor fakir karışım bölgesinde çalışırken üretilen NOx emisyonu tutar ve zengin karışım şartında bu NOx emisyonunu salarak yüksek devir ve zengin karışımla indirme işlemini gerçekleştirir. Sistem verimi %50 civarında olmasına rağmen verimi %80 mertebelerine çıkan sistemler de mevcuttur. 200-500 °C gibi geniş bir aralıkta çalışması sistemin avantajı; diazot monoksit (N₂O) ve hidrojen sülfür (H₂S) gibi ikincil emisyonlar ise dezavantajıdır. Sistem genellikle hacmi 2 litre ve altında olan motorlarda tercih edilmektedir.

3.4.3 Egzoz Gazı Arıtımı (FGT)

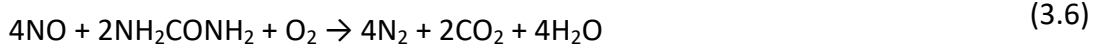
Egzoz gazı arıtımı (FGT) yöntemi, NOx emisyonlarını azaltmada efektif bir yöntem olmasına karşın yüksek maliyetlidir. Yöntem; seçici katalitik indirme (SCR), seçici katalitik olmayan indirme (SnCR) ve seçici olmayan katalitik indirme (nSCR) şeklinde sınıflandırılabilir [95].

3.4.3.1 Seçici Katalitik İndirme (SCR)

Fakir karışimli motorlarda oksijence zengin egzoz gazı olduğundan NOx azaltımının seçici olmayan katalitik indirme sistemi kullanılarak yapılması imkansızdır [96]. Bu sebeple kimyasal reaksiyonu mümkün kılmak için egzoz gazı içerisine yakıtın %3-7'si oranında amonyak veya üre püskürtülmektedir. Amonyak püskürtülmesi işleminde (3.3), (3.4) ve (3.5)'ten görüleceği üzere NH₃; NO ve NO₂ molekülleriyle tepkimeye girerek N₂ ve H₂O oluşturmaktadır [97]. (3.3) standart, (3.4) hızlı, (3.5) yavaş SCR mekanizması olarak bilinmektedir. (3.4) ekzotermik, (3.5) endotermik bir reaksiyondur.



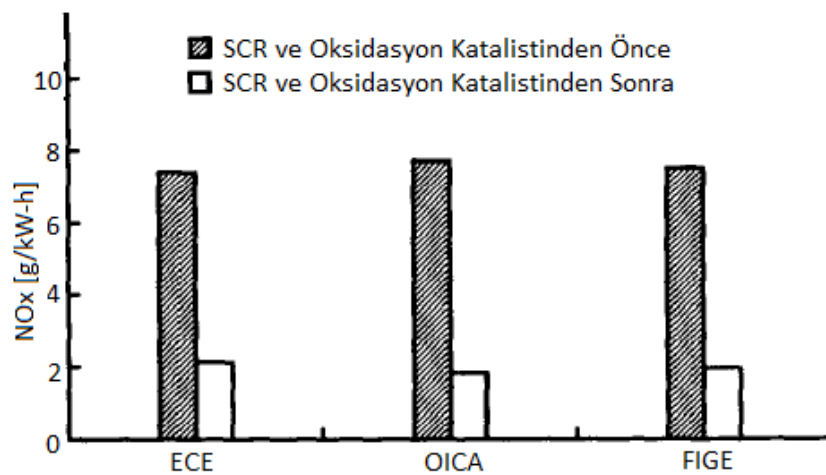
Sistemde üre kullanılması; üre, amonyağa göre daha pahalı olduğundan yaygın değildir. Üre kullanımı durumunda indirgeme (3.6)'ya göre olmaktadır.



Katalizör, SCR sisteminin en önemli elemanıdır. Titanyum dioksit (TiO_2), vanadyum pentaoksit (V_2O_5), tungsten trioksit (WO_3) gibi maddeler katalizör olarak kullanılmaktadır. TiO_2 işletme sıcaklığına iyi uyum sağlarken, V_2O_5 ise yüksek seçiciliğe sahiptir ve işletme ömrü uzundur [98].

SCR sistemi, %70-90 aralığında NO_x indirgeme verimine sahiptir. Daha yüksek verim elde etmek mümkün olsa da maliyet arttığından genellikle tercih edilmemektedir. NO_x azaltımı 250-427 °C aralığında verimli olmaktadır ancak tipik bir SCR sistemi ± 90 °C sıcaklık dalgalanmalarını tolere edebilmektedir. Sistemin optimum işletme sıcaklığı, kullanılan katalizörün cinsine ve egzoz gazının bileşimine göre farklılık göstermektedir. Egzoz gazındaki sülfür ve PM miktarı yüksek seviyelerde ise bu, işletim maliyetini arttırmaktadır [99]. Amonyak veya üre tankı, enjektör sistemi, hassas kontrol sistemi ve sensörlere ihtiyaç duyduğundan dolayı sistem, ağır ve maliyetlidir. Genellikle hacmi 2 litre ve üzerinde olan motorlarda tercih edilmektedir.

Havenith vd. [100] çalışmalarında, SCR sisteminin üç farklı test çevrimine göre etkisini incelemişlerdir. Tüm sürüş çevrimlerinde oksidasyon katalizörü ile birlikte SCR uygulaması yapıldığında NO_x seviyesi 2 g/kW-h mertebesine inmiştir (Şekil 3.34).



Şekil 3.34 SCR sisteminin NO_x üzerine etkisi [100]

3.4.3.2 Seçici Katalitik Olmayan İndirgeme (SnCR)

SnCR sistemi, amonyak veya üre kullanarak NO_x azaltımını hedeflemektedir. Dönüşüm, (3.3) ve (3.6) reaksiyonlarına göre katalizör kullanılmadan yapılmaktadır. Yüksek verim elde edebilmek için, püskürtülen amonyak ile egzoz gazı içerisindeki NO_x, iyi bir karışım oluşturmalıdır. Sistem, 870-1150 °C aralığında çalışmakta ve NO_x emisyonlarını %30-50 verimle azaltabilmektedir. Yanma kontrolü uygulandığında bu değer %65 seviyesine çıkabilmektedir. Püskürtülen reaktifin damlalarının çapı küçüldükçe buharlaşma hızlandığından dolayı reaksiyon yüksek sıcaklıkta olmakta ve dolayısıyla indirgeme verimi artmaktadır. Birim işletme maliyeti SCR sistemine göre yaklaşık olarak 4 kat düşük seviyededir [95], [98], [101].

Sistemde üre, genellikle %50 oranında sulandırılarak kullanılmaktadır. 17.8 °C düşük donma sıcaklığından dolayı soğuk iklimlerde kullanımında mutlaka ısıtılmalı ve sirküle edilmelidir. Yüksek konsantrasyonlu üre çözeltileri, depolama alanını azaltmakta ancak donma önleyici sistemin yükünü arttırmaktadır. Üre zehirsiz olduğu ve amonyağa göre daha az uçucu olduğu için depolama kolaylığı sağladığından dolayı üre kullanılan sistemler amonyak kullananlara göre daha avantajlıdır [102]. Ancak üre kullanımında, amonyak kullanan sistemlere göre daha çok yan ürün olarak N₂O oluşmaktadır. Genellikle azaltılan NO_x miktarının %10'u N₂O'ya dönüşmektedir [101].

3.4.3.3 Seçici Olmayan Katalitik İndirgeme (nSCR)

nSCR yöntemi, 2000'li yıllardan sonra zengin karışımla çalışan motorlarda NO_x emisyonu kontrolü için kullanılmaktadır. Sistem, yaklaşık %90 oranında NO_x dönüşüm verimine sahiptir [96]. Katalist olarak genellikle soy metaller kullanılmaktadır.

Sistemde CO, HC ve NO_x; CO₂, H₂O ve N₂ haline dönüşmektedir ve dönüşüm, iki kademeli olarak aşağıdaki şekilde gerçekleşmektedir. (3.7), (3.8), (3.9) 1. kademe; (3.10), (3.11), (3.12) ise 2. kademe reaksiyonlardır [103].





Sistemin NO_x dönüşüm verimi %80-90 aralığındadır. NO_x azaltım verimi, katalizör malzemesi, katalist yatağı işletme sıcaklığı, hava-yakıt oranı, egzoz gaz sıcaklığı gibi faktörlere bağlıdır. Sistemin işletim sıcaklığı 700-1500 °F aralığındadır ve kullanılan katalizöre göre bu değerler değişiklik gösterebilmektedir [103].

BÖLÜM 4

SU İLAVESİ TEKNİKLERİ

Su ilavesi yöntemi, yanma sıcaklıkları üzerine etki ederek silindir içi maksimum sıcaklık değerini düşürmekte ve NO_x oluşumunu azaltmaktadır.

Peters ve Stebar [10] makalelerinde, su ilavesi fikrinin yeni olmadığını ve 1913 yılında Hopkinson'un içten yanmalı motorlarda su ilavesinden bahsettiğini belirtmişlerdir. Bu sebeple de su ilavesi fikrinin içten yanmalı motorların icadına kadar uzanabileceği düşünülmektedir. İlk zamanlarda su, iç soğutucu olarak doğrudan yanma odası içerisine gönderilerek gaz sıcaklıkları azaltılmış ve ayrı bir soğutma sistemi ihtiyacının ortadan kalkabileceği düşüncesi kanıtlanmış olsa da bu işlem için gerekli olan su miktarı, kullanılan yakıt miktarından çok fazla olduğundan yanma prosesi olumsuz etkilenmiştir [10]. 1933 yılında uçaklarda motorlarında yapılan 80 ve 87 oktanlı benzin araştırmalarında, aşırı ısınmayı önlemek için su ilavesi uygulanmıştır. 80 oktanlı benzine kütlece %40 oranında su ilavesi uygulandığında, alınan güç olumsuz etkilenmemiştir. 1935 yılında ise karbüratördeki gaz keleşinin buzlanmasını önlemek için su enjeksiyonu uygulanmış ve yumuşak bir motor işletimi ile birlikte operasyon sıcaklıklarının da azaldığı belirtilmiştir [2]. Daha sonraları 2. Dünya Savaşı'nda benzin motorlu uçaklardan yüksek performans alınması için uygulanmıştır. Sıkıştırma oranları artan otomobillerde, savaş yıllarında yüksek oktanlı benzin tedarik problemi yaşandığından dolayı vuruntu engelleme özelliği olan su veya su-alkol karışımı ilavesi kullanılmıştır. 1970'lere gelindiğinde su ilavesinin yanmaya ve emisyonlar üzerine olan etkisi ile ilgili çeşitli çalışmalar yapılmıştır [49].

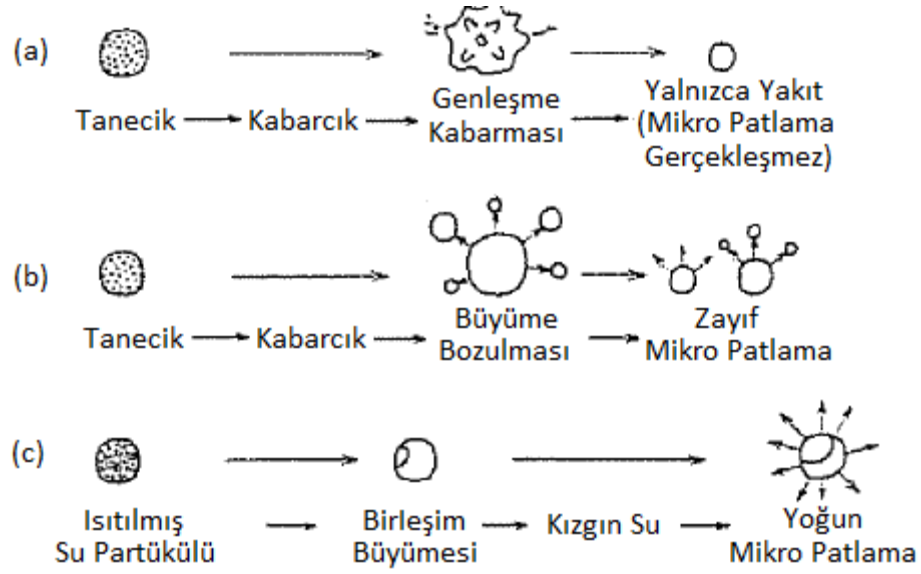
Yapılan literatür araştırması neticesinde içten yanmalı motorlarda su ilavesi uygulaması için iki ana yaklaşım belirlenmiştir:

- Emülsiyon yöntemi ile su ilavesi,
- Enjeksiyon (püskürtme) yöntemi ile su ilavesi.

4.1 Emülsiyon Yöntemi ile Su İlavesi

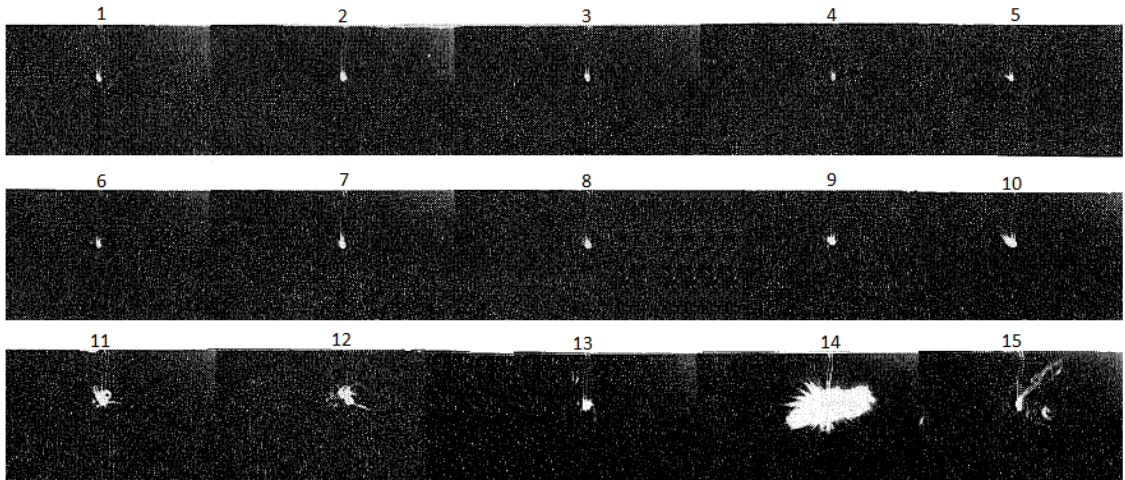
Emülsiyon yönteminde su, yakıtın içine katılarak bir karışım hazırlanmaktadır. Emülsiyonlar temel olarak makro ve mikro olmak üzere ikiye ayrılmaktadırlar. Emülsiyon içindeki su tanecik çapı $0.14\ \mu\text{m}$ 'den büyük ise karışım makro, küçük ise mikro emülsiyon şeklinde tanımlanmaktadır. Özgül kütle farkından dolayı karışmayan su ve yakıtı bir arada tutmak için yüzey aktif maddesi olarak adlandırılan çeşitli kimyasal maddeler kullanılabilmektedir.

Yakıt içerisindeki su taneciğinin buharlaşma fenomeni Şekil 4.1'den görülebilmektedir. Şekil 4.1(a)'da mikro patlama olmayan durum açıklanmıştır. Su partiküllerinin buharlaşması sırasında, tanecik yüzeyden kaçmaktadır. Bu olay, yakıtın kinematik viskozitesinin yüksek olduğu, su içeriğinin az olduğu veya su tanecik boyutunun küçük olduğu durumlarda görülmektedir. Şekil 4.1(b)'de görülen zayıf mikro patlamalar, yüzey sıcaklığı düşük ve yakıtın kinematik viskozitesi yüksek iken meydana gelmektedir. Yoğun mikro patlama olayı ise Şekil 4.1(c)'de gösterilmiştir. Yakıta eklenen su, kimyasal kinetikleri değiştirmektedir. Standart basınç ve 373 K sıcaklıkta 1 mol sıvı fazdaki su, buharlaşarak 1700 kat genişlemektedir. Emülsiyon haldeki yakıt ısıtıldığında, suyun buharlaşma entalpisi yakıtın yanma entalpisinden düşük olduğu için su tanecikleri yakıt taneciklerinden önce buharlaşmaktadır. Sıvı haldeki suyun sıcaklığı sıkıştırma strokunda 270 °C üzerine çıkarak kızgın su oluşturmaktadır. Kızgın su tanecikleri instabil durumdadır ve sıkıştırma strokunda su sıcaklığı kritik sıcaklık olan 374 °C üzerine çıktığında, yakıt içindeki su damlacıkları yanma olayından önce patlamakta ve böylece yakıtın daha iyi atomizasyonu sağlanmaktadır. Gerçekleşen bu olaya mikro patlama veya ikincil atomizasyon ismi verilmektedir [2], [104].



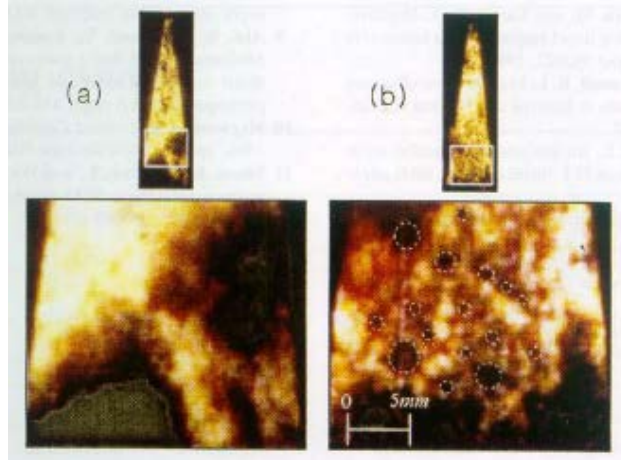
Şekil 4.1 Su damlacıklarının buharlaşma olayı [104]

Tsao ve Xu [105] çalışmalarında 1.2 μl hacimde %33 su oranlı isosetan taneciklerinde oluşan mikro patlama olayını yüksek hızlı kamera ile görüntülemişlerdir. Mikro patlama olayı 14. karede meydana gelmiştir (Şekil 4.2).



Şekil 4.2 Mikro patlama olayının gelişimi [105]

Ateşleme başlangıcı bölgesi, saf Diesel yakıtında yanma odasının ortası iken emülsiyon yakıtta alt bölgeler veya orta bölgelerde ve çok noktalıdır. Şekil 4.3(b)'den görülebileceği gibi spreyn uç bölgesinin yakınlarında, luminanse alevin alt kısmında meydana gelen mikro patlamalar; emülsiyon haldeki yakıtın, çevresindeki hava ile daha hızlı karışmasını ve daha verimli bir yanma oluşmasını sağlamaktadırlar [33].

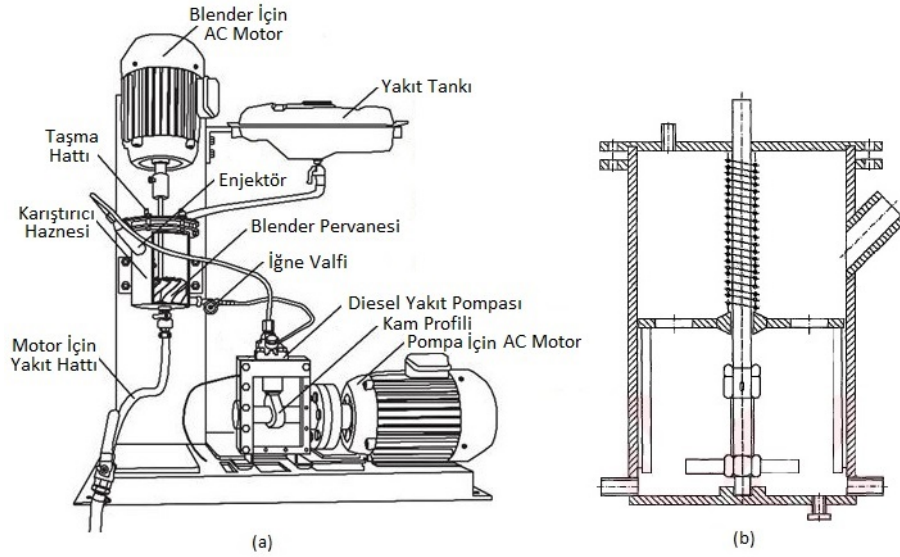


Şekil 4.3 (a) Saf Diesel yakıtının (b) emülsiyon yakıtın yanması [33]

Subramanian [32] çalışmasında, emülsiyon yönteminde enjeksiyon yöntemine göre tutuşma gecikmesi süresi daha uzun olduğu için maksimum basınç değeri ve basınç artış oranının maksimum değerinin yüksek olduğunu ve bu sebeple emülsiyon yöntemiyle motor işletiminin daha zor olduğunu belirtmiştir.

4.1.1 Makro Emülsiyon

Makro emülsiyon; özgül kütle farkından dolayı birbiri ile karışmayan iki sıvıdan birinin, diğer sıvı içerisinde 0.14 μm çapından daha büyük tanecik çaplarında çözünmesi ile oluşan karışımlara denilmektedir. Bu karışımların hazırlanmasında yakıt ve suyun bir arada tutulması için; uygun bir yüzey aktif madde kullanılabileceği gibi yüzey aktif madde kullanılmadan karıştırma işlemi de uygulanabilir. Karıştırma işlemi ile su damlacıklarının yakıtın içerisinde dağılması sağlanır. Ancak bu işlem için standart bir karıştırıcı tanımlanmamıştır. Şekil 4.6'da görülen karıştırıcı ile makro emülsiyon hazırlarken, su tanecik çaplarının küçük olması için karıştırıcı haznesinin içine dönel bıçaklar yerleştirilmiş ve emülsiyon yüksek basınçlı bir yakıt pompası ile karıştırıcı haznesi içerisine karıştırma esnasında püskürtülerek suyun parçalanma oranının artması sağlanmıştır [11], [15]. İyi bir stabilizasyon için karıştırma işleminin yüksek hızlı santrifüj karıştırıcılarda uzun süre ile yapılması daha uygundur [1], [2].



Şekil 4.4 (a) Karıştırma ünitesinin şematik şekli ve (b) dönel karıştırıcının kesiti [11]

Makro emülsiyonlarda kararlı bir sıvı faz yapısı yoktur; emülsiyon koyu ve opak bir görünüme sahiptir ve en iyi hazırlananları bile zor şartlarda kolaylıkla iki farklı sıvı faza ayrılabilir [106]. Dağ [15] çalışmasında; 5, 7.5 ve 10 dakika süreyle karıştırılan emülsiyon yakıtlarda 6 dakika içerisinde instabiliteye rastlamamıştır.

4.1.2 Mikro Emülsiyon

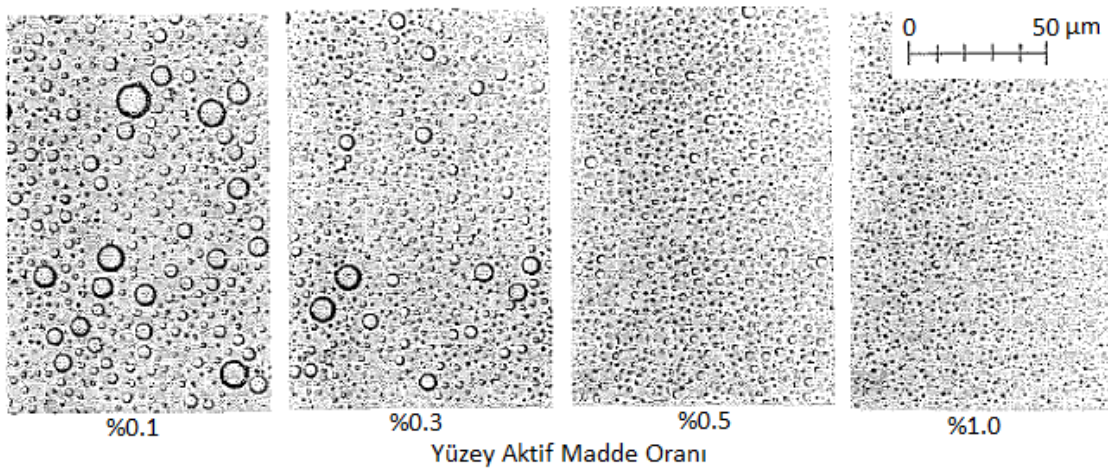
Mikro emülsiyonlarda, emülsiyon içerisindeki suyun tanecik çapı $0.14\ \mu\text{m}$ 'den daha az olmalıdır. Kararlı ve berrak mikro emülsiyonlar ancak bir yüzey aktif madde ile oluşturulabilmektedir. Bu maddeler yakıt içinde daha kolay çözölebilmektedir ve tek bir madde olabileceği gibi karışım halinde de olabilirler [10].

Su ile hidrokarbonlar arasında kararlı bir bağ oluşmasını sağlayan yüzey aktif maddelerin seçiminde en çok kullanılan yöntem, Griffin tarafından önerilen hidrofilik-lipofilik balans (HLB) sistemidir. HLB değeri, hidrofilik grubun mol yüzdesi 5'e bölünerek elde edildiğinden; 0 ile 20 arasındadır [107]. Örneğin palmitil alkol ve oleik asidin HLB değeri 1, potasyum oleatın HLB değeri 20'dir [108], [109]. HLB değeri 12 ve üzerinde ise aktif madde suda, 8 ve altında ise yakıt içerisinde erimektedir. Faz ayrışmasını önleyebilmek için kullanılacak yüzey aktif madde, farklı maddelerinin karıştırılmasıyla oluşuyorsa yeni HLB değeri; her bir bileşenin HLB değerinin ağırlıklarıyla çarpılarak toplanması ve toplam yüzey aktif madde ağırlığına bölünmesiyle elde edilmektedir ve bu değer 3-4.5 arasında olması tavsiye edilmektedir [2].

Oktan sayısı üzerinde; benzine su ilave edilmesinin olumlu, yüzey aktif madde ilave edilmesinin olumsuz etkisi vardır. Yüzey aktif madde, bir ön detonasyon bileşiği şeklinde yorumlanmaktadır ve vuruntu ihtimalini arttırmaktadır [10].

Yapılan literatür araştırması sonucunda, çalışmaların çoğunda yüzey aktif madde miktarının %1-2 oranlarında olduğu tespit edilmiştir. Işın [11] ise çalışmasında bu oranı hacimsel %20'ye kadar arttırmış ve yakıtın içerdiği su oranından daha fazla yüzey aktif madde olmaması için miktarı bu oranla sınırlamıştır.

Tsukahara vd. [104] çalışmalarında kütlece %30 su oranlı Diesel yakıtı emülsiyonuna, 6 HLB değerli yüzey aktif maddeden farklı oranlarda katarak oluşturdukları karışımın mikro ölçekte fotoğraflarını çekmişlerdir. Şekil 4.5'ten görülebileceği üzere su partikülleri, yüzey aktif madde oranı %0.1 iken ortalama 4.5 μm , %1.0 iken ortalama 1.4 μm boyutundadır. Yüzey aktif madde oranı azaldıkça karışımdaki su taneciklerinin boyutu artmış ve daha heterojen bir dağılım izlenmiştir.



Şekil 4.5 Farklı oranlarda yüzey aktif madde içeren emülsiyon fotoğrafları [104]

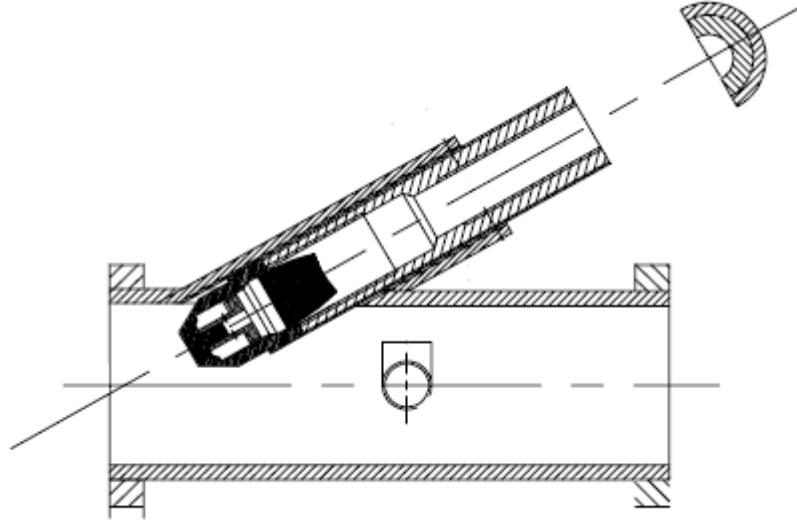
4.2 Enjeksiyon Yöntemi ile Su İlavesi

Enjeksiyon yöntemi, suyun yakıt ile karıştırılmadan emme havasına veya doğrudan silindir içerisine yapılmasıdır.

4.2.1 Emme Manifolduna Su Enjeksiyonu

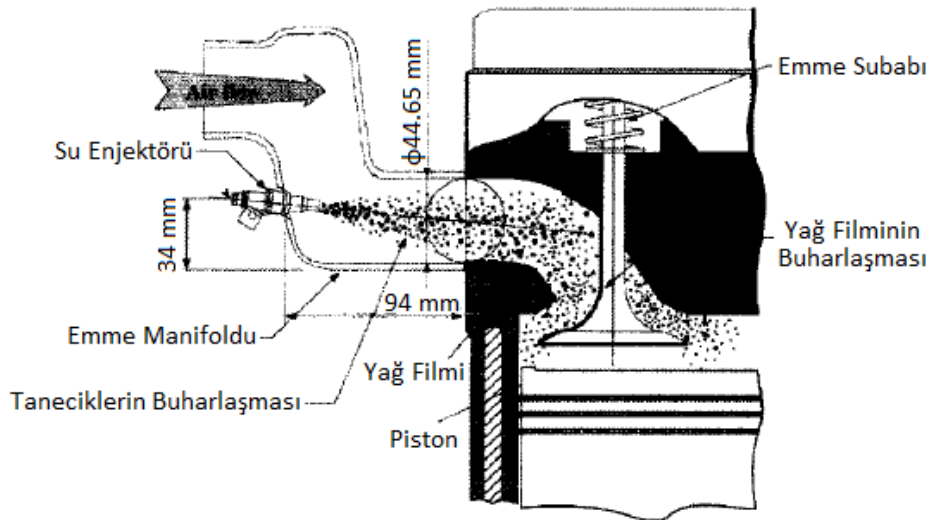
Emme manifolduna püskürtme tekniği, emme havasına püskürtme şeklinde de isimlendirilebilmektedir. Bu yöntemde, emme manifolduna yerleştirilen ikinci bir

enjektör ile emme havasına su ilavesi yapılmaktadır. Enjektör, genellikle emme portuna veya manifolda belli bir açıyla yerleştirilmekte ve enjektörün konumu, püskürtülen suyun yanma odasına gidene kadar buharlaşmasını sağlayacak şekilde ayarlanmaktadır. Lanzafame [110] çalışmasında su enjektörünü emme manifolduna yerleştirmiş ve enjektör konumu ve açısını cidar ıslanmalarını minimize edecek şekilde belirlemiştir (Şekil 4.7).



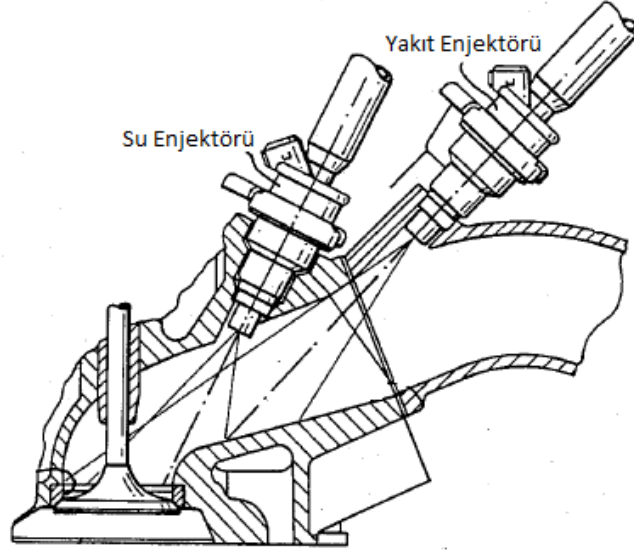
Şekil 4.6 Lanzafame'in su enjektörünü emme manifolduna konumlandırılması [110]

Ryu ve Oh [111] çalışmalarında su enjektörünün emme manifolduna yerleştirmişler ve konumunu, en iyi buharlaşmayı sağlayacak mesafe için belirlemişlerdir (Şekil 4.8).



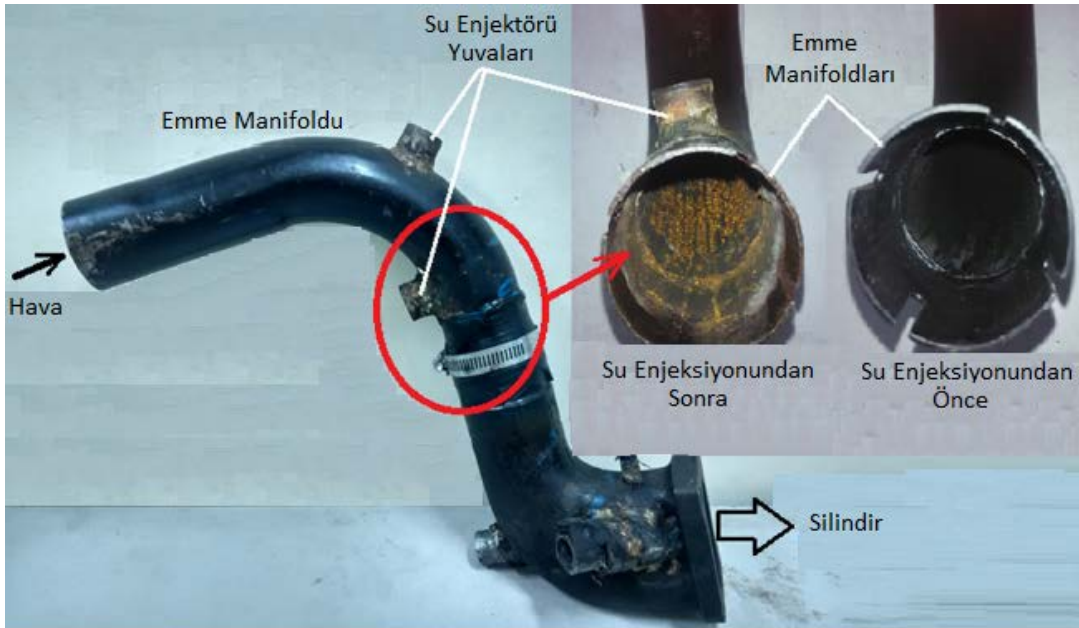
Şekil 4.7 Ryu ve Oh'un su enjektörünü emme manifolduna konumlandırılması [111]

Sandberg ve Scheuer [112] çalışmalarında su enjektörü ve yakıt enjektörünü Şekil 4.9'daki gibi yerleştirmişlerdir. Püskürtülen suyun büyük bir kısmının doğrudan yanma odasına ulaşması için su enjektörü, yakıt enjektörüne göre emme portuna daha yakın şekilde konumlandırılmıştır.



Şekil 4.8 Sandberg ve Scheuer'in yakıt ve su enjektörlerini konumlandırılması [112]

Manifoldta yapılan su püskürtme işleminde manifold malzemesinin korozyon dayanımı önemlidir. Chintala ve Subramanian [24] çalışmalarında, emme manifoldunun, duvar ıslanmasından dolayı uzun vadede korozyona uğrayacağını göstermişlerdir (Şekil 4.10).

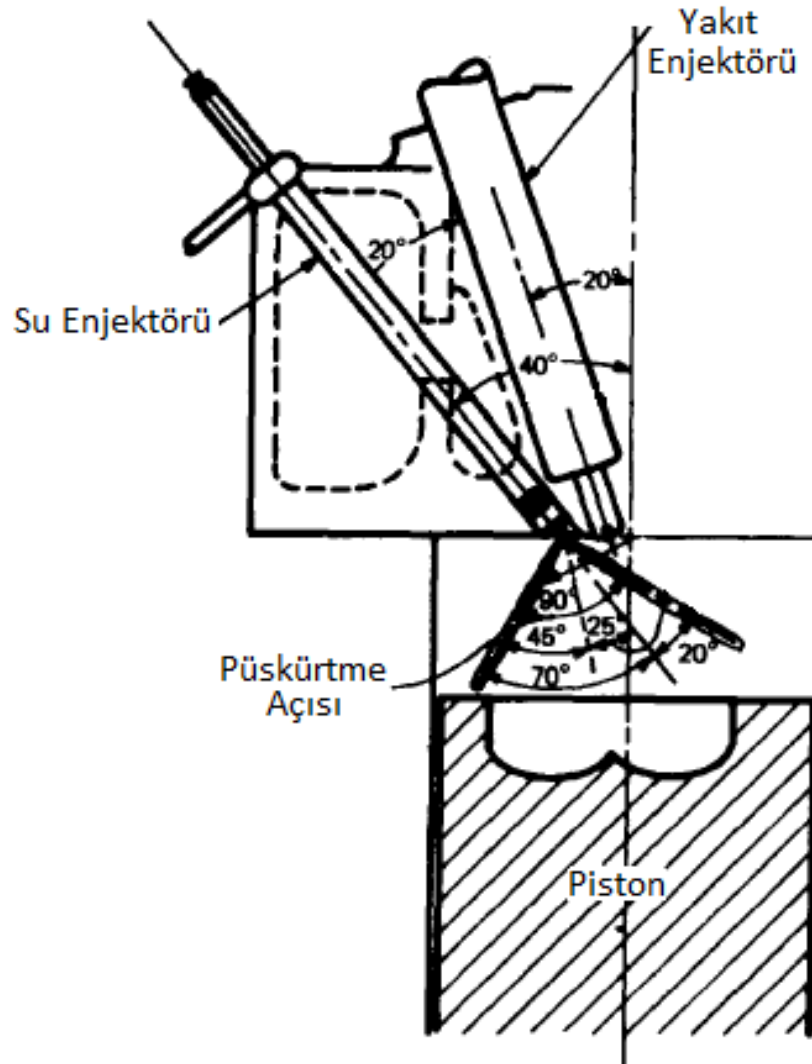


Şekil 4.9 Su enjeksiyonu sonucunda korozyona uğramış emme manifoldu [24]

4.2.2 Direkt Su Enjeksiyonu

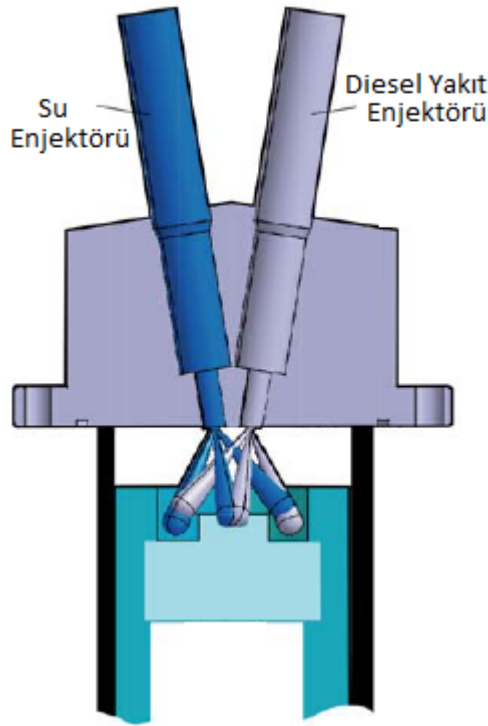
Direkt su enjeksiyonu yönteminde su enjektörü, silindir kafasına, direkt olarak yanma odasının içine püskürtme yapacak şekilde konumlandırılmaktadır. Bu yöntemde silindir kafasıyla oynanarak enjektörün yerleştirilmesi zorluğu mevcuttur. Püskürtülen su, çeperlerden uzakta ve aleve yakındır. Yöntem, emülsiyon yönteminin aksine su-yakıt oranının, soğuk ilk çalıştırma evresi de dahil olmak üzere tüm işletme şartlarında değiştirilmesine olanak tanımaktadır [17].

Lestz vd. [113] çalışmalarında yakıt enjektörünü dikeyle 20° , su enjektörünü de yakıt enjektörüyle 20° açı yapacak şekilde silindir kafasına yerleştirmişlerdir (Şekil 4.11).



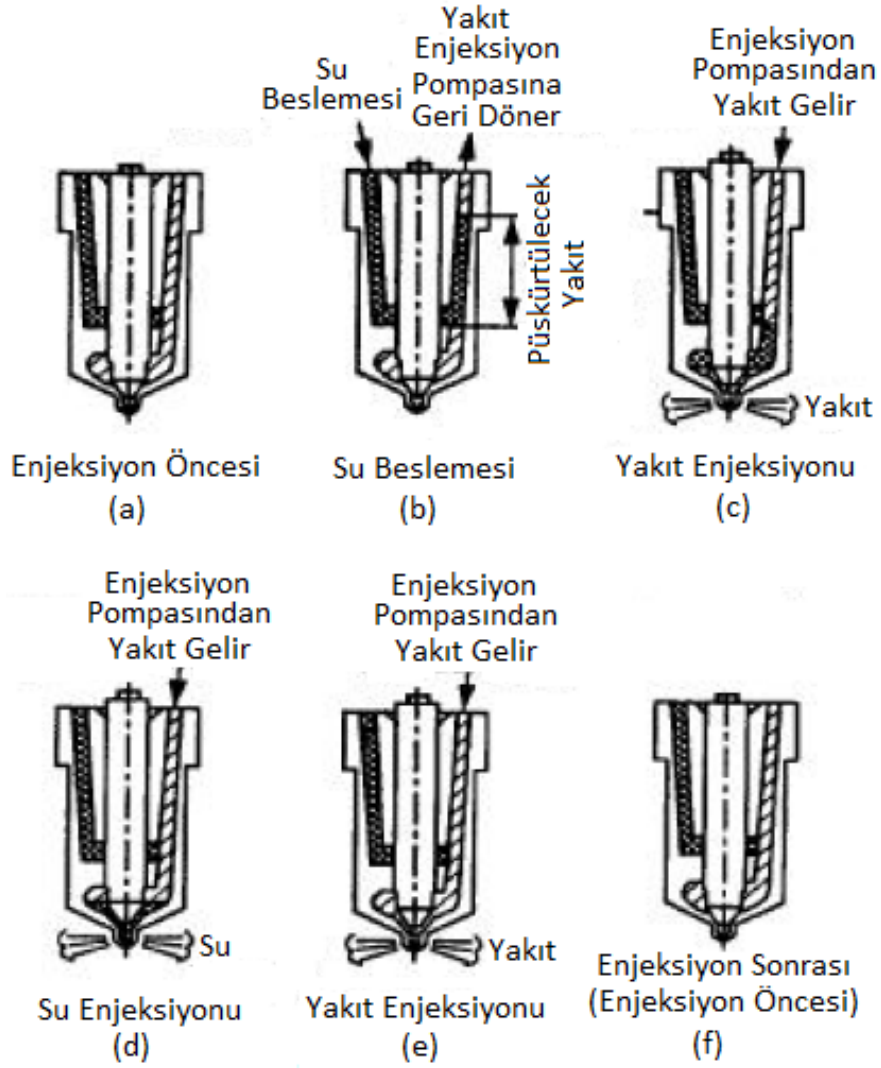
Şekil 4.10 Lestz vd.'nin su enjektörünü silindir kafasına konumlandırması [113]

Steinhilber ve Sattelmayer [114] ise yakıt ve su enjektörlerini dikeyle 18° açı yapacak şekilde ve simetrik olarak doğrudan silindir kafasına konumlandırmışlardır (Şekil 4.11).



Şekil 4.11 Steinilber ve Sattelmayer'in su enjektörünü silindir kafasına konumlandırması [114]

Bazı araştırmacılar, direkt su püskürtme işlemini, iki farklı enjektör kullanmadan tek enjektörle yakıt ve suyu püskürterek yapmışlardır. Bu sistemlerde motorun üzerindeki standart yakıt enjektörü sökölerek yerine hem su hem de yakıt enjeksiyonu yapan enjektör takılmakta; böylece silindir kafasının modifikasyonunun zorluğu bertaraf edilmektedir. Bedford vd. [17], Kohketsu vd. [18], Psota vd. [115], Tosa ve Nagae [116] ve Wirbeleit vd. [117] çalışmalarında hem su hem de yakıt püskürtebilen özel enjektörleri kullanmışlardır (Şekil 4.10). Bu yöntemde su besleme hattından, su pompalandığında enjektörün bir kısmı su ile dolmakta ve dolan su kadar yakıt, yakıt besleme sistemine dönmektedir. Püskürtme işleminin başlamasıyla birlikte yakıt besleme hattından pompalanan yakıt enjektörlere ulaşmakta ve böylece enjektör deliklerinden su ve yakıt birlikte püskürtölmüş olmaktadır [18].

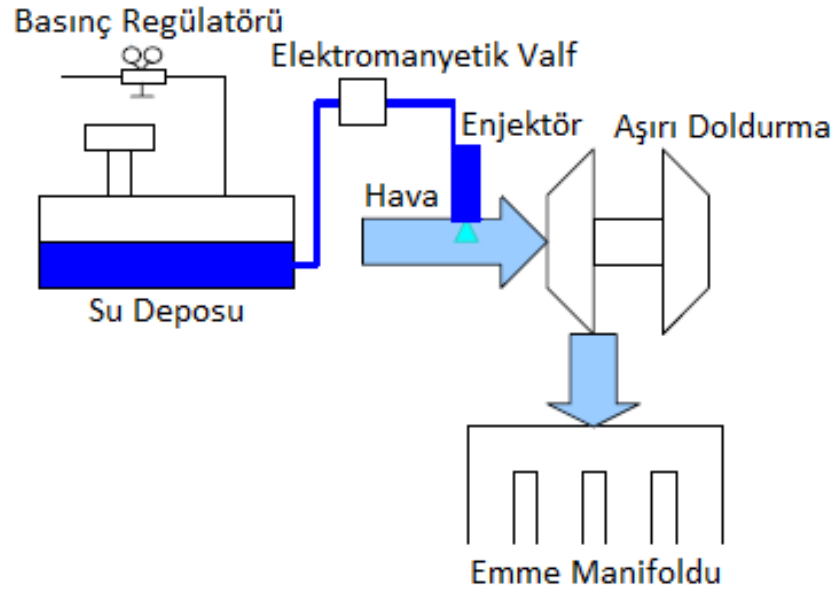


Şekil 4.12 Direkt su enjeksiyonu için tasarlanan özel enjektör [18]

4.2.3 Diğer Su Enjeksiyon Yöntemleri

Su enjeksiyonu ayrıca aşırı doldurma sistemi girişine de yapılabilir. Bu yöntem, Kegl ve Pehan [33] ve Samec vd. [35] tarafından kullanılmıştır.

Aşırı doldurma sisteminden önce tek noktalı su enjeksiyonu sisteminde; su enjeksiyonu, aşırı doldurma sisteminin hemen önüne yerleştirilen tek bir enjektör ile yapılmıştır (Şekil 4.14). Bu yöntem, üniform su dağılımı sağlanması ve yapısal basitliği açısından avantajlıdır [33]. Ancak bu yöntemle elde edilen test sonuçları, diğer yöntemlerle kıyaslandığında belirgin farklar görülmemiştir [33], [35].



Şekil 4.13 Aşırı doldurma sisteminden önce su enjeksiyonunun şematik çizimi [33]

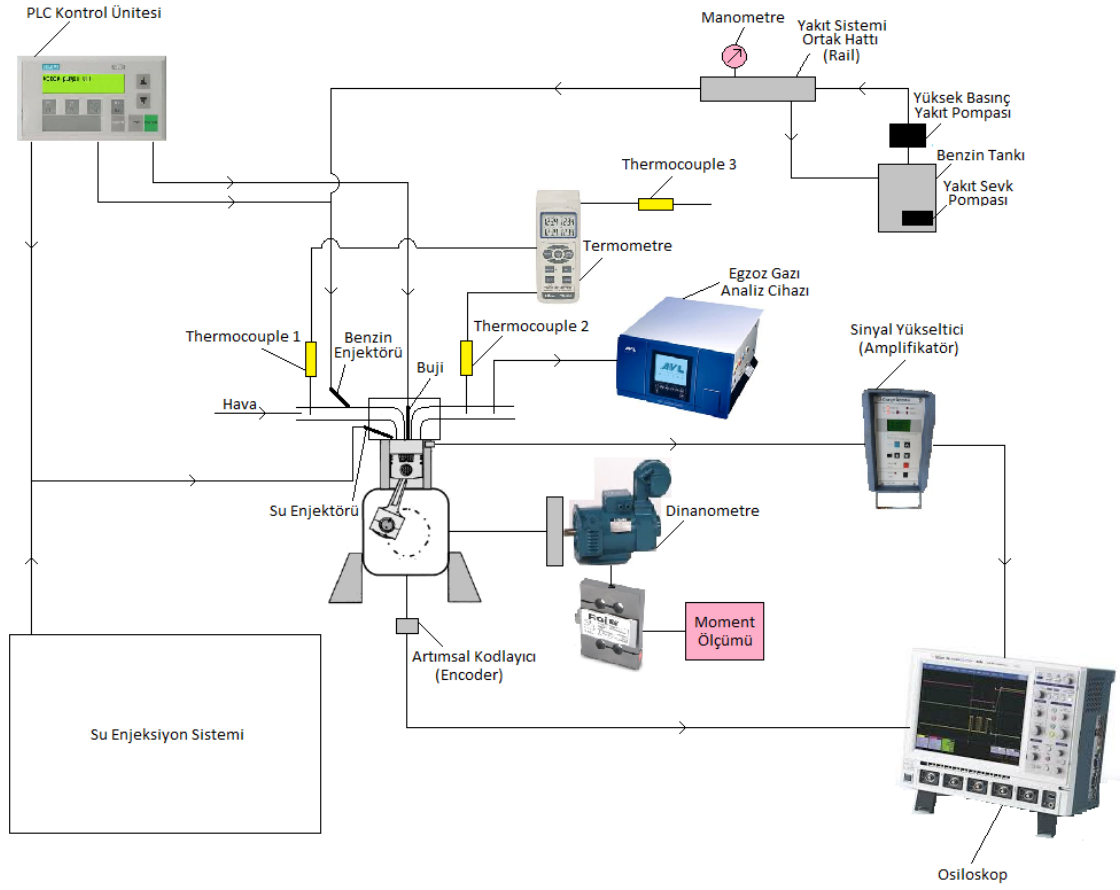
DENEY SETİ VE KULLANILAN METOD

5.1 Deney Setinin Özellikleri

Tek silindirli benzin yakıtlı motorda yanma odası içerisine direkt olarak yüksek basınçta su enjeksiyonu yapılmasının egzoz emisyonları ve motor performansına etkilerinin araştırıldığı bu deneysel çalışma sırasında kurulan deney setinin genel görünümü Şekil 5.1’de, şematik şekli ise Şekil 5.2’de gösterilmiştir. Deney seti; içten yanmalı motor, motor yükleme sistemi, su enjeksiyon sistemi, kontrol sistemi, egzoz gazı analiz sistemi alt bölümlerinden oluşmaktadır.

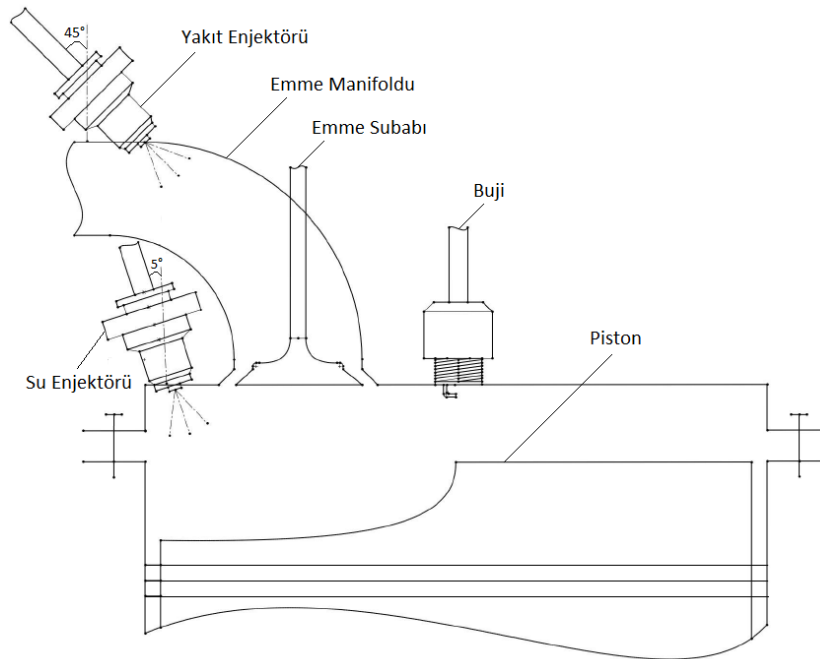


Şekil 5.1 Deney setinin genel görünümü



Şekil 5.2 Deney setinin şematik çizimi

İçten yanmalı motorda, benzin enjektörü, su enjektörü, buji ve piston üst yüzeyinin şematik şekilleri Şekil 5.3'te gösterilmiştir.



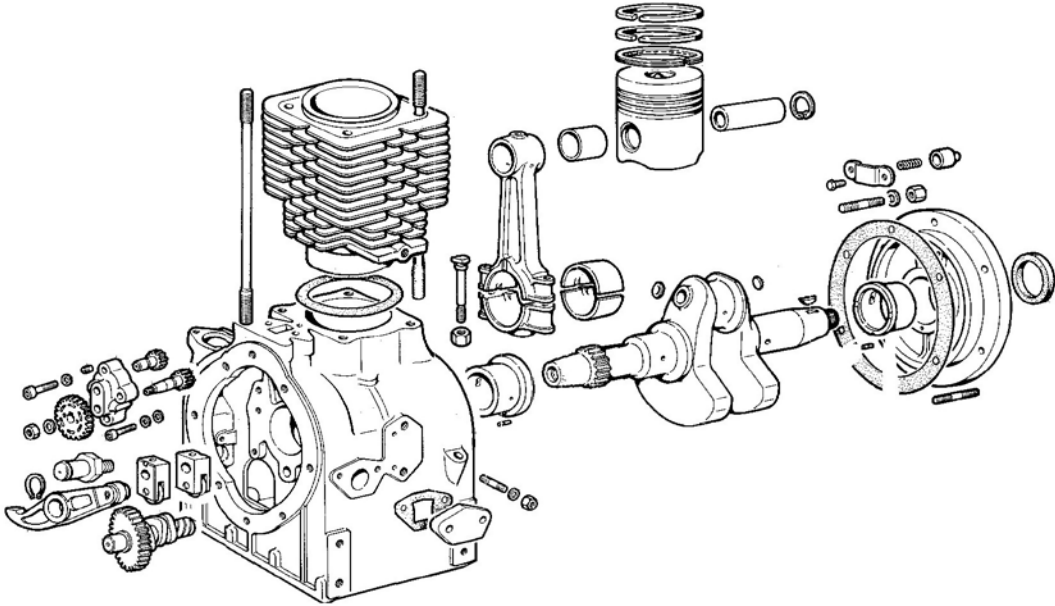
Şekil 5.3 Yakıt ve su enjektörlerinin motor üzerine konumlandırılması

5.1.1 Motor Yükleme Sistemi

Bu çalışmada, sıkıştırma ateşlemeli motordan buji ateşlemeli motora dönüştürülmüş Antor-Lombardini marka, LDA 450 model tek silindirli motor kullanılmıştır. Bu motor LPG yakıtı ile işletilmiştir. Motorun görünümü Şekil 5.4'te, demonte çizimi Şekil 5.5'te, teknik özellikleri ise Çizelge 5.1'de verilmiştir.



Şekil 5.4 Deney motoru [118]



Şekil 5.5 Deney motorunun demonte çizimi [119]

Çizelge 5.1 Deney motorunun teknik özellikleri [120]

Markası ve Modeli	Antor-Lombardini LDA 450
Silindir Sayısı	1
Silindir Çapı	85 mm
Strok Uzunluğu	80 mm
Strok Hacmi	454 cm ³
Sıkıştırma Oranı	17.5
Güç Değeri	7.5 kW
Tork Değeri	28.5 Nm @ 1700 rpm
Boş Ağırlığı	57 kg

Motorun yüklenmesinde; motorla akuple çalışan Kemsan marka KK 112 model bir doğru akım elektrik jeneratörü kullanılmıştır. Elektrik motoru, maksimum çalışma hızı 3000 rpm olduğu için içten yanmalı motora 1/2 çevrim oranlı, çift V kayışlı kayış kasnak mekanizması ile bağlanmıştır. Motorun verdiği mekanik enerji, elektrik enerjisine dönüştürülerek 3.5 Ω toplam dirençli bir direnç grubu üzerinden geçirilmiş ve ısı şeklinde harcanarak motorun gücü yutulmuştur [121].

DC motorun genel görünümü Şekil 5.6'da, yükleme direnç ünitesinin genel görünümü ise Şekil 5.7'de gösterilmiştir.



Şekil 5.6 DC motor



DC motor, ön ve arkadan yataklanarak askıya alınmış ve üzerine moment ölçümünü gerçekleştirmek için 135 mm uzunluğunda moment kolu ile kolun ucuna Esit marka, STCS 50KG C3 model, S tipi bir yük hücresi bağlanmıştır. STCS yük hücreleri, basmaya zorlayan kuvveti ölçme prensibine göre çalışmaktadırlar. Yük hücresinin genel görünümü Şekil 5.8’de, ayrıntılı özellikleri ise Çizelge 5.2’de verilmiştir. Moment, yük hücresinde ölçülen kuvvete göre (5.1)’de verilen eşitlik ile hesaplanmıştır.

$$M_d = F^* L \quad (5.1)$$



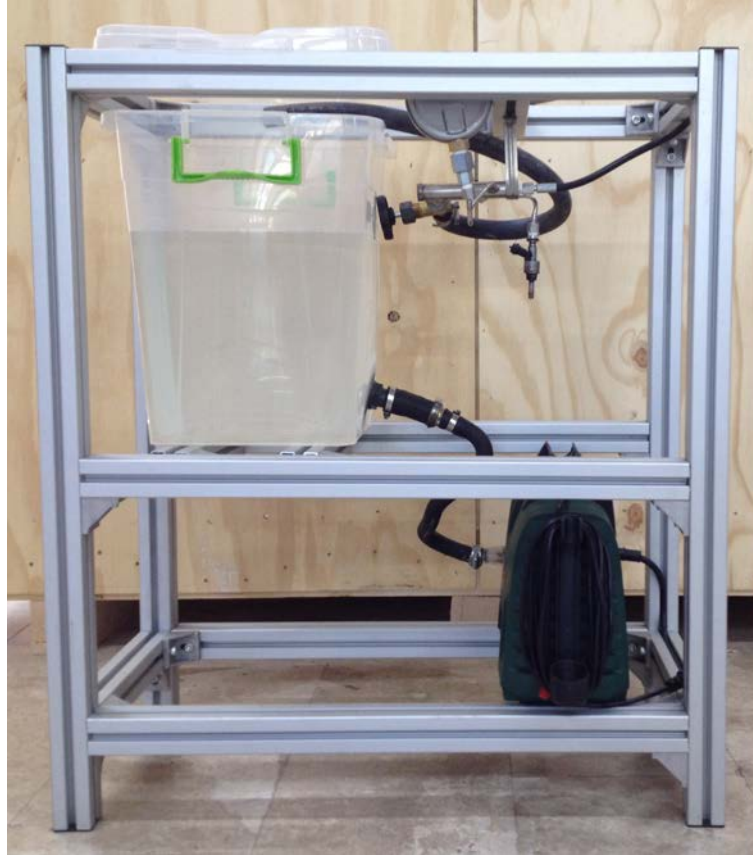
Şekil 5.8 Yük hücresi [122]

Çizelge 5.2 Yük hücresinin özellikleri [122]

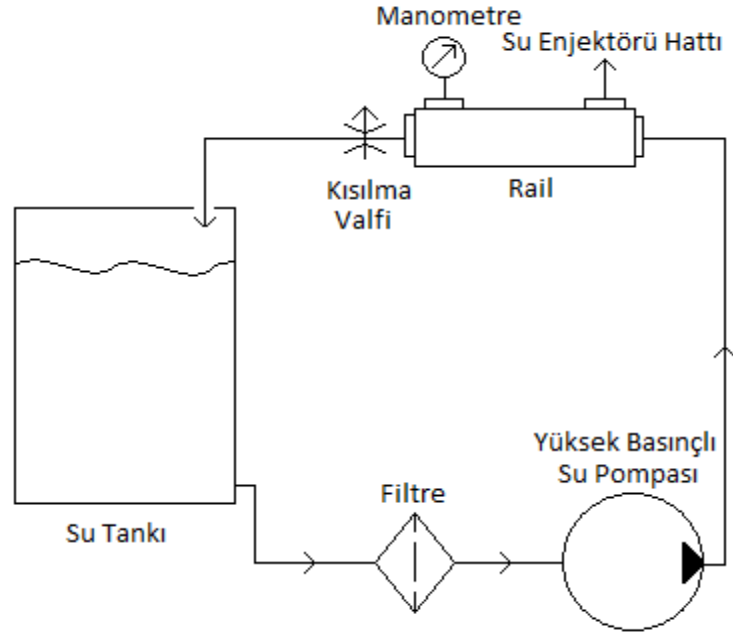
Markası ve Modeli	Esit STCS 50
Maksimum Taksimatı	5 gram
Kapasitesi	50 kg
Aşırı Yükleme Kapasitesi	75 kg
Toplam Hatası	$\pm \%0.02$
Maksimum Yükte Esneme Miktarı	$< 0.4 \text{ mm}$
Maksimum Uyarma Gerilimi	15 Volt
Malzemesi	Paslanmaz çelik

5.1.2 Su Enjeksiyon Sistemi

Şekil 5.9’da resmi, Şekil 5.10’da şematik çizimi görülen su enjeksiyon sistemi ile 90 bar basınca kadar direkt olarak yanma odası içerisine püskürtme yapılmaktadır.



Şekil 5.9 Su enjeksiyon sistemi



Şekil 5.10 Su enjeksiyon sisteminin şematik çizimi

Su enjeksiyon sisteminde; korozyon oluşumunu azaltmak için deiyonize su kullanılmıştır. 30 litre hacimli bir tanktan yüksek basınç pompasına statik basınç altında gönderilen su, pompaya girmeden önce bir filtreden geçirilmiştir. Yüksek basınç pompası olarak Bosch marka, AQT 3311 model pompa kullanılmıştır. Pompanın genel görünümü Şekil 5.11’de; teknik özellikleri ise Çizelge 5.3’te verilmiştir.

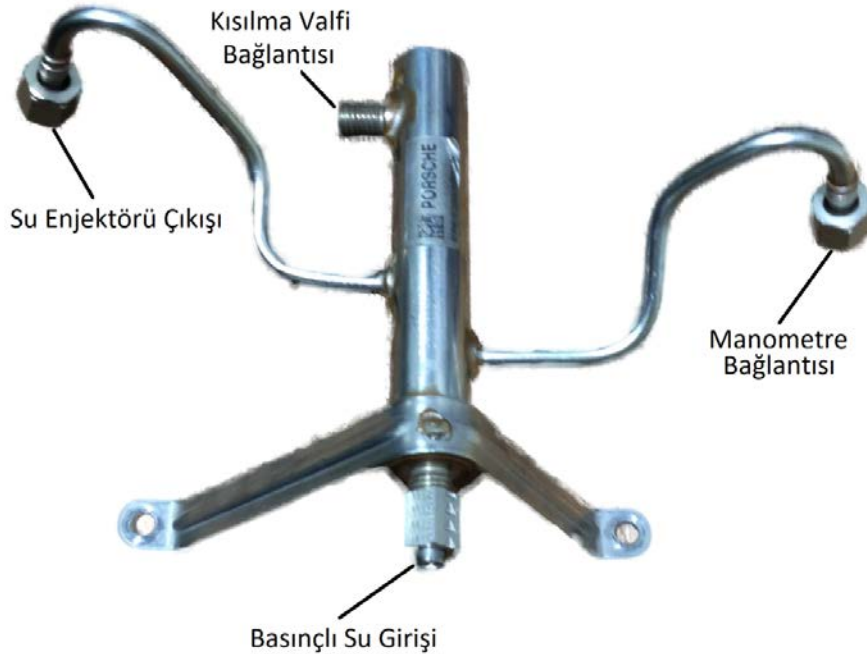


Şekil 5.11 Yüksek basınçlı su pompası [123]

Çizelge 5.3 Yüksek basınçlı su pompasının teknik özellikleri [124]

Markası ve Modeli	Bosch AQT 3311
Maksimum Çalışma Basıncı	110 bar
Giriş Gücü	1.3 kW
Akış Debisi	4.7 litre/dakika
Pompa Tipi	3 silindir
Ses Basıncı Seviyesi	85 dB (A değerlendirmeli)
Toplam Titreşim Değeri	4 m/s ² (Üç yönün vektörel toplamı)

Pompadan çıkan yüksek basınçlı su bir ortak hatta (rail) gönderilmiştir. Bu ortak hat, Porsche marka Macan model aracın motoruna ait olup Yıldız Teknik Üniversitesi Otomotiv Anabilim Dalı Laboratuvarı'nda yeniden modifiye edilerek sisteme adaptasyonu sağlanmıştır. Hazırlanan ortak hat; basınçlı su girişi, su basıncını okuyabilmek için manometre bağlantısı, su enjektörüne giden hat çıkışı ve basınç kontrolü amacıyla kullanılan kısılma valfi bağlantılarını içermektedir. Ortak hattın genel görünümü Şekil 5.12'de verilmiştir.



Şekil 5.12 Ortak hat

Su püskürtme basıncının ayarlanması için, PN 250 model sabit bilyeli tipte bir kısılma valfi kullanılmıştır. Valfin üzerindeki vana ile su akış kesiti değiştirilerek, yüksek basınçlı pompanın sağladığı maksimum değer olan 90 bara kadar basınç kontrolü hassas bir şekilde yapılabilmektedir. Kısılma valfinin genel görünümü Şekil 5.13'te verilmiştir.



Şekil 5.13 Kısılma valfi [125]

İçten yanmalı motorda, pompanın verebileceği minimum debinin altında su tüketimi olduğundan hattaki aşırı basınç artışının önüne geçebilmek amacıyla kısılma valfi bir geri dönüş hattına bağlanarak sistemin sabit çalışma basıncında kalması sağlanmıştır. Ortak hattın basıncının ölçülmesi için Aterma marka, F400 tipi 250 bara kadar ölçüm yapabilen gliserinli manometre kullanılmıştır.

Yapılan çalışmalar sırasında yanma odasına püskürtülen su miktarı, püskürtülen yakıt miktarına göre oranlanarak yüzdesel olarak verilmiştir. Bu oranın belirlenmesi amacıyla, su enjektörünün açık kalma süresi PLC sistemi ile deneylerde yapılması planlanan enjektör açık kalma sürelerine ayarlanmış ve 1000 rpm hızda işletilen motordan ölçekli bir kap içerisine 60 saniye süreyle püskürtme yapılmıştır. Geçen süre sonrasında su miktarı, 0.0001 gram hassasiyete sahip olan hassas terazi ile kütleli olarak ölçülmüştür. Elde edilecek sonucun doğruluğunu arttırmak için işlem 3 kez tekrarlanmış ve çıkan sonuçların aritmetik ortalaması alınarak çevrim başına püskürtülecek olan su miktarı deneysel olarak belirlenmiştir. Su miktarının yüzdesel forma çevrilebilmesi için kalibrasyon işlemi, aynı yöntemle 1000 rpm ve 1550 μ s enjektör açık kalma süresi için yapılmıştır.

Çizelge 5.4 Yakıt ve su enjektörlerinin kalibrasyon karakteristikleri

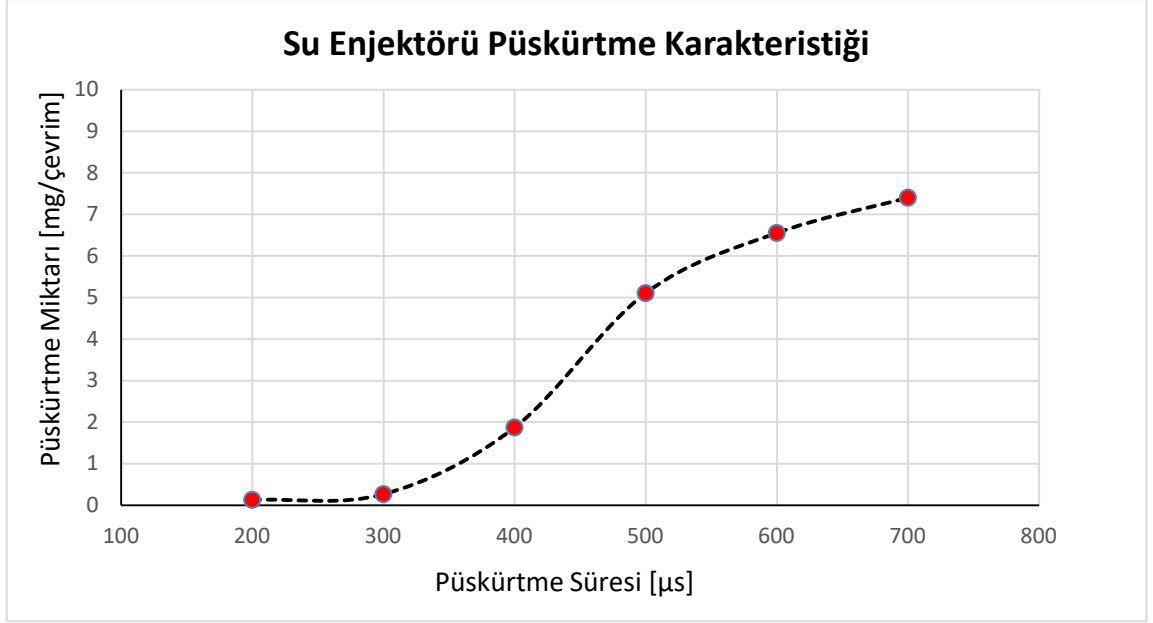
Motor Devri	1000 rpm
Ölçüm Süresi	60 s
Yakıt Püskürtme Süresi	1550 μ s
Su Püskürtme Süreleri	200, 300, 400, 500, 600,700 μ s
Püskürtme Basıncı	90 bar

Çizelge 5.5 Enjektör kalibrasyonu ölçüm verileri

Enjektör Tipi	Püskürtme Süresi [μ s]	Ölçüm Ortalaması [g/dk]	Püskürtme Miktarı [mg/çevrim]	Gerçek Su/Yakıt Oranı [%]	Su/Yakıt Oranı [%]
Yakıt	1550	4.8870	9.7740	-	-
Su	200	0.0656	0.1312	1.34	1
Su	300	0.1341	0.2682	2.74	3
Su	400	0.9367	1.8734	19.16	19
Su	500	2.5525	5.1050	52.23	52
Su	600	3.2762	6.5525	67.04	67
Su	700	3.7007	7.4015	75.72	75

$$w_{\text{çevrim}} = w_{\text{ort}} / n_i \quad (5.2)$$

700 μ s enjektör açık kalma süresi şartında yapılan deneylerin aritmetik ortalaması alınarak 3.7007 g/dk ortalama su miktarı elde edilmiştir. Örneğin 1000 rpm motor hızı ve 500 püskürtme sayısı şartı için çevrim başına düşen su miktarı; (5.2)'ye göre 7.4015 mg/çevrim'dir. Elde edilen değerin saf benzin ile işletimden elde edilen değere bölümü ile su/yakıt oranı %75.72 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.14 Su enjektörünün püskürtme karakteristiği eğrisi

5.1.3 Kontrol Sistemi

Programlanabilir mantıksal denetleyici (PLC) sistemlerinin endüstriyel alanda kullanımı hızla artmaktadır. PLC sistemleri; üretici firma tarafından geliştirilen yazılım doğrultusunda bilgisayar ortamında yazılan kodlar sisteme yüklenerek programlanabilmekte ve istenilen kontrolü sağlamaktadırlar.

Deneyler sırasında, elektromanyetik yakıt ve su enjektörleri ve ateşleme bobininin; motor devri, motor yükü gibi parametrelere bağlı olarak kontrolünün sağlanması için 2 adet Siemens marka S7-2000 tipi PLC sistemi kullanılmıştır. PLC sistemi 14 adet dijital girişe ve 10 adet dijital çıkışa sahiptir. Şekil 5.14'te PLC sistemi görülmektedir.



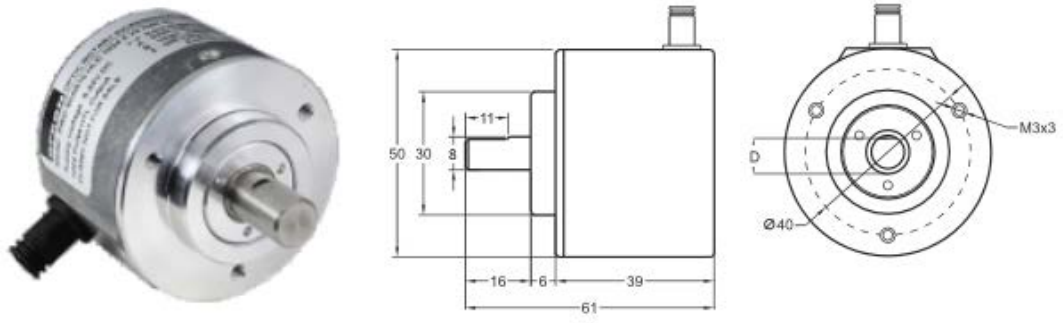
Şekil 5.15 PLC sistemi

5.2 İzlenen Metod

Deneyler sırasında devir sayısı ölçümü, üst ölü noktanın belirlenmesi, silindir içi basıncın ölçülmesi, yakıt tüketim miktarının belirlenmesi, ortam, emme havası ve egzoz gaz sıcaklıklarının ölçümü, egzoz gazı analizi yapılmıştır.

5.2.1 Devir Sayısının Okunması ve Üst Ölü Nokta Tespiti

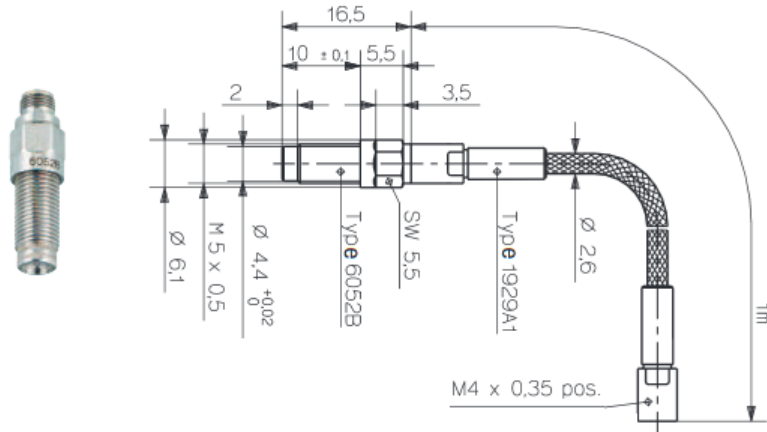
Deney setinde, motor devri ve krank mili konumunun belirlenmesi amacıyla ayrıca da PLC sistemine sinyal olarak aktarılabilmesi için Şekil 5.15'te gösterilen Opkon marka PRI50 model 50 mm gövde çaplı, 8 mm mil çaplı, devir başına 360 atım yapan, push pull çıkışlı, 5-24 V beslemeli optik döner artımsal kodlayıcı (encoder) kullanılmıştır [126]. Motorun her bir devrinde sensörden bir ışık gelmekte ve sinyal çıkışı 5 V DC olan kare dalgalar üretilmektedir. Hazırlanan PLC sistem ile üretilen kare dalgaların sayısı ölçülerek motor hızı belirlenmektedir. Artımsal kodlayıcının her bir devirde ürettiği tek sinyal ÜÖN'ye gelecek şekilde, 1/2 çevrim oranıyla dişli kayış kullanılarak motor ile ilişkilendirilmiştir. Böylece üretilen kare dalganın algılanmasıyla ÜÖN'ye bağlı olarak piston ve krank mili konumu belirlenmektedir.



Şekil 5.16 Artımsal kodlayıcı [127]

5.2.2 Silindir İçi Basınç Ölçümü

Deneyler sırasında silindir içindeki basınç değişimini gözlemlemek için Şekil 5.16’da gösterilen Kistler marka 6052B model piezoelektrik basınç sensörü kullanılmıştır. Piezoelektrik sensörler, silindir içinde meydana gelen ani basınç değişimlerini etkili bir şekilde tespit edebilmektedirler. Sensör içerisinde bulunan piezokristallerin üzerine basınç etki etmesiyle potansiyel fark oluşmakta ve gerilim indüklenmektedir [128]. Basınç sensöründen gelen düşük gerilim değerleri; Kistler marka 5011 model sinyal yükseltici (amplifikatör) ile yükseltilerek LeCroy marka WaveSurfer 24Xs model, 200 MHz frekans ve 2.5 GS/s örnekleme oranına sahip osiloskop üzerinden, artımsal kodlayıcıdan gelen ÜÖN sinyali, buji ateşleme sinyali, enjektör sinyali ile birlikte okunmuştur. Osiloskop üzerinden bilgisayara kaydedilen basınç değerleri, motor üzerine yerleştirilen artımsal kodlayıcıdan alınan krank mili açısı verileri ile eşleştirilerek üst ölü nokta referansı altında krank mili açısına göre basınç değişim eğrileri çıkarılmıştır. Sistemin resmi Şekil 5.17’de gösterilmiştir.



Şekil 5.17 Basınç sensörü [129]

5.2.3 Egzoz Emisyonu Ölçümü

Egzoz gazlarının analizi, AVL marka Dicom 4000 model egzoz gazı analiz cihazı ile yapılmıştır. Cihaz, CO, CO₂, HC gazlarını kızılötesi yöntemle; NO_x gazını ise elektrokimyasal yöntemle ölçebilmektedir. Cihazın genel görünümü Şekil 5.17’de, ölçüm hassasiyetleri ise Çizelge 5.6’da verilmiştir.



Şekil 5.18 AVL Dicom 4000 egzoz gazı analiz cihazı [130]

Çizelge 5.6 AVL Dicom 4000 egzoz gazı analiz cihazının teknik özellikleri [131]

Ölçüm Verisi	Ölçüm Aralığı	Hassasiyet
CO	%0-10 hacimce	%0.01 hacimce
CO ₂	%0-20 hacimce	%0.1 hacimce
HC	0-20000 ppm	1 ppm
NO _x	0-5000 ppm	1 ppm
O ₂	%0-25 hacimce	%0.01 hacimce
λ	0-9999	0.001
Motor Hızı	250-9990 rpm	10 rpm
Yağ Sıcaklığı	0-150 °C	1 °C

5.2.4 Silindir İçi Basınç ve Sıcaklık Değerleri

Osiloskoptan basınç sensörü aracılığıyla elde edilen basınç verileri, bilgisayar ortamında Matlab yazılımı ile işlenmiş ve P-°KMA ve T-°KMA grafikleri çizdirilmiştir. Basınç, eğrileri ardışık 10 çevrimin ortalaması alınarak; sıcaklık değerleri ise (5.3)'e göre hesaplanmıştır.

$$T = (P * V_h) / (m * R) \quad (5.3)$$

5.2.5 Emisyon Değerleri Dönüşümü

Deneyler sırasında AVL Dicom 4000 egzoz gazı analiz cihazından CO ve CO₂ gazları için % vol; HC ve NO_x gazları için ise ppm biriminde emisyon sonuçları okunmuştur. Bu değerler motor büyüklüğü ile ilişkili olduğu için % vol ve ppm birimleri (5.4) aracılığıyla g/kW-h birimine çevrilmiştir.

$$EP_i = (EV_i * M_i * \dot{m}_{egz}) / (M_{egz} * N_i) \quad (5.4)$$

$$\dot{m}_{egz} = \dot{m}_{hava} + \dot{m}_{yakıt} \quad (5.5)$$

$$\dot{m}_{hava} = (n * V_h * \rho_{hava} * \eta_v / (a * 60)) \quad (5.6)$$

SONUÇ VE ÖNERİLER

NO_x oluşumu, yanma odasındaki oksijen miktarı ile doğrudan ilişkilidir. Bu çalışmada, $\lambda=1.55$ fakir karışım şartında işletilen motorda oluşacak olan yüksek NO_x emiyonlarının azaltılması hedeflenmiştir. İçten yanmalı motorlarda su enjeksiyonunun etkilerinin araştırıldığı bu çalışmada, sıkıştırma ateşlemeliden buji ateşlemeli tipe çevrilmiş olan tek silindirli motora, emme manifoldundan benzin gönderilmiş ve farklı oranlardaki su, doğrudan yanma odası içerisine 90 bar basınçta püskürtülmüştür.

Deneysel çalışmalarda; motor hızı, yakıt püskürtme avansı, hava fazlalık katsayısı, yakıt püskürtme süresi, ateşleme süresi, yakıt basıncı ve su basıncı değerleri sabit tutularak (Çizelge 6.2) su püskürtme avansı, su miktarı ve ateşleme avansı değişimlerinin (Çizelge 6.1) NO_x emisyonu başta olmak üzere egzoz emisyonlarına etkisi araştırılmıştır. 32 motor işletim noktası arasından öncelikle ortak çalışma noktaları belirlenerek bir sınır çizilmiş ve ardından da minimum NO_x emisyonu hedefini gerçekleştiren 6 nokta tespit edilerek bu noktaların performans sonuçları araştırılmıştır.

Çizelge 6.1 Değiştirilen parametreler

İfade	Değer
Su Püskürtme Avansı	-40, -30, -20, -10 °KMA
Su Püskürtme Süresi	300, 400, 500, 600, 700 µs
Ateşleme Avansı	-60, -50, -45, -40 °KMA

Çizelge 6.2 Sabit tutulan parametreler

İfade	Değer
Motor Hızı	3000 rpm
Yakıt Püskürtme Avansı	355 °KMA
Hava Fazlalık Katsayısı (λ)	1.55
Yük Durumu	Tam Yük
Yakıt Püskürtme Süresi	1550 μ s
Ateşleme Süresi	975 μ s
Yakıt Basıncı	150 bar
Su Basıncı	90 bar

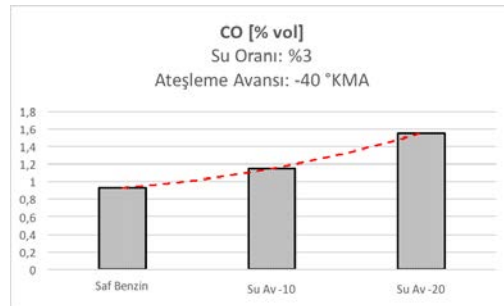
6.1 Emisyon Değerleri

6.1.1 Su Püskürtme Avansının Etkisi

6.1.1.1 Ateşleme Avansı -40 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları

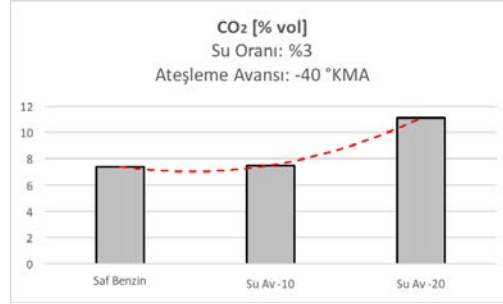
Çizelge 6.1’de belirtilen sabit parametreler altında, su oranı %3 ve ateşleme avansı -40 °KMA değerlerinde iken su püskürtme avansının etkisi, saf benzinle olan işleme göre incelenmiş ve egzoz emisyonları üzerine olan etki gözlemlenmiştir.

CO emisyon değeri saf benzin işletiminde % vol 0.93 iken %3 su oranında; avans değeri arttıkça CO miktarı artmıştır.



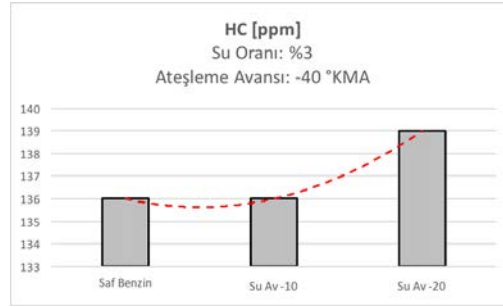
Şekil 6.1 Su püskürtme avansının CO emisyonuna etkisi

CO₂ emisyonu saf benzin kullanımında 7.4 ppm iken %3 su oranında, ateşleme avansının artmasıyla birlikte artmıştır.



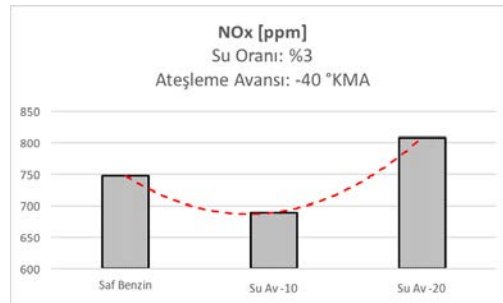
Şekil 6.2 Su püskürtme avansının CO₂ emisyonuna etkisi

Saf benzin şartında 136 ppm olarak ölçülen HC emisyonu, su enjeksiyonu ile artış trendine girmiştir ancak 3 ppm artım miktarından dolayı su püskürtme avansının HC emisyonları üzerine bir etkisinin olmadığını söylemek mümkündür.



Şekil 6.3 Su püskürtme avansının HC emisyonuna etkisi

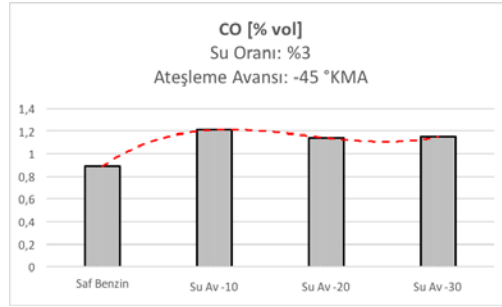
Motorun saf benzin ile işletildiği durumda 747 ppm NO_x ölçülmüştür. Su püskürtme avansı ile azalma eğilimine giren NO_x miktarı, avans arttırıldığında yükselişe geçerek referans nokta verisinin üzerine çıkmıştır.



Şekil 6.4 Su püskürtme avansının NO_x emisyonuna etkisi

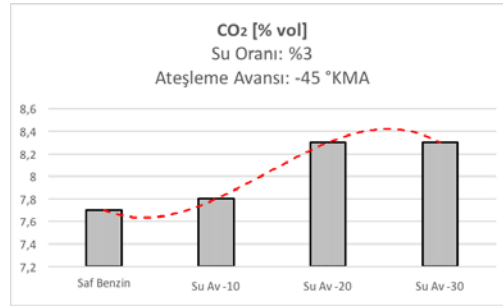
6.1.1.2 Ateşleme Avansı -45 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları

Ateşleme avansının -45 °KMA olduğu deney şartında CO emisyonu % vol 0,89'dur. CO miktarı -10 °KMA su püskürtme avansında % vol 1.21 olarak maksimum noktasına ulaşmıştır.



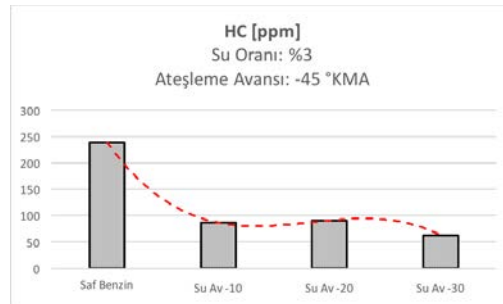
Şekil 6.5 Su püskürtme avansının CO emisyonuna etkisi

CO₂ emisyonu, saf benzin işletiminde % vol 7.8 iken, %3 su oranında artan avansla birlikte % vol 8.3 değerine ulaşmıştır.



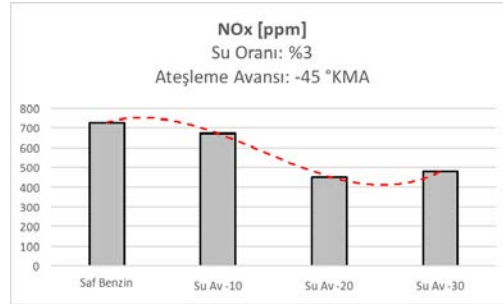
Şekil 6.6 Su püskürtme avansının CO₂ emisyonuna etkisi

Hidrokarbon emisyon seviyesi saf benzin işletiminde 239 ppm iken %3 su oranı ve -20 °KMA su püskürtme avansında %72 azalış göstererek 63 ppm seviyesine düşmüştür.



Şekil 6.7 Su püskürtme avansının HC emisyonuna etkisi

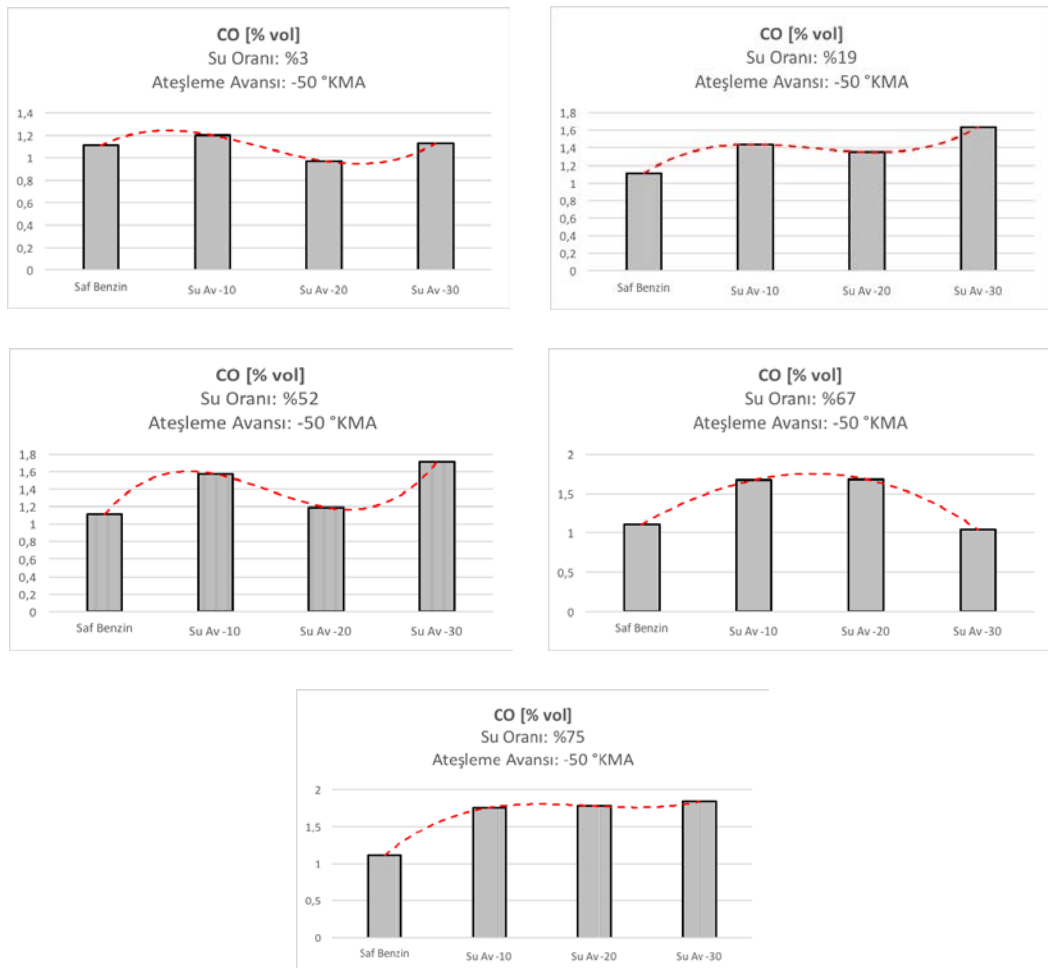
-45 °KMA ateşleme avansı şartında, saf benzin ile motor işletiminde 728 ppm olan NOx emisyonu, -20 °KMA su püskürtme avansında 453 ppm'e %41 azalmıştır.



Şekil 6.8 Su püskürtme avansının NOx emisyonuna etkisi

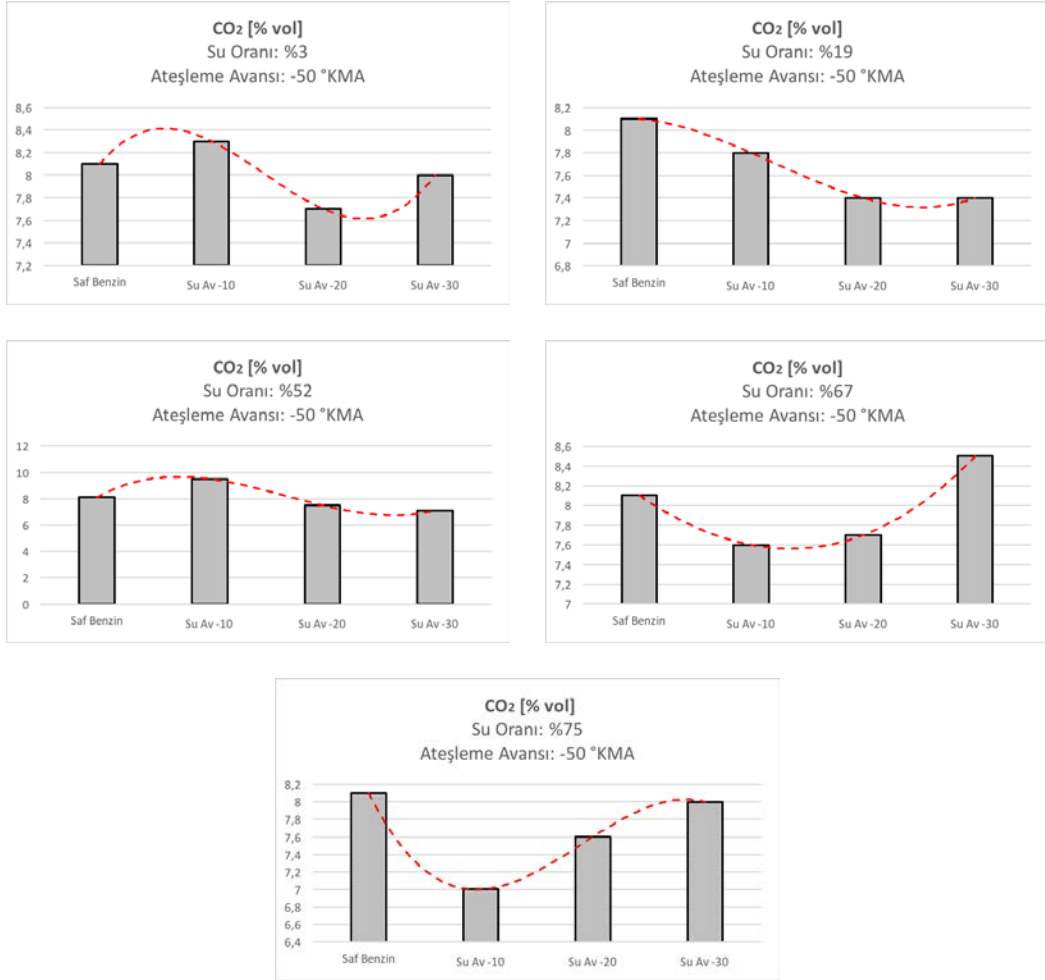
6.1.1.3 Ateşleme Avansı -50 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları

-50 °KMA ateşleme avansında yapılan deneylerde, saf benzinde % vol 1,11 olan CO emisyonu artış trendine girmiştir. Maksimum CO değeri, %75 su oranı ve -30 °KMA su püskürtme avansında % vol 1.83 olarak elde edilmiştir.



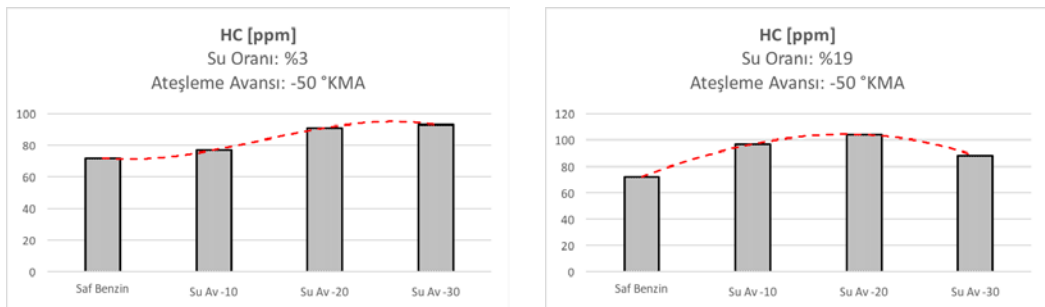
Şekil 6.9 Su püskürtme avansının CO emisyonuna etkisi

Saf benzin ile -50 °KMA ateşleme avansında % vol 8. 1 olarak elde edilen CO₂ değeri; su püskürtme avansının artması ile birlikte artma eğilimindedir ve maksimum değerine %52 su oranında ve -10 °KMA su püskürtme avansında ulaşmıştır.

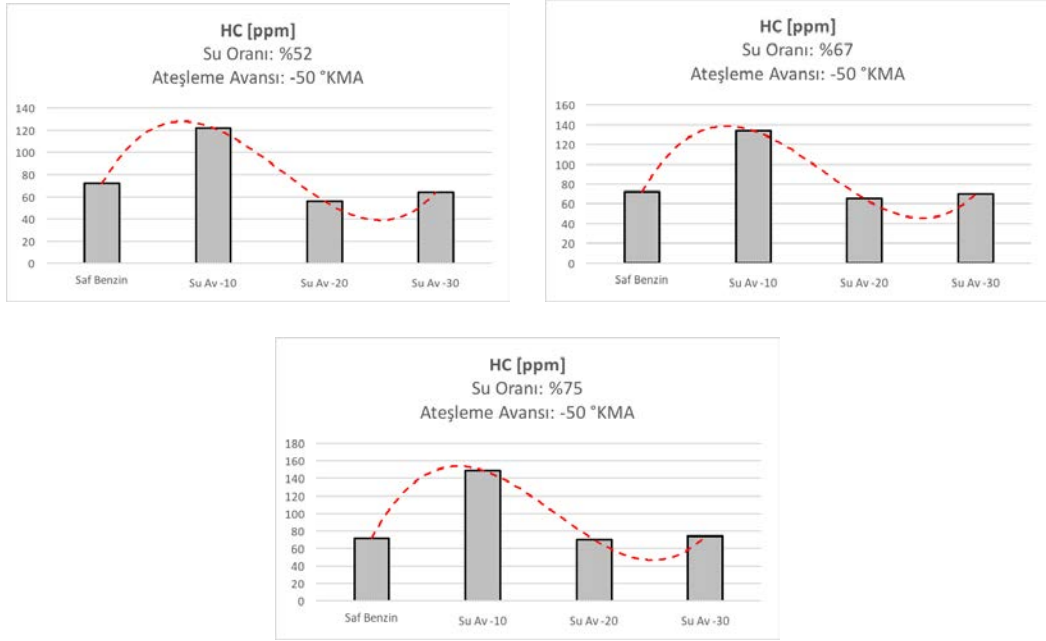


Şekil 6.10 Su püskürtme avansının CO₂ emisyonuna etkisi

-50 °KMA ateşleme avansında yapılan deneylerde, saf benzinde 72 ppm olan HC emisyonu, su püskürtülmesiyle birlikte artmaktadır. -10 °KMA su püskürtme avansında, özellikle su oranı arttıkça ulaşılan değerler artmakta ve 149 ppm'e ulaşmaktadır.

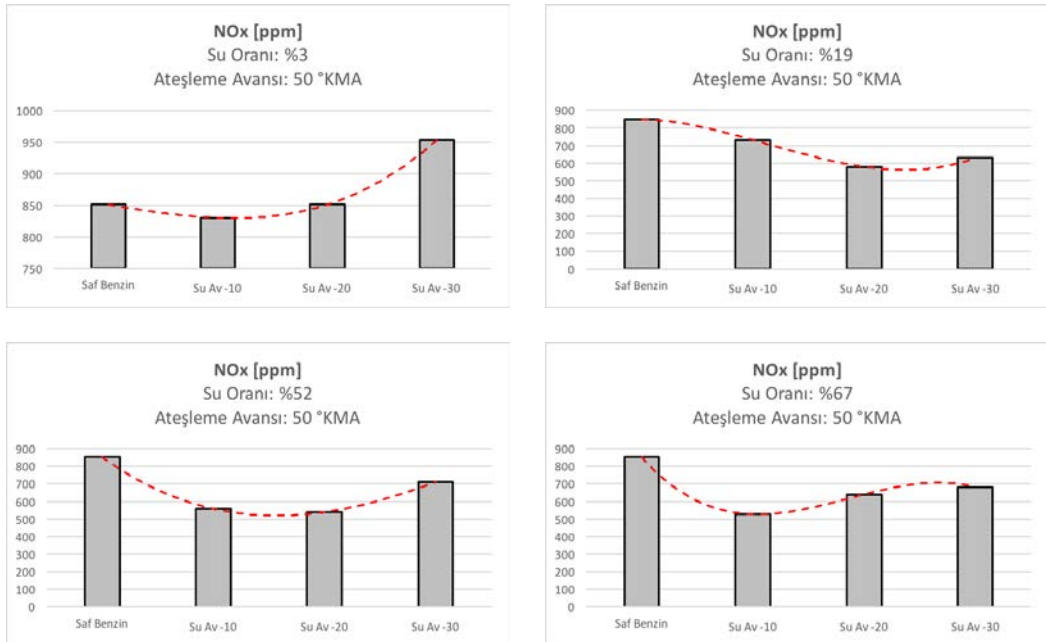


Şekil 6.11 Su püskürtme avansının HC emisyonuna etkisi

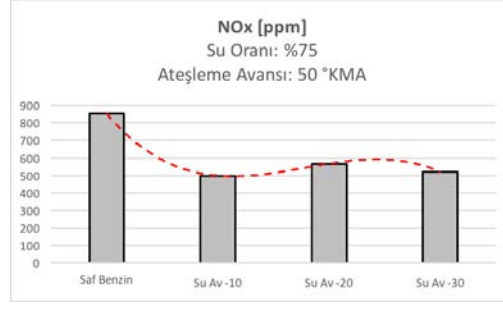


Şekil 6.11 Su püskürtme avansının HC emisyonuna etkisi (devamı)

NO_x emisyonu, saf benzinde 851 ppm iken su püskürtme işlemi ile azalmıştır. Su püskürtme avansının geriye doğru çekilmesi ile düşmüştür ancak minimum seviyelerine çoğunlukla su püskürtme avansı -10 °KMA iken ulaşmıştır.



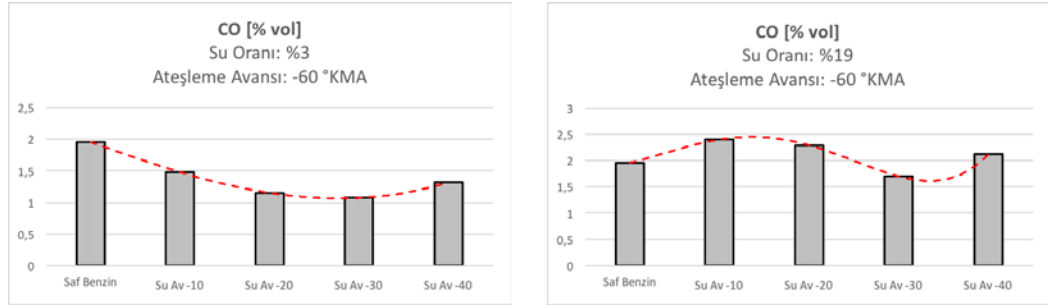
Şekil 6.12 Su püskürtme avansının NO_x emisyonuna etkisi



Şekil 6.12 Su püskürtme avansının NOx emisyonuna etkisi (devamı)

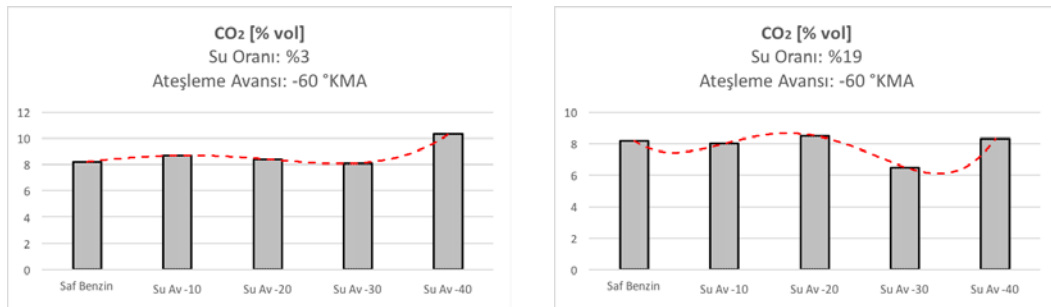
6.1.1.4 Ateşleme Avansı -60 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları

-50 °KMA ateşleme avansında yapılan deneylerde, %3 su miktarı CO miktarının düşmesine sebep olsa da su oranı arttığında CO miktarı artmıştır. % 3 su oranında su püskürtme avansı CO miktarının azalmasına neden olmuştur.



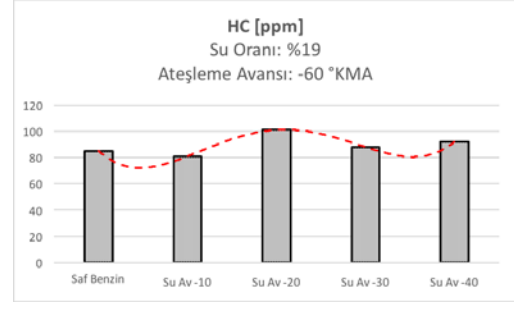
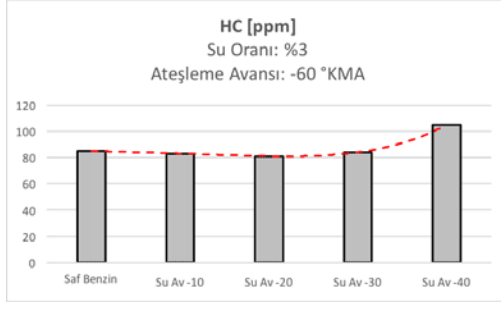
Şekil 6.13 Su püskürtme avansının CO emisyonuna etkisi

Saf benzin ile yapılan işletimde % vol 8.2 olarak elde edilen CO₂ emisyonu, %3 su oranında su püskürtme avansının uzatılması ile artmıştır.



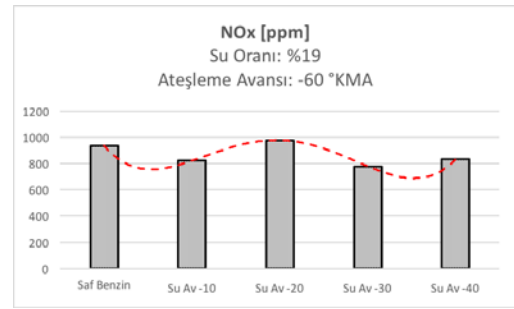
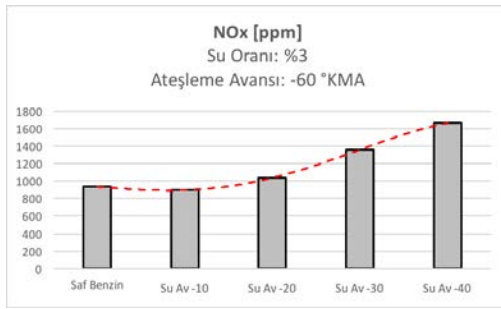
Şekil 6.14 Su püskürtme avansının CO₂ emisyonuna etkisi

HC miktarı, %3 su oranında su püskürtme oranından etkilenmemiş ancak %20 su oranı ve -20 °KMA su püskürtme avansında %18 artış göstererek 101 ppm'e çıkmıştır.



Şekil 6.15 Su püskürtme avansının HC emisyonuna etkisi

Saf benzin işletiminde 933 ppm olan NOx değerleri, %20 su oranı ve -30 °KMA su püskürtme avansında 779 ppm olarak minimum seviyesine ulaşmıştır.

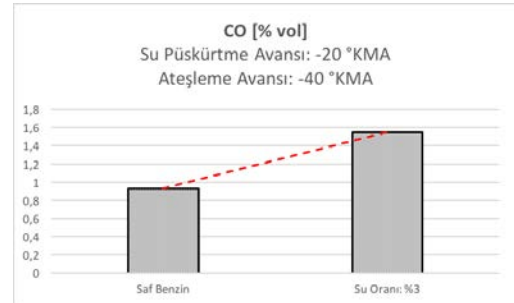
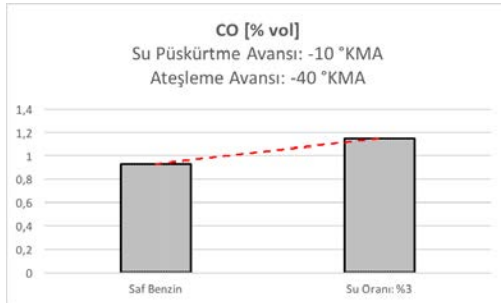


Şekil 6.16 Su püskürtme avansının NOx emisyonuna etkisi

6.1.2 Su Miktarının Etkisi

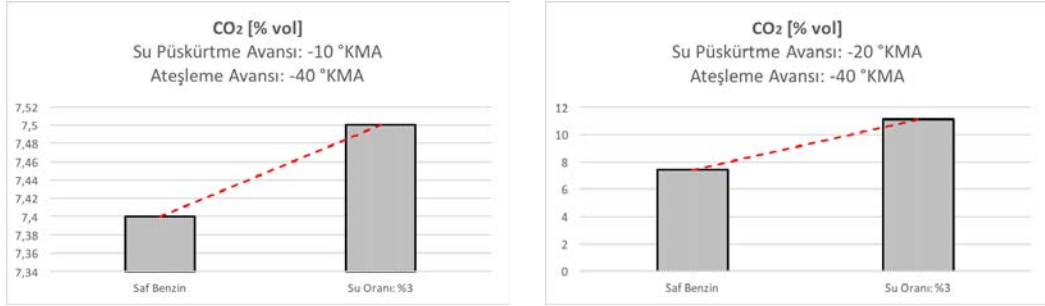
6.1.2.1 Ateşleme Avansı -40 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları

-40 °KMA ateşleme avansında saf benzin ve %3 su oranında çalışılmıştır. CO miktarı, saf benzinde % vol 0.93 iken su oranının artmasıyla artmıştır.



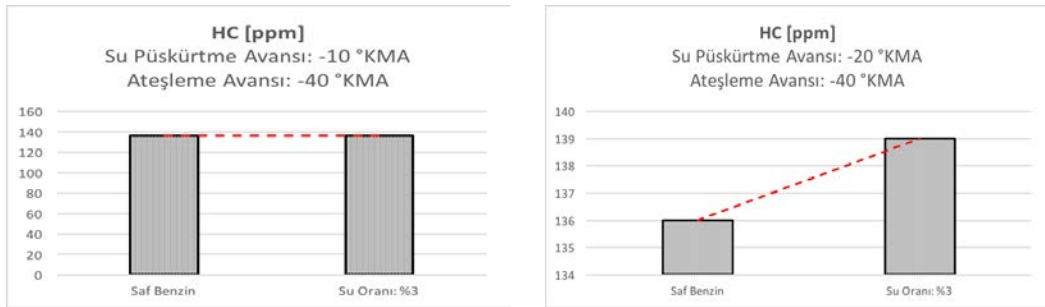
Şekil 6.17 Su miktarının CO emisyonuna etkisi

Saf benzin ile % vol 7.4 olarak elde edilen CO₂ değerleri, su ilavesiyle birlikte artmıştır. %3 su oranında -20 °KMA su püskürtme süresinde %50 oranında artarak % vol 11.1 seviyesine ulaşmıştır.



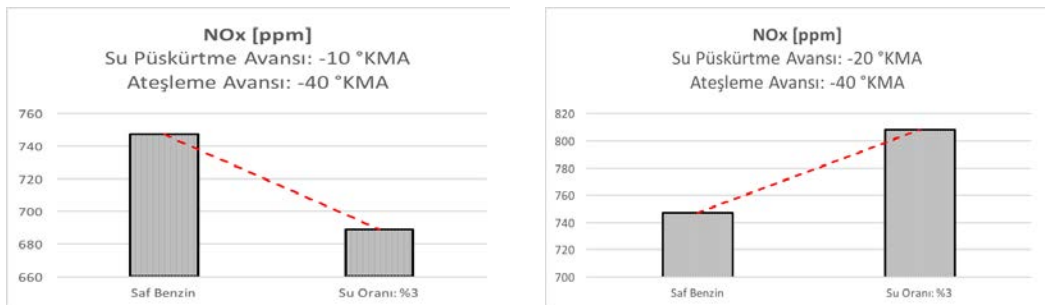
Şekil 6.18 Su miktarının CO₂ emisyonuna etkisi

HC emisyonu saf benzinle olan işletimde 136 ppm iken, -10 ve -20 °KMA su püskürtme avanslarında sırasıyla 136 ve 139 ppm olmuştur. %3 su miktarının HC emisyonu üzerinde bir etkisi olmamıştır.



Şekil 6.19 Su miktarının HC emisyonuna etkisi

%3 su ilavesi; -10 °KMA su püskürtme avansında NO_x emisyonlarının azalmasını sağlarken, -20 °KMA avansında ise artışa sebep olmuştur.

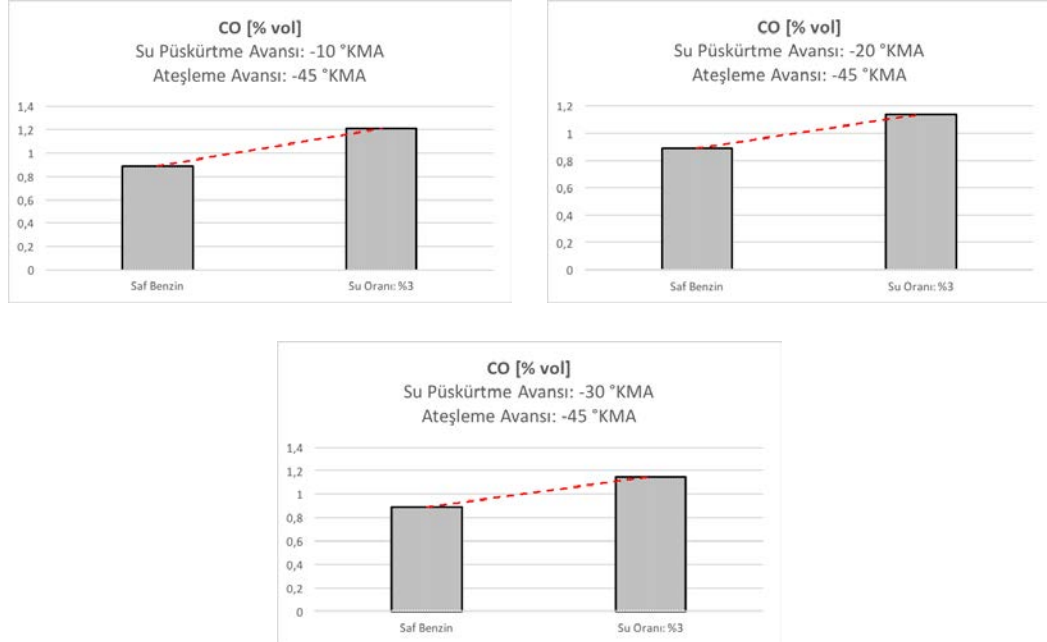


Şekil 6.20 Su miktarının NO_x emisyonuna etkisi

6.1.2.2 Ateşleme Avansı -45 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları

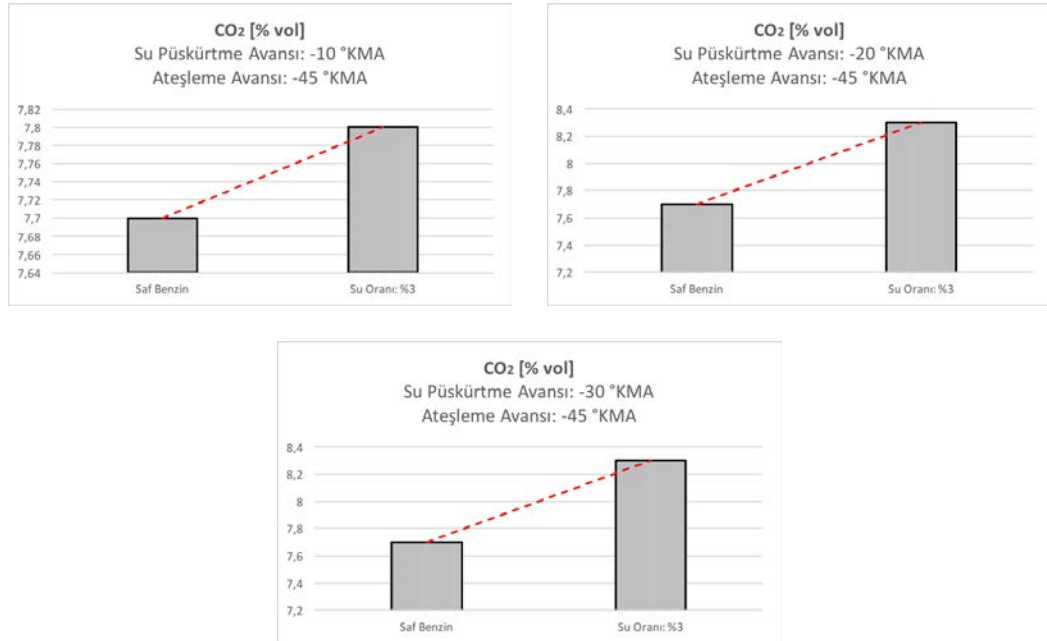
-45 °KMA ateşleme avansında, CO emisyonu ilavesiyle birlikte % vol 0.89 değerinden,

-10 °KMA su avansı değerinde % vol 1.21'e ulaşmıştır.



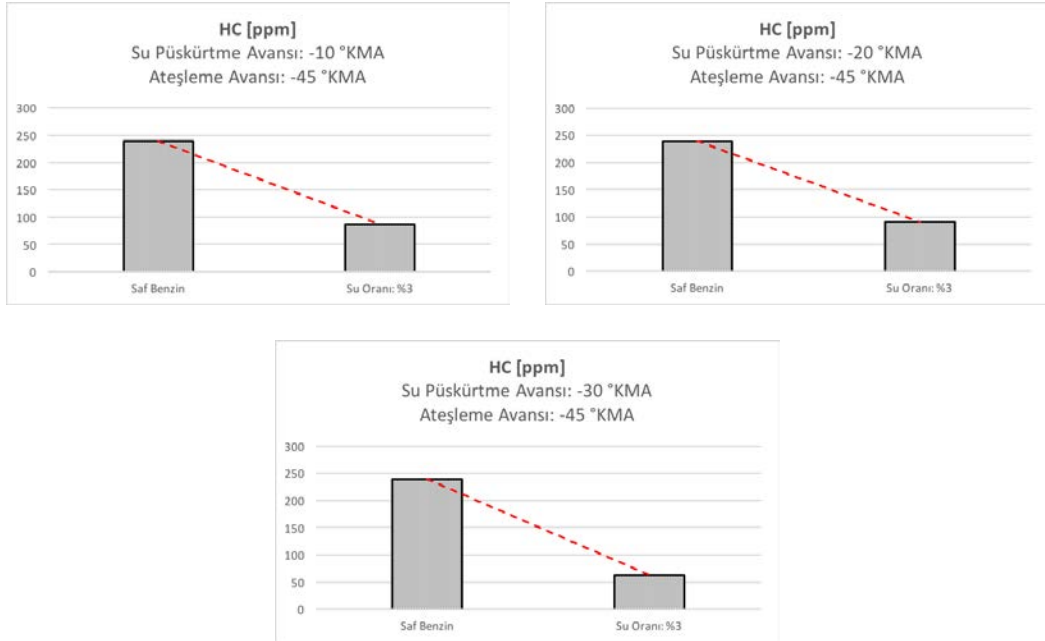
Şekil 6.21 Su miktarının CO emisyonuna etkisi

CO₂ emisyonu, saf benzin işletiminde % vol 7.7 iken su ilavesiyle % vol 8.3'e çıkmıştır.



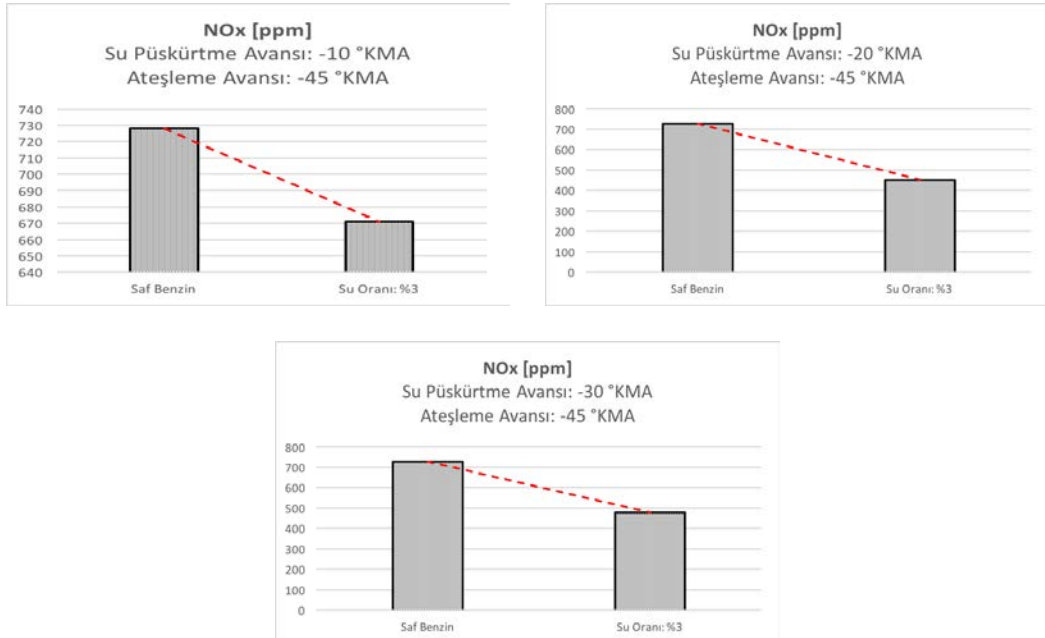
Şekil 6.22 Su miktarının CO₂ emisyonuna etkisi

HC emisyonu, saf benzin işletiminde 239 ppm iken su ilavesi HC emisyonunu azaltmıştır. -30 °KMA su püskürtme avansında 63 ppm'e düşmüştür.



Şekil 6.23 Su miktarının HC emisyonuna etkisi

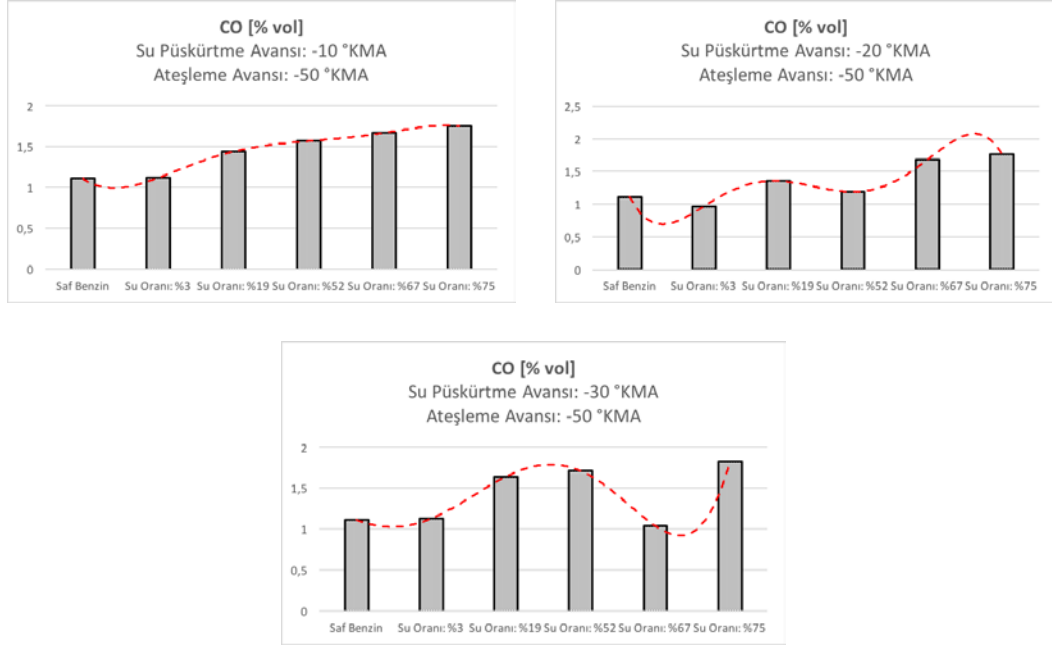
%0 su oranında 728 ppm olarak ölçülen NOx miktarı, -20 °KMA su püskürtme avansında %38 oranında 453 ppm mertebesine düşmüştür.



Şekil 6.24 Su miktarının NOx emisyonuna etkisi

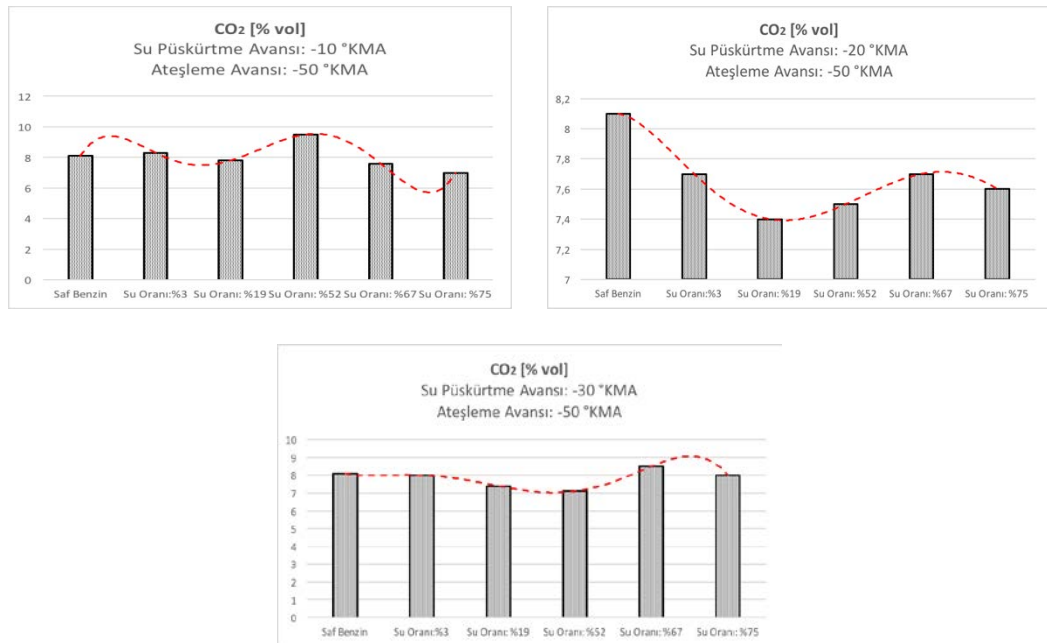
6.1.2.3 Ateşleme Avansı -50 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları

-50 °KMA ateşleme avansında yapılan deneylerde CO değeri, su oranının artmasıyla artmaktadır.



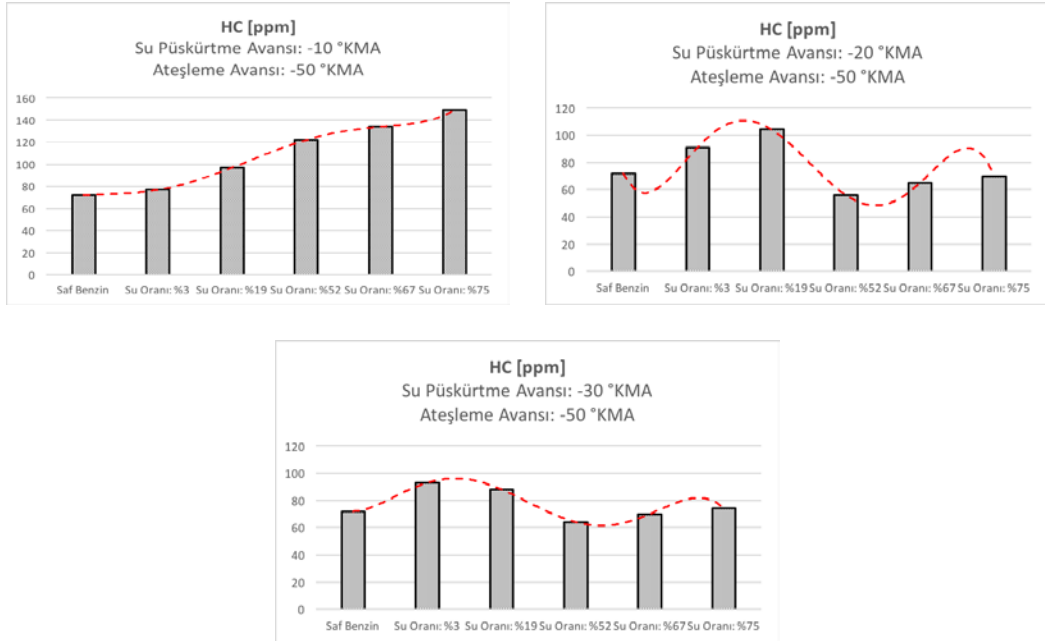
Şekil 6.25 Su miktarının CO emisyonuna etkisi

CO₂ emisyonu, -50 °KMA ateşleme avansında saf benzinle olan çalışmada su oranı arttıkça azalma eğilimine girmektedir.



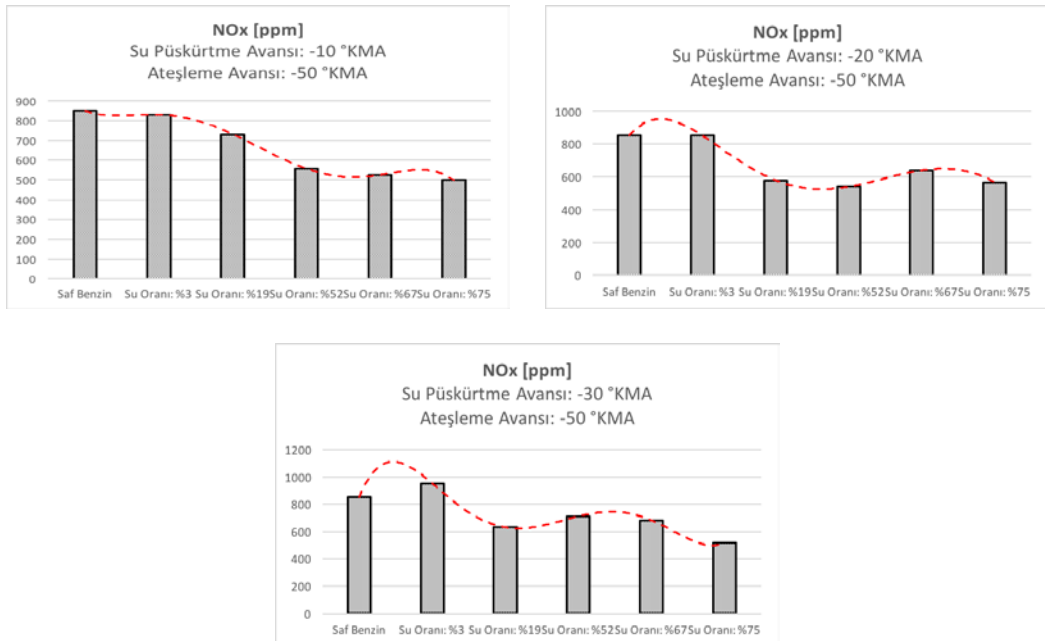
Şekil 6.26 Su miktarının CO₂ emisyonuna etkisi

HC emisyonu, -10 °KMA su püskürtme avansında su oranının artmasıyla artmış; saf benzinde 77 ppm iken %75 su oranında 149 ppm'e çıkmıştır.



Şekil 6.27 Su miktarının HC emisyonuna etkisi

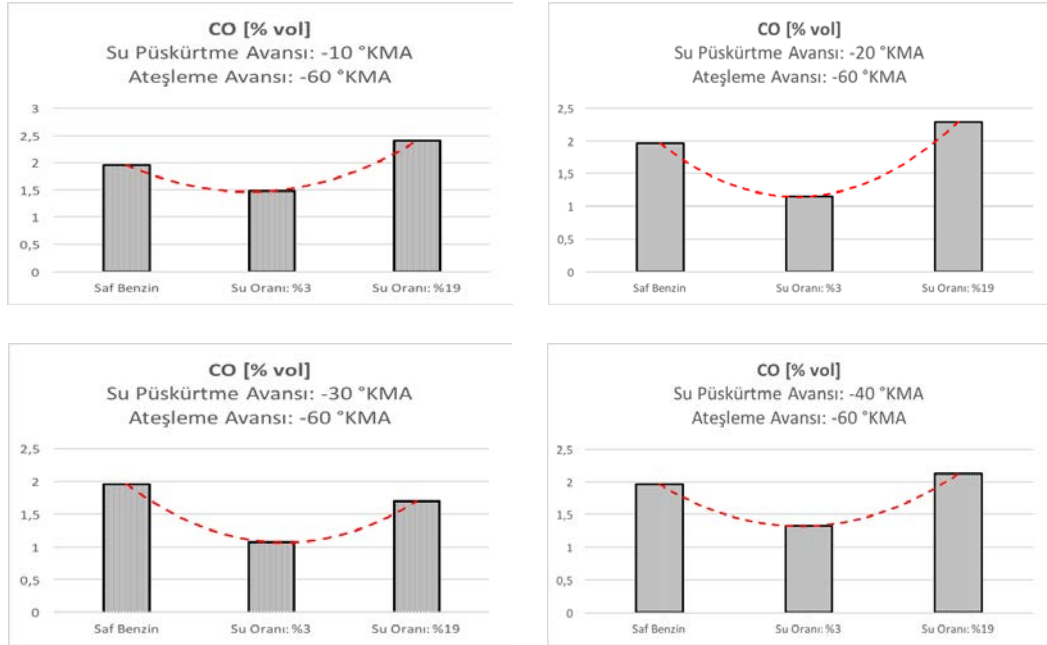
NOx miktarı su ilavesiyle birlikte azalmaktadır. Saf benzinde 851 ppm olan NOx miktarı, %75 su miktarında -10 °KMA su püskürtme avansında 498 ppm'e %41.5 oranında düşmüştür.



Şekil 6.28 Su miktarının NOx emisyonuna etkisi

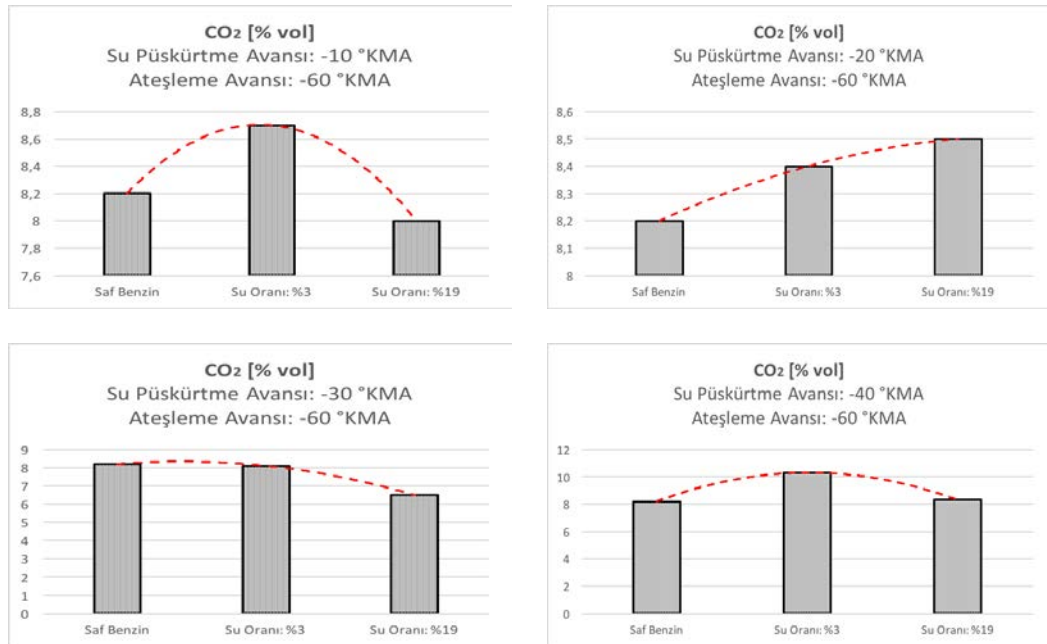
6.1.2.4 Ateşleme Avansı -60 °KMA İken Yapılan Deney Sonuçları

-60 °KMA ateşleme avansında işletilen motorda, CO emisyonu trendleri tüm su püskürtme avanslarında benzer çıkmış; %3 su oranında azalma elde edilmiş ve sonrasında %19 su oranında artmıştır.



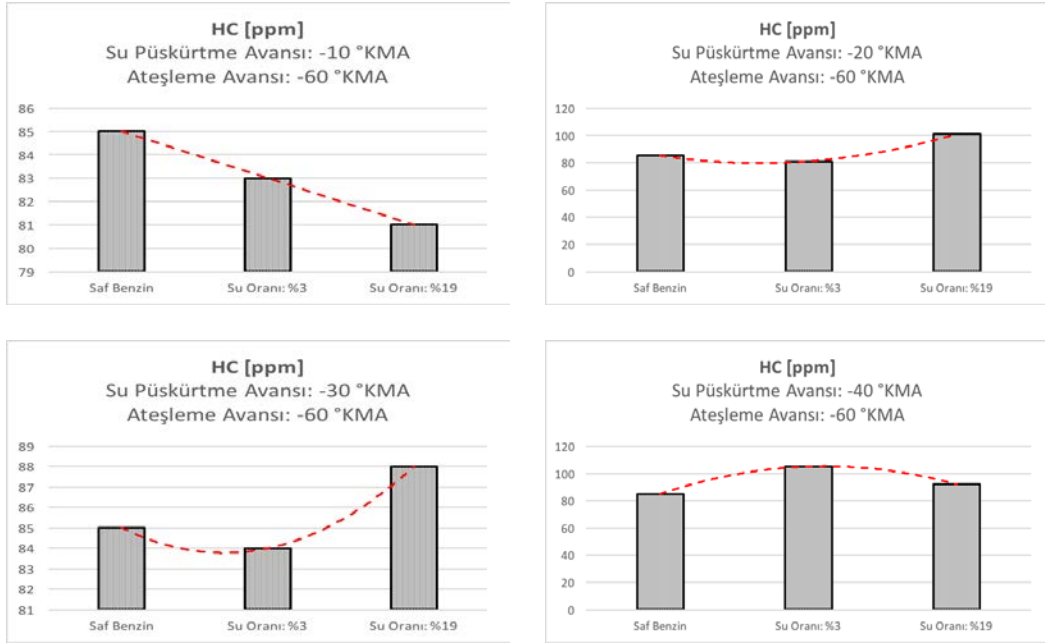
Şekil 6.29 Su miktarının CO emisyonuna etkisi

CO₂ emisyonu, saf benzinle olan işletimde % vol 8.2 iken, maksimum değerini %3 su oranı -40 °KMA su püskürtme avansında % vol 10.3 olarak almıştır.



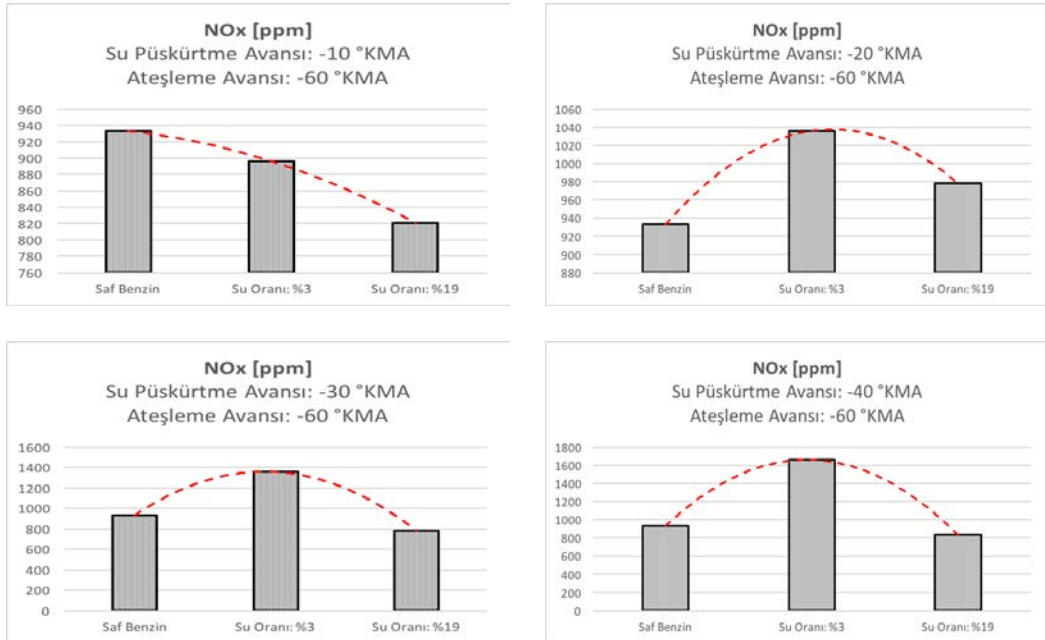
Şekil 6.30 Su miktarının CO₂ emisyonuna etkisi

HC emisyonu, saf benzin işletiminde 85 ppm olarak ölçülmüş; maksimum değerini %19 su oranında -20 °KMA su püskürtme avansında 101 ppm olarak almıştır.



Şekil 6.31 Su miktarının HC emisyonuna etkisi

NOx emisyonu referans şartta 933 ppm iken, %3 su oranında bir miktar artmış ancak su oranı arttığında 821 ppm'e düşmüştür.

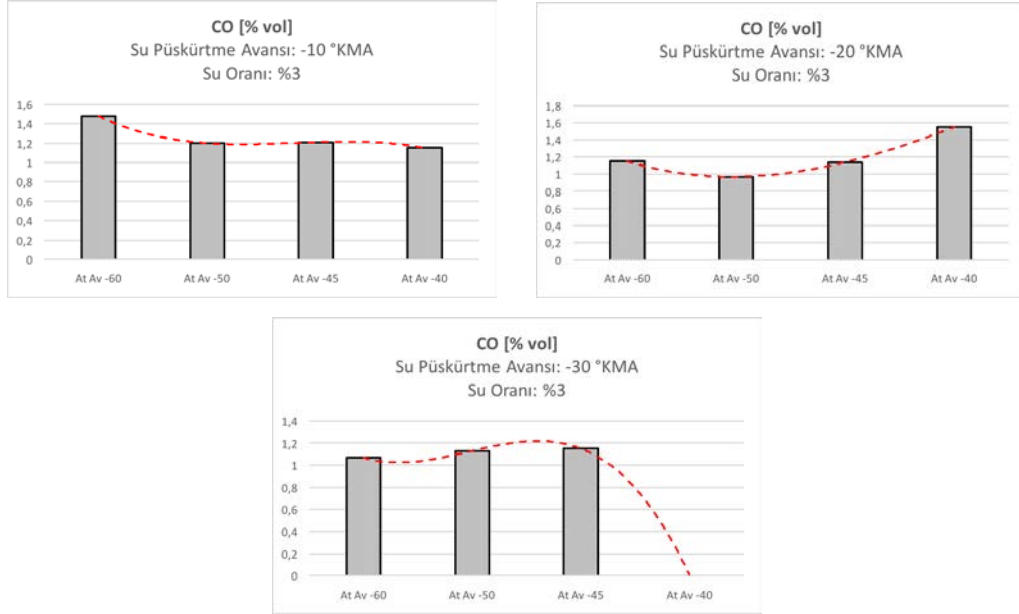


Şekil 6.32 Su miktarının NOx emisyonuna etkisi

6.1.3 Ateşleme Avansının Etkisi

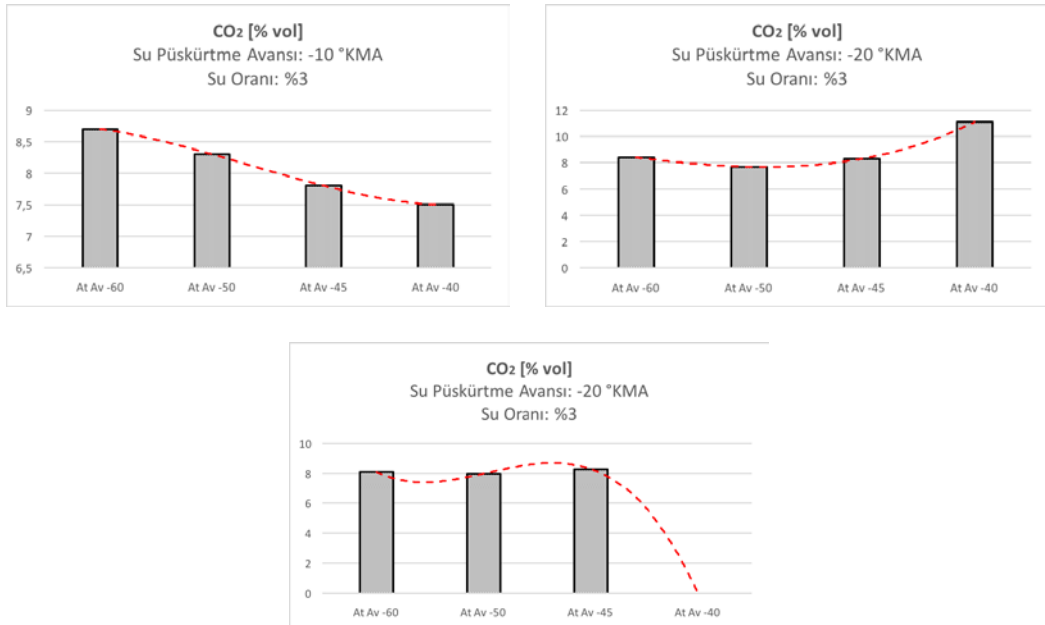
6.1.3.1 Su Oranı %3 İken Yapılan Deney Sonuçları

Su oranı %3 olarak sabit iken, -10 °KMA su püskürtme avansında CO değeri düşmüş, su püskürtme avansı arttıkça artmıştır.



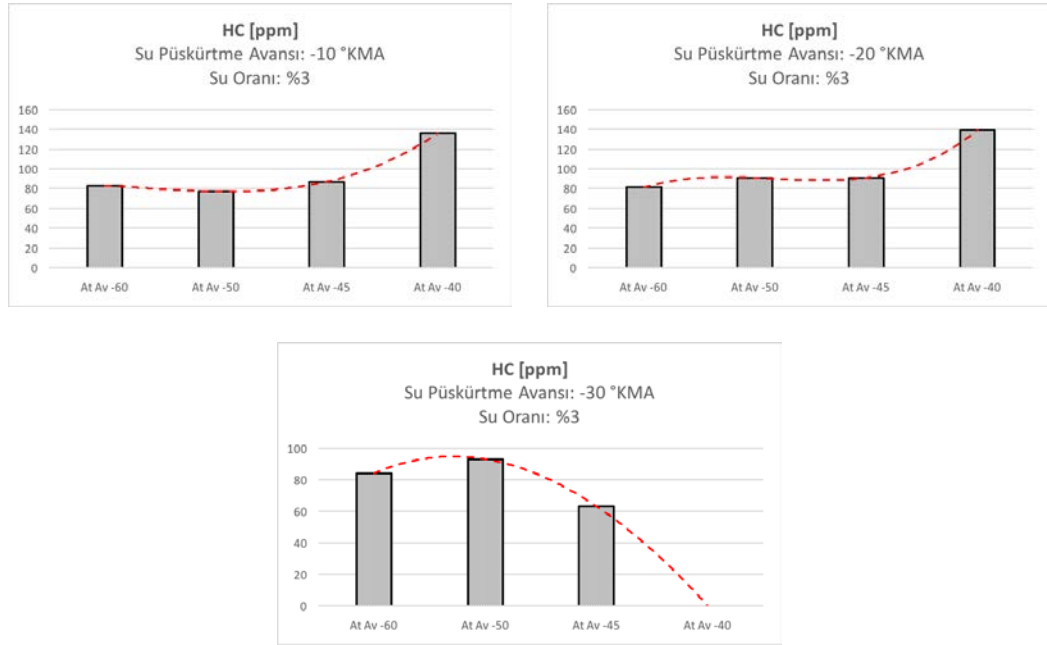
Şekil 6.33 Ateşleme avansının CO emisyonuna etkisi

CO₂ emisyonu, -10 °KMA su püskürtme avansında azalmış, su püskürtme avansı arttığında artma trendine girmiştir.



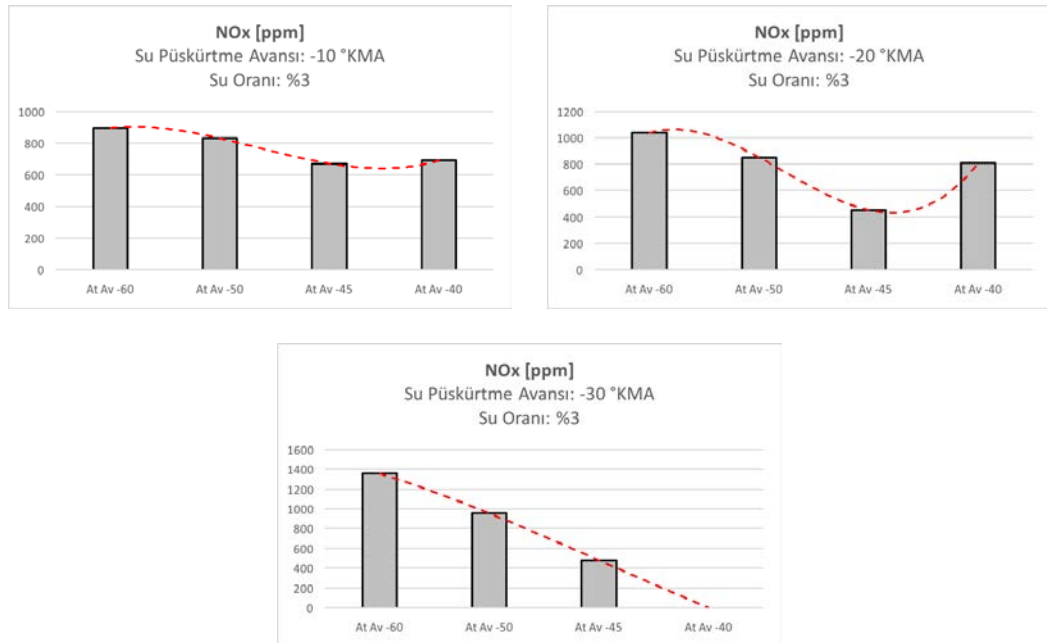
Şekil 6.34 Ateşleme avansının CO₂ emisyonuna etkisi

HC emisyonu, -10 ve -20 °KMA su püskürtme avanslarında ateşleme avansı ile önemli bir değişime uğramamış ancak -60 °KMA avans değerinde sırasıyla %63 ve %67 artmıştır.



Şekil 6.35 Ateşleme avansının HC emisyonuna etkisi

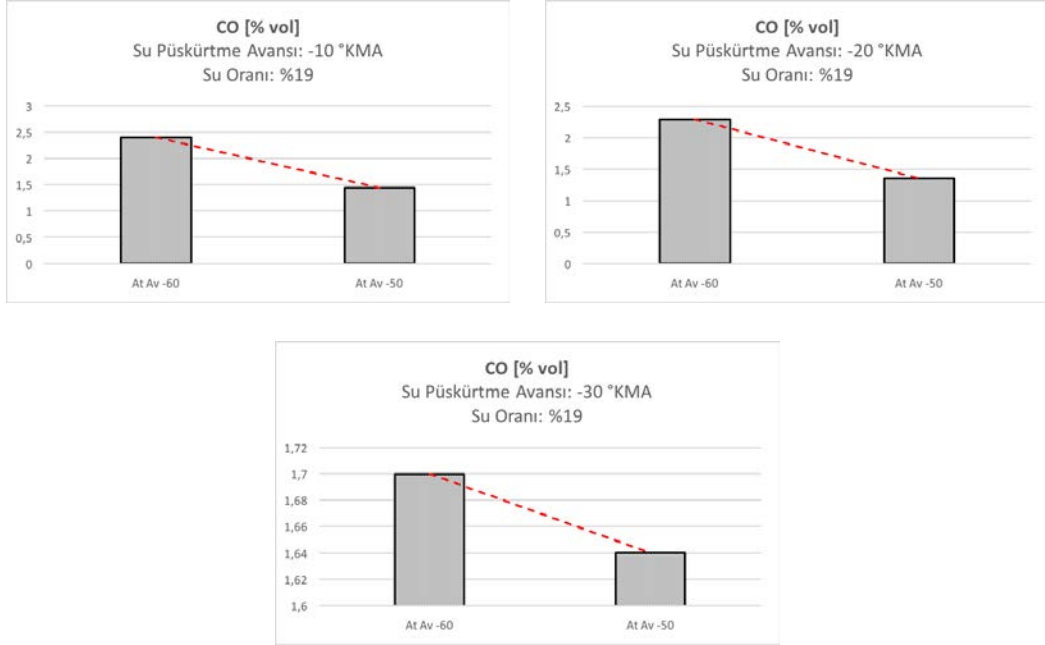
NOx miktarı, artan ateşleme avansı ile azalmış, minimum değerine -45 °KMA ateşleme avansı ve -20 °KMA su püskürtme avansında 453 ppm olarak almıştır.



Şekil 6.36 Ateşleme avansının NOx emisyonuna etkisi

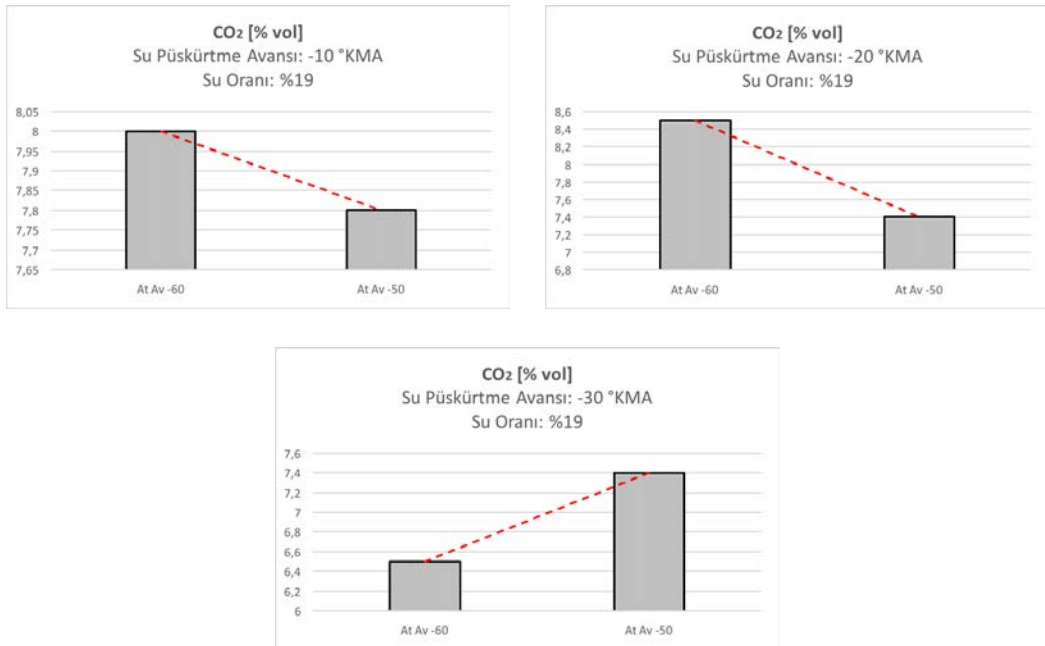
6.1.3.2 Su Oranı %19 İken Yapılan Deney Sonuçları

CO emisyonu, %19 su oranında ateşleme avansının kısalması ile birlikte düşmüştür. Maksimum azalış, -20 °KMA su püskürtme avansında %69 oranında elde edilmiştir.



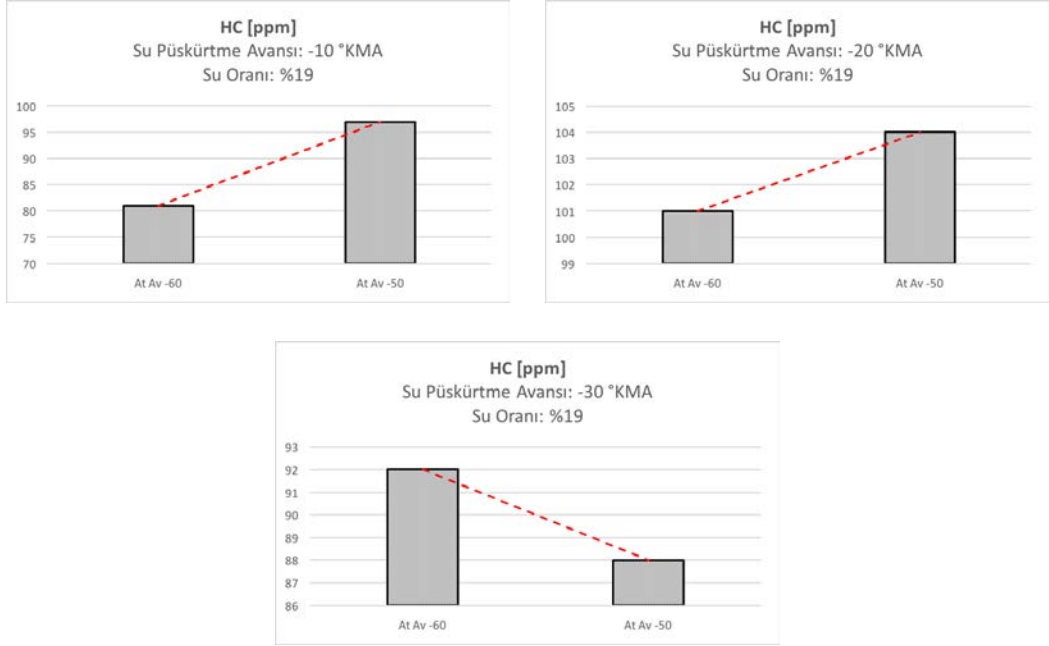
Şekil 6.37 Ateşleme avansının CO emisyonuna etkisi

CO₂ emisyonu, -10 ve -20 °KMA su püskürtme avanslarında azalma trendindeyken -30 °KMA avansta artmaktadır.



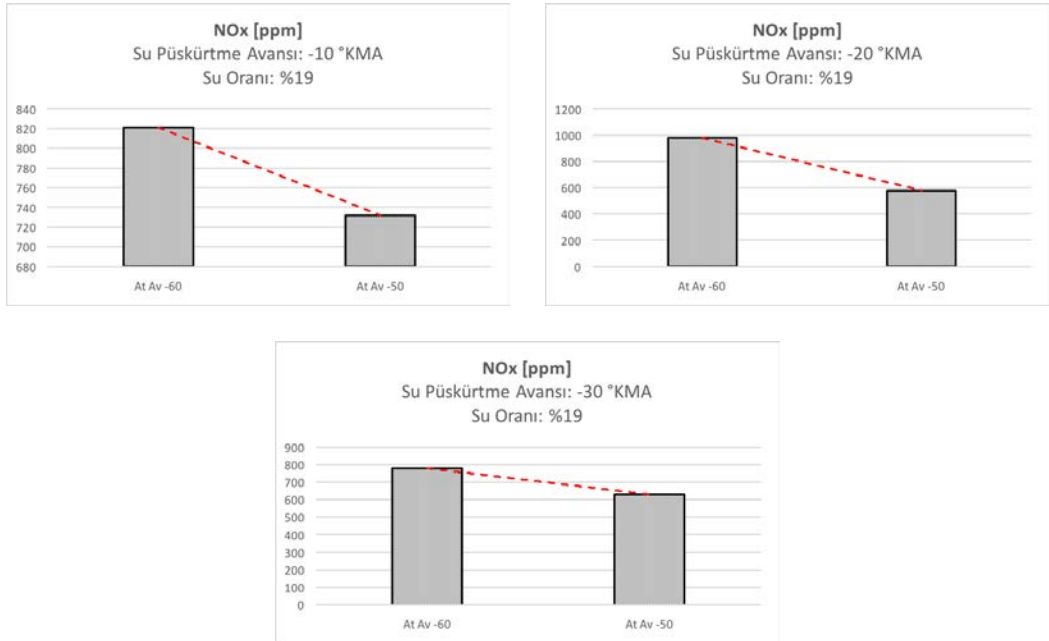
Şekil 6.38 Ateşleme avansının CO₂ emisyonuna etkisi

HC emisyonu, ateşleme avansının azalmasıyla artmıştır; ancak -30 °KMA su püskürtme avansında düşmüştür.



Şekil 6.39 Ateşleme avansının HC emisyonuna etkisi

NO_x emisyonları ateşleme avansı -60 °KMA değerinden -50 °KMA değerine çekildiğinde, tüm su püskürtme avanslarında azalmıştır.



Şekil 6.40 Ateşleme avansının NO_x emisyonuna etkisi

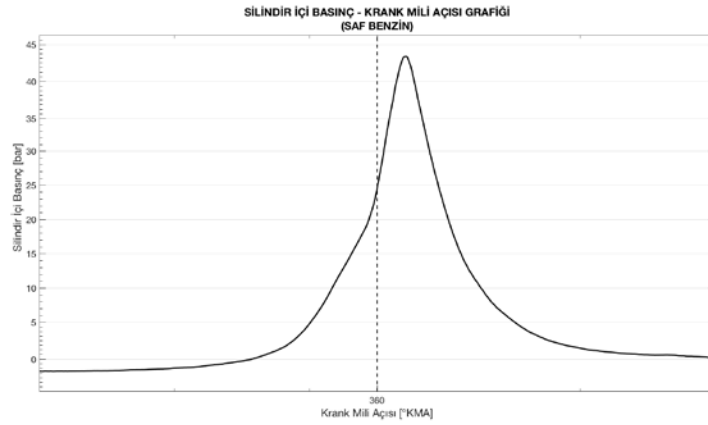
6.2 Performans Değerleri

Çizelge 6.1 Deney şartları ve okunan emisyon değerleri

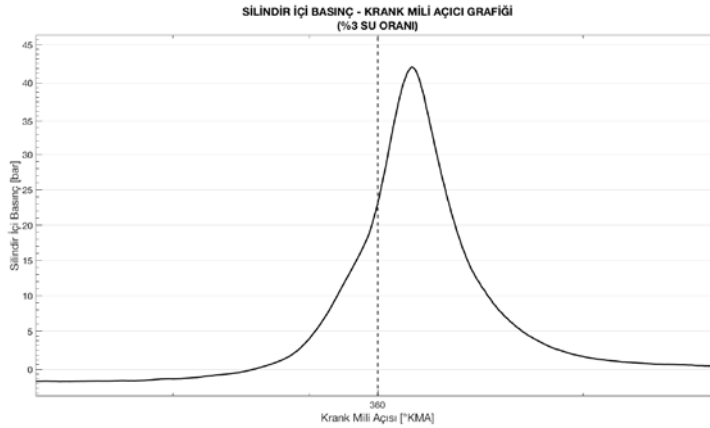
DENEY NO [#]	MOTOR DEVRI [rpm]	SU PÜSKÜRTME SÜRESİ [μs]	SU ORANI [%]	ATEŞLEME AVANSI [°KMA]	SU PÜSKÜRTME AVANSI [°KMA]	CO [% vol]	CO ₂ [% vol]	HC [ppm]	NO _x [ppm]
1	2750	-	0	-40	-	0.93	7.4	136	747
2	2800	-	0	-45	-	0.89	7.7	239	728
3	3000	-	0	-50	-	1.11	8.1	72	851
4	3350	-	0	-60	-	1.96	8.2	85	933
5	2750	300	3	-40	-10	1.15	7.5	136	689
6	2750	300	3	-40	-20	1.55	11	139	808
7	2800	300	3	-45	-10	1.21	7.8	87	671
8	2800	300	3	-45	-20	1.14	8.3	91	453
9	2800	300	3	-45	-30	1.15	8.3	63	479
10	2900	300	3	-50	-10	1.2	8.3	77	830
11	2900	300	3	-50	-20	0.97	7.7	91	851
12	2900	300	3	-50	-30	1.13	8	93	953
13	3300	300	3	-60	-10	1.48	8.7	83	896
14	3300	300	3	-60	-20	1.15	8.4	81	1036
15	3300	300	3	-60	-30	1.07	8.1	84	1357
16	3300	300	3	-60	-40	1.32	10.3	105	1660
17	3000	400	19	-50	-10	1.44	7.8	97	732
18	3000	400	19	-50	-20	1.35	7.4	104	579
19	3000	400	19	-50	-30	1.64	7.4	88	630
20	3350	400	19	-60	-10	2.4	8	81	821
21	3350	400	19	-60	-20	2.29	8.5	101	978
22	3350	400	19	-60	-30	1.7	6.5	88	779
23	3350	400	19	-60	-40	2.12	8.3	92	832
24	3000	500	52	-50	-10	1.57	9.5	122	558
25	3000	500	52	-50	-20	1.19	7.5	56	539
26	3000	500	52	-50	-30	1.71	7.1	64	711
27	3000	600	67	-50	-10	1.67	7.6	134	527
28	3000	600	67	-50	-20	1.68	7.7	65	640
29	3000	600	67	-50	-30	1.04	8.5	70	681
30	3000	700	75	-50	-10	1.75	7	149	498
31	3000	700	75	-50	-20	1.77	7.6	70	567
32	3000	700	75	-50	-30	1.83	8	74	519

Deneysel çalışma sırasında incelenen noktalar Çizelge 6.1’de listelenmiştir. Tam yük ve 1.55 hava fazlalık katsayısı değerlerinde; su miktarının etkisi araştırılmıştır. İncelenen 32 deney noktası arasında; ortak noktalar olan -50 ateşleme avansı değerlerinde, en iyi NOx emisyon değerlerinin elde edildiği -10 °KMA su püskürtme avansı şartlarında elde edilen deneysel veriler kullanılarak %0, %3, %19, %52, %67, %75 su/yakıt oranlarında motorun indike performans değerleri hesaplanmıştır.

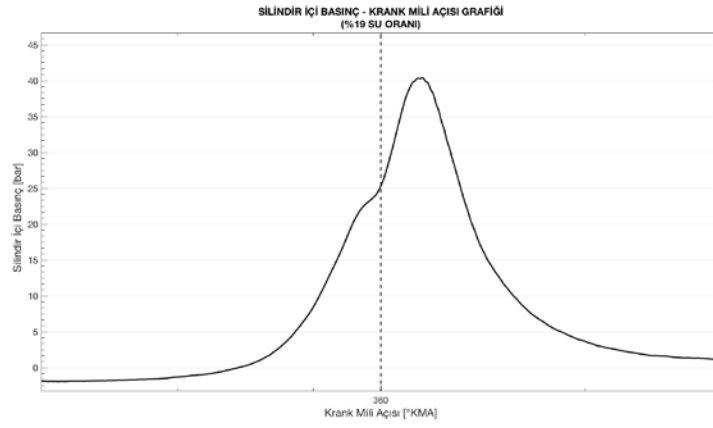
Deneyler sırasında silindir içi basınç değişimi, silindir kafasına yerleştirilen Kistler marka 6052B model piezoelektrik basınç sensörü ile ölçülmüştür. Her işletim noktasındaki silindir içi basınç verileri 10 çevrim boyunca kaydedilmiş ve çevrimlerin ortalaması alınarak işletim noktalarının nihai basınç eğrileri elde edilmiştir. Şekil 6.41’den görülebileceği gibi saf benzin işletiminde 43.41 bar olan silindir içi basınç değeri, su püskürtme miktarının artmasıyla birlikte giderek azalmış ve %75 su oranında 35.27 bar’a düşmüştür.



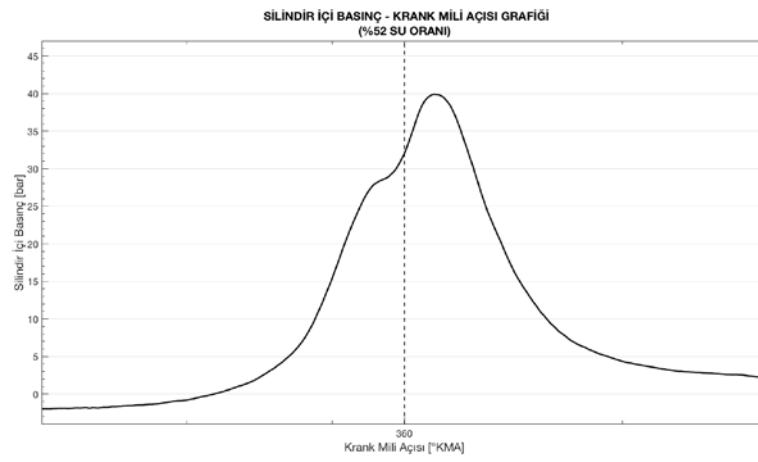
Şekil 6.41 Saf benzine ait silindir içi basınç eğrisi



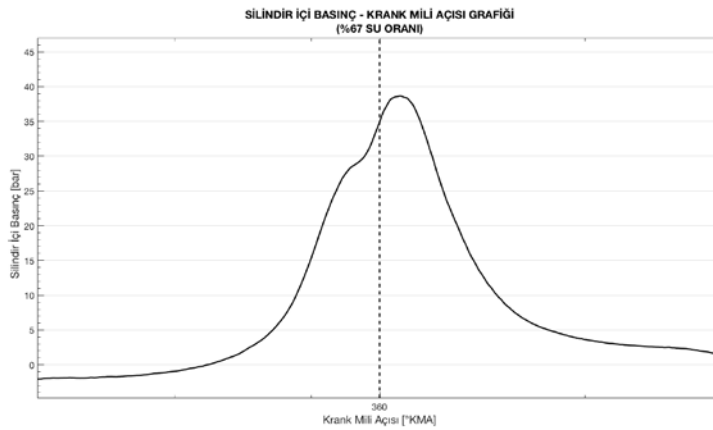
Şekil 6.42 %3 su oranına ait silindir içi basınç eğrisi



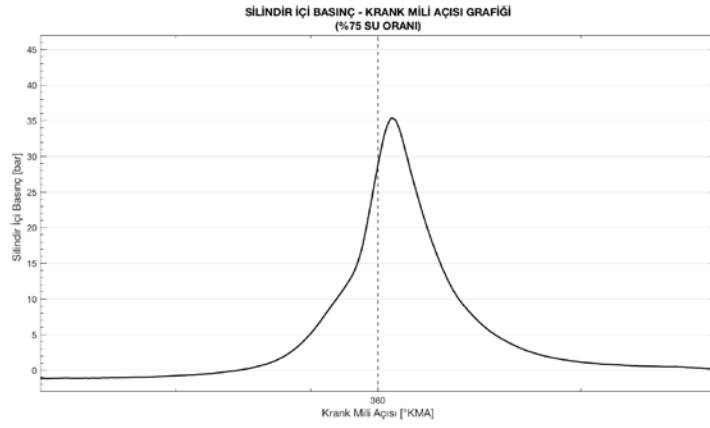
Şekil 6.43 %19 su oranına ait silindir içi basınç eğrisi



Şekil 6.44 %52 su oranına ait silindir içi basınç eğrisi

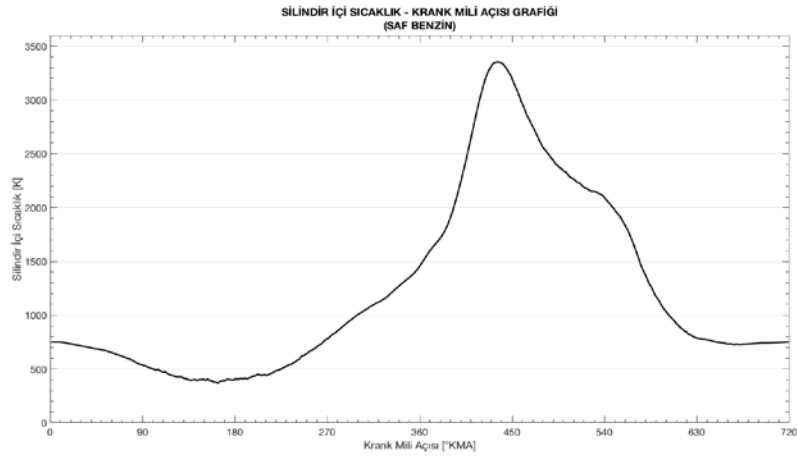


Şekil 6.45 %67 su oranına ait silindir içi basınç eğrisi

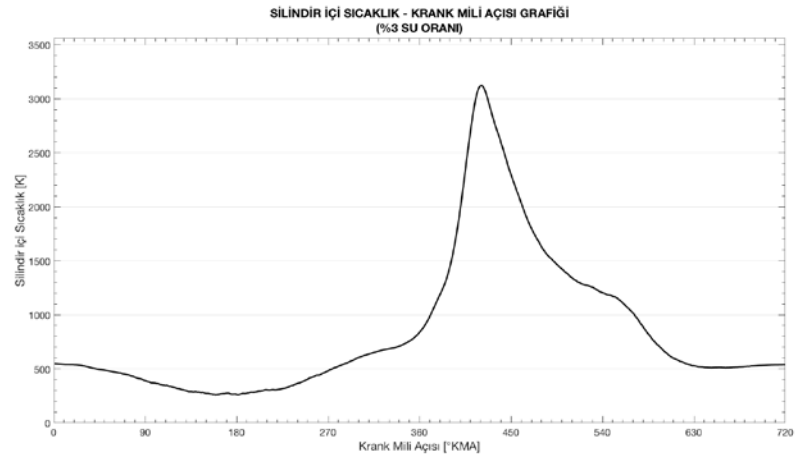


Şekil 6.46 %75 su oranına ait silindir içi basınç eğrisi

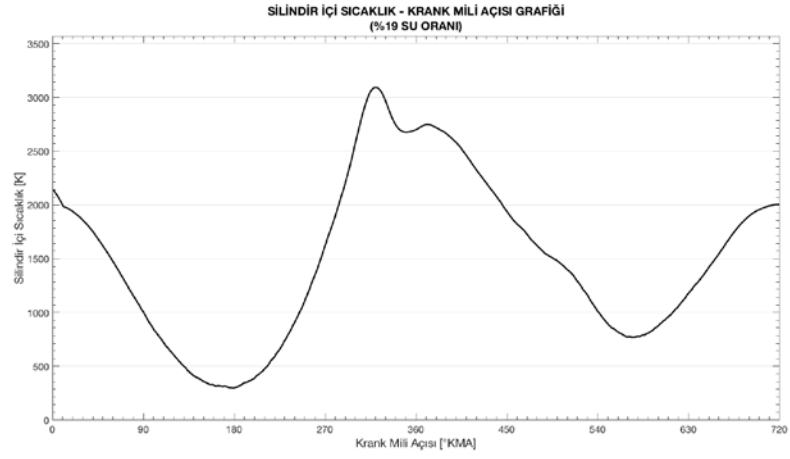
Silindir içi yanma sıcaklıkları, püskürtülen sudan doğrudan etkilenmektedir ve bir çevrimdeki elde edilen maksimum sıcaklık, gönderilen su ile birlikte azalmaktadır. Saf benzinde 3361 K iken 2683 K'e düşmüştür.



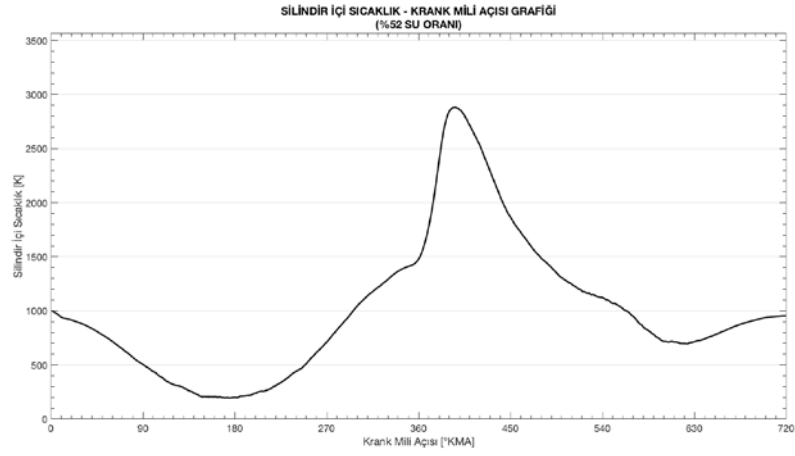
Şekil 6.47 Saf benzine ait silindir içi sıcaklık eğrisi



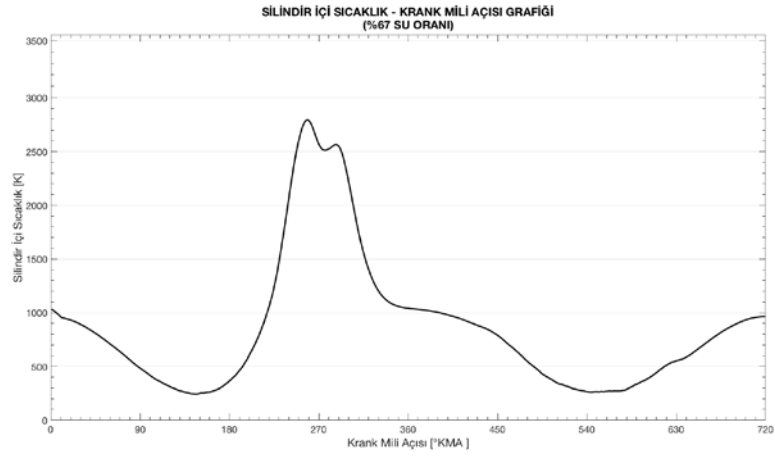
Şekil 6.48 %3 su oranına ait silindir içi sıcaklık eğrisi



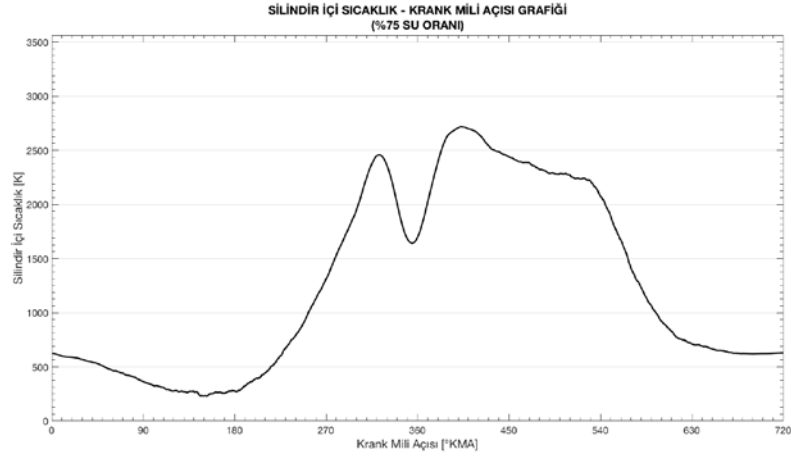
Şekil 6.49 %19 su oranına ait silindir içi sıcaklık eğrisi



Şekil 6.50 %52 su oranına ait silindir içi sıcaklık eğrisi



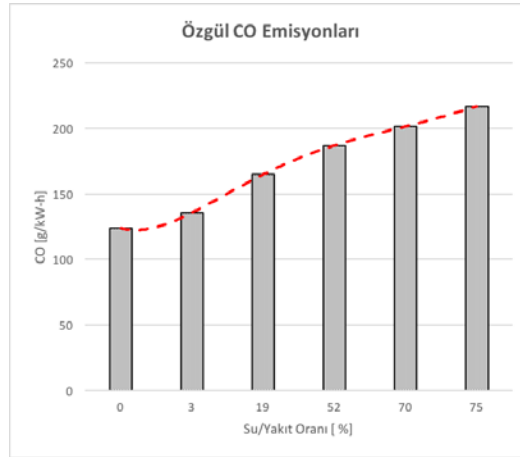
Şekil 6.51 %67 su oranına ait silindir içi sıcaklık eğrisi



Şekil 6.52 %75 su oranına ait silindir içi sıcaklık eğrisi

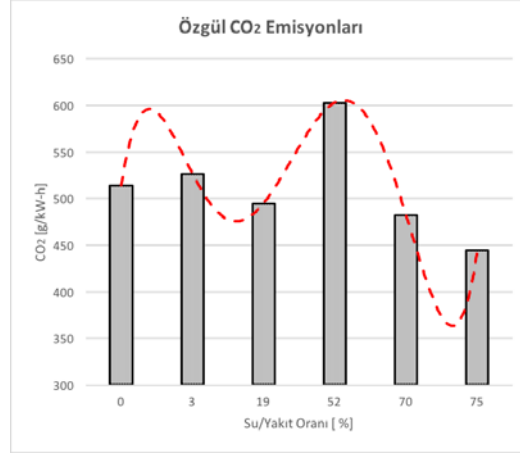
Yukarıda belirtilen şartlardaki deney noktalarının emisyon değerleri % vol ve ppm birimlerinden; güçten bağımsız olarak kıyaslama imkanı sunan g/kW-h birimine çevrilmiştir.

Özgül CO emisyonu miktarları artan su oranıyla birlikte artmıştır. Su püskürtülmesinden dolayı yanma olayı kötüleşmiş ve CO artmıştır. Saf benzin işletiminde 123.9 g/kW-h olan CO miktarı, 217.1 g/kW-h seviyesine çıkmıştır.



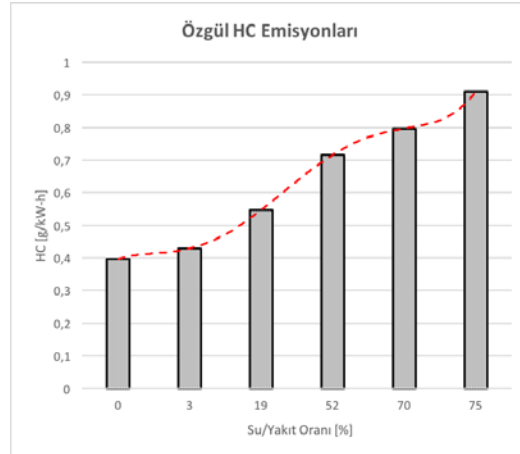
Şekil 6.53 Özgül CO emisyonları

CO₂ emisyon miktarı, artan su oranı ile birlikte azalış eğilimine girmiştir. Saf benzin şartında 514.1 g/kW-h olan CO₂ miktarı, %75 su oranında 444.3 g/kW-h seviyesine düşmüştür.



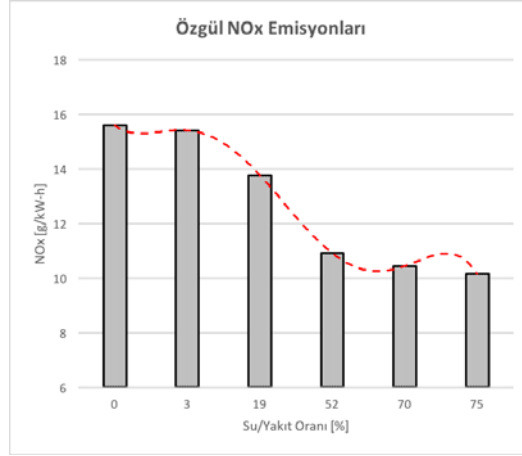
Şekil 6.54 Özgöl CO₂ emisyonları

Yanma olayın gerçekleşmesi sırasında püskürtülen su, yanma fenomenini direkt etkileyerek HC miktarlarının artmasına sebebiyet vermektedir. Saf benzin durumunda 0.4 g/kW-h olan HC değeri, 0.91 g/kW-h düzeyine çıkmıştır.



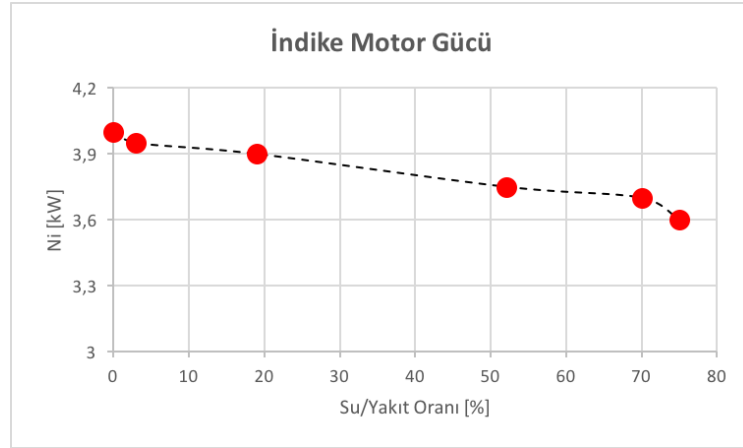
Şekil 6.54 Özgöl HC emisyonları

Yanma odasına gönderilen suyun küçük bir kısmı bile, suyun yüksek gizli buharlaşma ısısından dolayı ortamdan ısı çekimine neden olarak ulaşılabilir olan alev sıcaklıklarının düşmesine yol açmaktadır. NO_x oluşumu, azalan yanma odası sıcaklıklarından direkt etkilenir. Saf benzin işletiminde 15.6 g/kW-h olan NO_x miktarı, %3 su oranında çok az da olsa bir azalış trendi yakalamış ve artan su miktarı ile ilişkili olarak %75 su oranında 10.1 g/kW-h'e %35 oranında düşmüştür.

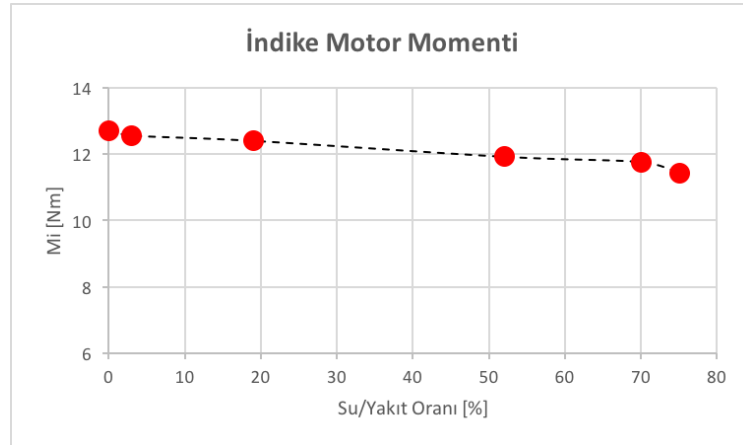


Şekil 6.55 Özgöl NOx emisyonları

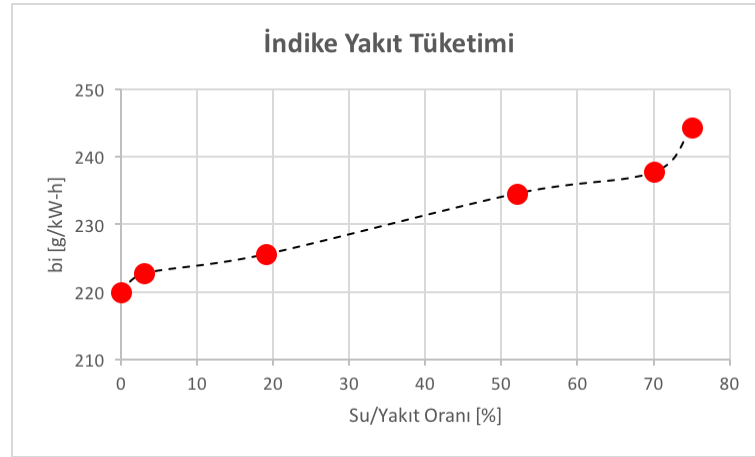
Su ilavesi yöntemi ile, motordan elde edilen güç değeri 4.0 kW'tan 3.6 kW'a; motor momenti 12.7 Nm'den 11.5 Nm'ye; indike verim %38.5'ten %34.7'ye düşmüş ve yakıt tüketimi 220'den 244 g/kW-h değerine çıkmıştır.



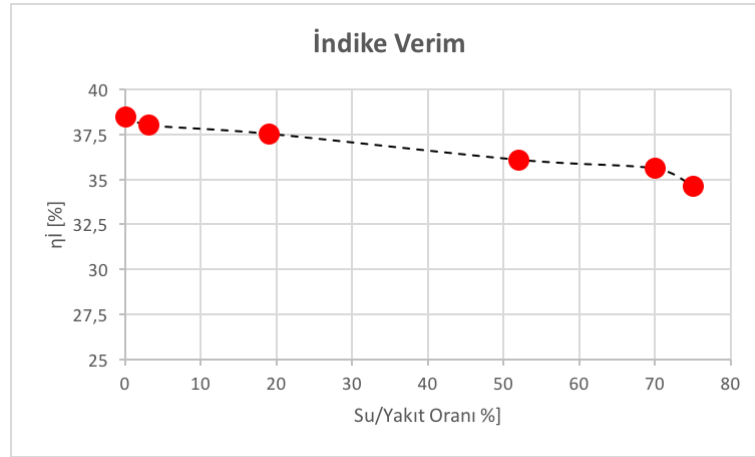
Şekil 6.56 Su oranı-indike güç grafiği



Şekil 6.57 Su oranı-indike motor momenti grafiği



Şekil 6.58 Su oranı-indike yakıt tüketimi grafiği



Şekil 6.59 Su oranı-indike verim grafiği

6.3 Sonuç

İçten yanmalı motorlarda su enjeksiyonunun etkilerinin araştırıldığı bu çalışmada, sıkıştırma ateşmeliden buji ateşlemeliye dönüştürülen bir motor kullanılmıştır. Motorun benzim enjektörü emme manifoldunda, su enjektörü ise doğrudan silindir kafasının üzerine konumlandırılmıştır. Deneyler sırasında, ateşleme avansı, su püskürtme avansı ve su miktarı değiştirilerek kompleks yanma olayını irdeleme amacı vardır. Motorun işletildiği 32 nokta arasından, ortak ateşleme avansları ve su püskürtme avanslarına sahip noktalardaki emisyonlar açısından bir irdeleme yapılmıştır ve seçilen 6 noktanın performans değerleri üzerinde çalışılmıştır.

Deneylerden elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir:

- Yanma olayı su ile birlikte kötüleşmektedir. Bu sebeple CO ve HC değerleride bir miktar artma gelmiştir.
- Su ilavesi ile motordan elde edilen indike motor gücü, indike motor momenti ve indike verim ifadeleri düşüş trendli olmakla beraber indike yakıt tüketimi %10 mertebesinde artış oluşturmuştur.
- Gönderilen suyun az miktarı dahi yanma sıcaklıklarını düşürmektedir. Su enjeksiyonu, NOx emisyonlarını azaltmak için reaktif bir yöntemdir. NOx azalışı su oranının artmasıyla birlikte artmıştır. %75 su oranında %41.49 azalış elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Lin, C.Y. ve Wang, K.H., (2004). "Effects of Diesel Engine Speed and Water Content on Emission Characteristics of Three-Phase Emulsions", *Journal of Environmental Science and Health*, 39(5):1345-1359.
- [2] Syu, J.Y., Chang, Y.Y., Tseng, C.H., Yan, Y.L., Chang, Y.M., Chen, C.C. ve Lin, W.Y., (2014). "Effects of Water-Emulsified Fuel on a Diesel Engine Generator's Thermal Efficiency and Exhaust", *Journal of the Air & Waste Management Association*, 64(8):970-978.
- [3] Wadawadagi, S.B. ve Reddy, V., (2010). "Effect of Injection Pressure and Ethyl Acetate Additive on Performance and Emissions of Water Diesel Emulsion Fueled DI Diesel Engine", *SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series*, Paper No: 2010-01-1965.
- [4] Ganesan, S. ve Ramesh, A., (2001). "Investigation on the Use of Water-Diesel Emulsion in a LPG-Diesel Dual Fuel Engine", *SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series*, Paper No: 2001-28-0032.
- [5] Subramanian, K.A. ve Ramesh, A., (2001). "Experimental Investigation on the Use of Water Diesel Emulsion with Oxygen Enriched Air in a DI Diesel Engine", *SAE 2001 World Congress*, 05-08 Mart 2001, Detroit, Michigan.
- [6] Cui, X., Helmantel, A., Golovichev, V. ve Denbratt, I., (2009). "Combustion and Emissions in a Light-Duty Diesel Using Diesel-Water Emulsion and Diesel-Ethanol Blends", *SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series*, Paper No: 2009-01-2695.
- [7] Kumar, N., Sharma, A. ve Vibhanshu, V., (2013). "Performance Analyses of Diesel Engine at Different Injection Angles Using Water Diesel Emulsion", *SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series*, Paper No: 2013-01-2170.
- [8] Belagur, V.K. ve Reddy, V., (2007). "Performance and Emission Characteristics of a Partially Ceramic Coated Diesel Engine Using Water Diesel Emulsion", *SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series*, Paper No: 2007-32-0060.

- [9] Subramanian, K.A. ve Ramesh, A., (2002). "Use of Diethyl Ether Along with Water-Diesel Emulsion in a Diesel Engine", Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition, 21-24 Ekim 2002, San Diego, California.
- [10] Peters, B.D. ve Stebar, R.F., (1976). "Water-Gasoline Fuels - Their Effect on Spark Ignition Engine Emissions and Performance", SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series, Paper No: 760547.
- [11] Işın, Ö., (2000). Benzin-Su Emülsiyon Yakıtının Otto Motor Performansına ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Deneysel Araştırılması, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [12] Namasivayam, A.M., Crookes, R.J., Korakianitis, T. ve Bob-Manuel, K.D.H., (2009). "Combustion Characteristics of Dual-Fuel Diesel Engine Using Emulsified Bio-Fuel for Pilot Ignition", SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series, Paper No: 2009-01-0490.
- [13] Prasad, G.V.L., Gupta, K.S., (2016). "Role of Nano Additive Blended Karanja Biodiesel Emulsion Fuel on Performance and Emission Characteristics of Diesel Engine", SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series, Paper No: 2016-28-0165.
- [14] Kerihuel, A., Kumar, M.S., Bellettre, J. ve Tazerout, M., (2005). "Investigation on a CI Engine Using Animal Fat and Its Emulsions with Water and Methanol as Fuel", 2005 SAE World Congress, 11-14 Nisan 2005, Detroit, Michigan.
- [15] Dağ, C., (2013). Biodizel Su Karışımlarının Dizel Motor Performansı ve Emisyonu Üzerine Etkilerinin Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [16] Brusca, S. ve Lanzafame, R., (2001). "Evaluation of the Effects of Water Injection in a Single Cylinder CFR Cetane Engine", International Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exhibition, 07-09 Mayıs 2001, Orlando, Florida.
- [17] Bedford, F., Rutland, C., Dittrich, P., Raab, A. ve Wirbeleit, F., (2000). "Effects of Direct Water Injection on DI Diesel Engine Combustion", International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, 16-19 Ekim 2000, Baltimore, Maryland.
- [18] Kohketsu, S., Mori, K., Sakai, K. ve Nakagawa, H., (1996). "Reduction of Exhaust Emission with New Water Injection System in a Diesel Engine", International Congress & Exposition, 26-29 Şubat 1996, Detroit, Michigan.
- [19] Orak, E., (2011). Tek Silindirli Dizel Motorlarda Emme Portuna Su Püskürtmenin, Performans ve Emisyona Etkilerinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [20] Tsao, K.C., Wang, C.L. ve Miller, E.M., (1984). "Performance of Gasoline-Water Fuel in a Modified SI Engine", Fuels and Lubricants Meeting & Exposition, 08-11 Ekim 1984, Baltimore, Maryland.
- [21] Cesur, İ., Parlak, A., Ayhan, V., Boru, B. ve Gonca, G., (2013). "The Effects of Electronic Controlled Steam Injection on Spark Ignition Engine", Applied Thermal Engineering, 55(2013):61-68.

- [22] Harrington, J.A., (1982). "Water Addition to Gasoline - Effect on Combustion, Emissions, Performance and Knock", International Congress & Exposition, 22-26 Şubat 1982, Detroit, Michigan.
- [23] Wilson, J.P., (2011). Effects of Water Injection and Increased Compression Ratio in a Gasoline Spark Ignition Engine, Yüksek Lisans Tezi, University of Idaho, College of Graduate Studies, Moscow, Idaho.
- [24] Chintala, V. ve Subramanian, K.A., (2016). "Experimental Investigation of Hydrogen Energy Share Improvement in a Compression Ignition Engine Using Water Injection and Compression Ratio Reduction", Energy Conversion and Management, 108(2016):106-119.
- [25] Subramanian, V., Mallikarjuna, J.M. ve Ramesh, A., (2007). "Effect of Water Injection and Spark Timing on the Nitric Oxide Emissions and Combustion Parameters of a Hydrogen Fuelled Spark Ignition Engine", International Journal of Hydrogen Energy, 32(2007):1159-1173.
- [26] Tesfa, B., Mishra, R., Gu, F. ve Ball, A.D., (2012). "Water Injection Effects on the Performance and Emissions Characteristics of a CI Engine Operating with Biodiesel", Renewable Energy, 37(2012):333-344.
- [27] Çoşgun, T., (2012). Farklı Metil Ester Yakıtlarla Çalışan Bir Dizel Motorda Su Buharı Enjeksiyonunun Performansa ve NOx Emisyonlarına Etkilerinin Teorik ve Deneysel Olarak Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [28] Gadallah, A.H., Elshenawy, E.A., Elzahaby, A.M., El-Salmawy, H.A. ve Bawady, A.H., (2009). "Effect of In Cylinder Water Injection Strategies on Performance and Emissions of a Hydrogen Fuelled Direct Injection Engine", SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series, Paper No: 2009-01-1925.
- [29] Selim, M.Y.E., Al-Omari, S.B. ve Al-Aseery, A.A.J., (2009). "Effects of Steam Injection to Dual Fuel Engine on Performance, Noise and Exhaust Emission", SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series, Paper No: 2009-01-1831.
- [30] Özcan, H., (2005). Effect of Water Injection on the Performance of LPG Fuelled Spark Ignition Engine, Doktora Tezi, Gaziantep University, Graduate School of Natural and Applied Sciences, Gaziantep.
- [31] Younkins, M., Wooldridge, M. ve Boyer, B., (2013). "Direct In-cylinder Injection of Water into a PI Hydrogen Engine", SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series, Paper No: 2013-01-0227.
- [32] Subramanian, K.A., (2011). "A Comparison of Water-Diesel Emulsion and Timed Injection of Water into the Intake Manifold of a Diesel Engine for Simultaneous Control of NO and Smoke Emissions", Energy Conversion and Management, 52(2011):849-857.
- [33] Kegl, B. ve Pehan, S., (2001). "Reduction of Diesel Engine Emissions by Water Injection", Automotive & Transportation Technology Congress & Exhibition, 01-03 Ekim 2001, Barcelona.

- [34] Nazha, M.A.A., Rajakaruna, H. ve Wagstaff, S.A., (2001). "The Use of Emulsion, Water Induction and EGR for Controlling Diesel Engine Emissions", International Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exhibition, 07-09 Mayıs 2001, Orlando, Florida.
- [35] 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", Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, 12-15 Haziran 2000, Seoul.
- [36] Valdmanis, E. ve Wulfhorst, D.E. (1970). "The Effects of Emulsified Fuels and Water Induction on Diesel Combustion", Combined National Farm, Construction & Industrial Machinery and Powerplant Meetings, 14-17 Eylül 1970, Milwaukee, Wisconsin.
- [37] Hountalas, D.T., Mavropoulos, G.C. ve Zannis, T.C., (2007), "Comparative Evaluation of EGR, Intake Water Injection and Fuel/Water Emulsion as NO_x Reduction Techniques for Heavy Duty Diesel Engines", 2007 World Congress, 16-19 Nisan 2007, Detroit, Michigan.
- [38] Hountalas, D.T., Mavropoulos, G.C., Zannis, T.C. ve Mamalis, S.D., (2006). "Use of Water Emulsion and Intake Water Injection as NO_x Reduction Techniques for Heavy Duty Diesel Engines", 2006 SAE World Congress, 03-06 Nisan 2006, Detroit, Michigan.
- [39] Özcan, H. ve Söylemez, M.S., (2005). "Experimental Investigation of the Effects of Water Addition on the Exhaust Emissions of a Naturally Aspired, Liquefied-Petroleum-Gas Fueled Engine", Energy & Fuels, 19(4):1468-1472.
- [40] İncecik, S., (1994). Hava Kirliliği, 1. Baskı, İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları, İstanbul.
- [41] EuroStat Statistics Explained, Greenhouse Gas Emission Statistics, http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Greenhouse_gas_emission_statistics, 06 Aralık 2016.
- [42] Deniz, O., (2008). İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Otomotiv Anabilim Dalı, İstanbul.
- [43] McAllister, S., Chen, J.Y ve Fernandez-Pello, A.C., (2011). Fundamentals of Combustion Processes, 1. Baskı, Springer, New York.
- [44] Soruşbay, C., (2016). İçten Yanmalı Motorlarda Egzoz Gazları Emisyonu Ders Notları, İstanbul Teknik Üniversitesi Otomotiv Laboratuvarı, İstanbul.
- [45] MANN+HUMMEL, Karter Havalandırması, <https://www.mann-hummel.com/tr/mh-tr/products/crankcase-ventilation>, 11 Ekim 2016.
- [46] Bordoff, F., (2017). Emission Control Systems, www.carparts.com/classroom/emission.htm#EMISSION%20CONTROL%20SYSTEMS, 09 Ocak 2017.
- [47] Schwarz, H., Günther, D., König, G., Schnaibel, E. ve Dieter, W., (1999). Gasoline-Engine Management : Emission Control, 3. Baskı, Bosch Technical Publications, Stuttgart.
- [48] Pulkrabek, W.W., (2004). Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, 2. Baskı, Prentice Hall, New Jersey.

- [49] Heywood, J.B., (1998). Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines : Pollutant Formation and Control, 1. Baskı, Academic Press, San Diego.
- [50] Boubel, R.W., Fox, D.L., Turner, D.B. ve Stern, A.C., (1994). Fundamentals of Air Pollution, 3. Baskı, Academic Press, San Diego.
- [51] Sandalcı, T., (2016). Motorlu Karayolu Taşıtları ve Çevre Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Otomotiv Anabilim Dalı, İstanbul.
- [52] Schafer, F. ve van Basshuysen, R., (1995). Reduced Emissions and Fuel Consumption in Automobile Engines, 1. Baskı, Springer-Verlag, New York.
- [53] Nevers, N., (2000). Air Pollution Control Engineering, 2. Baskı, McGraw-Hill Higher Education, Singapur.
- [54] Degobert, P., (1995). Automobiles and Pollution, 1. Baskı, Institut Français du Petrole Publications, Paris.
- [55] Kumar, A., (2010). Air Quality, <https://www.intechopen.com/books/air-quality>, 17 Eylül 2017.
- [56] Yüksek, L., (2013). Dizel Motorlarında Isı Salımının Azot Oksit Emisyonlarına Etkisinin Teorik ve Deneysel Olarak Araştırılması, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [57] Politechnika Wroclawska, Nitrogen Oxides Formation in Combustion Processes, fluid.wme.pwr.wroc.pl/~spalanie/dydaktyka/combustion_en/NOx/NOx_formation.pdf, 09 Ocak 2017.
- [58] Lee, J., (2017). Prompt NOx Formation, <http://jullio.pe.kr/fluent6.1/help/html/ug/node625.htm>, 09 Ocak 2017.
- [59] Yousufuddin, S., Venkateswarlu, K. ve Sastry, G.R., (2012). "Effect of Compression Ratio and Equivalence Ratio on the Emission characteristics of a Hydrogen-Ethanol Fuelled Spark Ignition Engine", International Journal of Advanced Science and Technology, 40:91-100.
- [60] Eswara, A.K., Misra, S.C. ve Ramesh, U.S., (2013). "Introduction to Natural Gas: A Comparative Study of Its Storage, Fuel Costs and Emissions for a Harbor Tug", Annual Meeting of SNAME Society of Naval Architects & Marine Engineers, 08 Kasım 2013, Washington.
- [61] Kutlar, O.A., Ergeneman, M., Arslan, H. ve Mutlu, M., (1998). Taşıt Egzozundan Kaynaklanan Kirleticiler, 1. Baskı, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [62] Ergeneman, M., (2016). İçten Yanmalı Motorlarda Aşırı Doldurma Ders Kitabı, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [63] Henein, N.A., Bhattacharyya, A., Schipper, J., Kastury, A. ve Bryzik, W., (2006). "Effect of Injection Pressure and Swirl Motion on Diesel Engine-out Emissions in Conventional and Advanced Combustion Regimes", 2006 SAE World Congress, 03-06 Nisan 2006, Detroit, Michigan.

- [64] The Engineering Toolbox, Thermal Conductivity of Common Materials and Gases, www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d_429.html, 13 Eylül 2017.
- [65] Alahmer, A. ve Aladayleh, W., (2016). "Effect Two Grades of Octane Numbers on the Performance, Exhaust and Acoustic Emissions of Spark Ignition Engine", Fuel, 180(2016):80-89.
- [66] Kidoguchi, Y., Yang, C. ve Miwa, K., (2000). "Effects of Fuel Properties on Combustion and Emission Characteristics of a Direct-Injection Diesel Engine", International Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exposition, 19-22 Haziran 2000, Paris.
- [67] De Vita, A., (1989). "Multi-Cylinder D.I. Diesel Engine Tests with Unstabilized Emulsion of Water and Ethanol in Diesel Fuel", International Congress and Exposition, 27 Şubat - 03 Mart 1989, Detroit, Michigan.
- [68] Kumar, V., Gupta, D., Siddiquee, M.W.N., Nagpal, A. ve Kumar, N., (2015). "Performance and Emission Characteristics of n-Butanol and Iso-Butanol Diesel Blend Comparison", SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series, Paper No: 2015-01-2819.
- [69] Deep, A., Kumar, N., Karnwal, A., Gupta, D., Vibhanshu, V., Sharma A. ve Patel, J.S., (2014). "Assessment of the Performance and Emission Characteristics of 1-Octanol/Diesel Fuel Blends in a Water Cooled Compression Ignition Engine", SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series, Paper No: 2014-01-2830.
- [70] Pradeep, V., Bakshi, S. ve Ramesh, A., (2015). "Direct Injection of Gaseous LPG in a Two-Stroke SI Engine for Improved Performance", Applied Thermal Engineering, 89(2015):738-747.
- [71] Tasic, T., Pogorevc, P. ve Brajlilh, T., (2011). "Gasoline and LPG Exhaust Emissions Comparison", Advances in Production Engineering & Management, 6(2):87-94.
- [72] Li, L., Wang, Z., Deng, B., Han, Y. ve Wang, H., (2002). "Combustion and Emissions Characteristics of a Small Spark-Ignited LPG Engine", International Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exhibition, 06-09 Mayıs 2002, Reno, Nevada.
- [73] Çınar, C., Şahin, F., Can, Ö. ve Uyumaz, A., (2016). "A Comparison of Performance and Exhaust Emissions with Different Valve Lift Profiles between Gasoline and LPG Fuels in a SI Engine", Applied Thermal Engineering, 107(2016):1261-1268.
- [74] Le, T.A. ve Nguyen, T.T., (2011). "Experimental Study on Performance, Emissions and Combustion Characteristics of a Single Cylinder Dual Fuel LPG/Diesel Engine", SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series, Paper No: 2011-32-0562.
- [75] Aakko, P. ve Nylund, N.O., (2003). Particle Emissions at Moderate and Cold Temperatures Using Different Fuels, VTT Processes-Finland Proje Raporu, Proje Numarası: PRO3/P5057/03.

- [76] Ogawa, H., Shibata, G., Goto, J. ve Jiang, L., (2016). "Performance Improvements in a Natural Gas Dual Fuel Compression Ignition Engine with 250 MPa Pilot Injection of Diesel Fuel as an Ignition Source", SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series, Paper No: 2016-01-2306.
- [77] Ko, Y., Kurihara, K., Sakai, T., Osuga, R., Choi, B.C., Ayusawa, T. ve Kim, E., (1992). "Research and Development of LNG Vehicle for Practical Use", International Congress Exposition, 24-28 Şubat 1992, Detroit, Michigan.
- [78] Kalam, M.A., Masjuki, H.H., Mahlia, T.M.I., Fuad, M.A., Halim, K., Ishak, A., Khair, M., Yusoff, A. ve Shahrir, A., (2009). "Experimental Test of a New Compressed Natural Gas Engine with Direct Injection", SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series, Paper No: 2009-01-1967.
- [79] Takada, Y., Matsuda, H., Notsu, I., Niimura, K., Hamazaki, N. ve Watanabe, Y., (1993). "Development of a Heavy-Duty Turbocharged and Aftercooled CNG-Fueled Lean-Burn Engine - Conversion of a Naturally-Aspirated Diesel Engine into Otto-Type CNG Engine", Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, 18-21 Ocak 1993, Philadelphia, Pennsylvania.
- [80] XBEE Natural Fuel Additive, Gas Emissions and Pollution, www.xbee.com/enzyme-fuel-treatment/reducing-greenhouse-gas-emissions, 13 Kasım 2016.
- [81] Claydon, D., (2015). Fuel Additives : Function and Application, www.unep.org/Transport/new/PCFV/pdf/Algeria2015_FuelAdditives.pdf, 13 Kasım 2016.
- [82] Matheaus, A.C., Neely, G.D., Ryan, T.W., Sobotowski, R.A., Wall, J.C., Hobbs, C.H., Passavant, G.W. ve Bond, T.J., (2000). "EPA HDEWG Program - Engine Test Results", International Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exposition, 19-22 Haziran 2000, Paris.
- [83] Faiz, A., Weaver, C.S. ve Walsh, M.P., (1996). Air Pollution from Motor Vehicles : Standarts and Technologies for Controlling Emissions, 1. Baskı, The World Bank, Washington.
- [84] Organ, G., (2014). EGR Anti-Pollution System Maintenance, kleentek.net.au/engine-reconditioning/egr-anti-pollution-system-reconditioning, 21 Kasım 2016.
- [85] Hussain, J., Palaniradja, K., Alagumurthi, N. ve Manimaran, R., (2012). "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Performance and Emission Characteristics of a Three Cylinder Direct Injection Compression Ignition Engine", Alexandria Engineering Journal, 51(2012):241-247.
- [86] Kumar, B.R. ve Saravanan, S., (2015). "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Performance and Emissions of a Constant Speed DI Diesel Engine Fueled with Pentanol/Diesel Blends", Fuel, 160(2015):217-226.
- [87] Jaaskelainen, H., (2010). Low Temperature Combustion, www.Dieselnet.com/tech/engine_ltc.php, 22 Kasım 2016.

- [88] Epping, K., Aceves, S., Bechtold, R. ve Dec, J., (2002). "The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions", Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition, 21-24 Ekim 2002, San Diego, California.
- [89] Yücesu, H.S., Can, Ö., Çınar, C., Güçlü Yavuzcan, H. ve Önder, M., (2011). "Bir Dizel Motorunda Kısmi ve Tam HCCI Uygulaması", 6th International Advanced Technologies Symposium, 16-18 Mayıs 2011, Elazığ.
- [90] Kumar, P. ve Rehman, A., (2014). "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Combustion Engine-A Review", IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, 11(6):47-67.
- [91] Singh, A.P. ve Agarwal, A.K., (2012). "An Experimental Investigation of Combustion, Emissions and Performance of a Diesel Fuelled HCCI Engine", SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series, Paper No: 2012-28-0005.
- [92] Yavaşlıoğlu, İ., (1984). Motorlu Taşıtlarda Yakıt Tasarrufu, 1. Baskı, Doğan Matbaası, İstanbul.
- [93] Kim, T.Y., Park, C., Oh, S. ve Cho, G., (2016). "The Effects of Stratified Lean Combustion and Exhaust Gas Recirculation on Combustion and Emission Characteristics of an LPG Direct Injection Engine", Energy, 115(2016):386-396.
- [94] Eastwood, P., (2001). Critical Topics in Exhaust Gas Aftertreatment, 2. Baskı, Research Studies Press, Baldock, Hertfordshire.
- [95] Cheremisinoff, N.P., (2002). Handbook of Air Pollution Prevention and Control, 1. Baskı, Elsevier Science, Woburn, Massachusetts.
- [96] Sharaf, J., (2013). "Exhaust Emissions and Its Control Technology for an Internal Combustion Engine", IJERA Internal Journal of Engineering Research and Applications, 3(4):947:960.
- [97] Muric, K., Stenlaas, O., Tunestal, P. ve Johansson, B., (2014). "An in-Cycle Based NOx Reduction Strategy Using Direct Injection of AdBlue", International Journal of Engine Research, 7(4):1984-1996.
- [98] Demiröz, G., (2010). Seçici Katalitik İndirgeme Sisteminin Ağır Taşıt Motorlarında Kullanımının Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [99] US EPA United States Environmental Protection Agency, Air Pollution Control Technology Fact Sheet, Doküman Numarası: EPA-452/F-03-032, <https://www3.epa.gov/ttn/catc/dir1/fscr.pdf>, 09 Ocak 2017.
- [100] Havenith, C., Verbeek, R.P., Heaton, D.M. ve van Sloten, P., (1995). "Development of a Urea DeNOx Catalyst Concept for European Ultra-Low Emission Heavy-Duty Diesel Engines", International Truck & Bus Meeting & Exposition, 13-15 Kasım 1995, Winston-Salem, North Carolina.
- [101] US EPA United States Environmental Protection Agency, Air Pollution Control Technology Fact Sheet, Doküman Numarası: EPA-452/F-03-031, <https://www3.epa.gov/ttn/catc/dir1/fsncr.pdf>, 09 Ocak 2017.

- [102] US EPA United States Environmental Protection Agency, (2002). EPA Air Pollution Control Cost Manual, Doküman Numarası: EPA/452/B-02-001, https://www3.epa.gov/ttn/catc1/dir1/c_allchs.pdf, 09 Ocak 2017.
- [103] EPA - Environmental Protection Agency, NonSelective Catalytic Reduction, https://www3.epa.gov/ttnchie1/mkb/documents/B_16a.pdf, 07 Aralık 2016.
- [104] Tsukahara, M., Yoshimoto, Y. ve Murayama, T., (1989). "Influence of Emulsified Fuel Properties on the Reduction of BSFC in a Diesel Engine", International Off-Highway & Powerplant Congress and Exposition, 11-14 Eylül 1989, Milwaukee, Wisconsin.
- [105] Tsao, K.C. ve Xu, Y., (1989). "A Further Look on Micro-Explosion of Water Emulsion Fuel Droplets", International Off-Highway & Powerplant Congress and Exposition, 11-14 Eylül 1989, Milwaukee, Wisconsin.
- [106] Shah, D.O., (1985). Macro- and Microemulsions : Theory and Applications, 1. Baskı, American Chemical Society, Washington.
- [107] Griffin, W.C., (1949). "Classification of Surface-Active Agents by HLB", Journal of the Society of Cosmetic Chemists, 1(5):311-326.
- [108] Çelebi, N., (2009). Modern Farmasötik Teknoloji, 2. Baskı, Türk Eczacılar Birliği Eczacılık Akademisi Yayını, Ankara.
- [109] Griffin, W.C., (1954). "Calculation of HLB Values of Non-Ionic Surfactants", Journal of the Society of Cosmetic Chemists, 5(4):249-256.
- [110] Lanzafame, R., (1999). "Water Injection Effects in a Single-Cylinder CFR Engine", International Congress and Exposition, 01-04 Mart 1999, Detroit, Michigan.
- [111] Ryu, K. ve Oh, Y., (2004). "Effect of Water Induction on the Performance and Exhaust Emissions in a Diesel Engine", KSME Korean Society of Mechanical Engineers International Journal, 18(9):1640-1647.
- [112] Sandberg, L. ve Scheuer, B., (1985). "Turbo Charged Combustion Engine with Water Injection", Amerika Birleşik Devletleri Patent Numarası: US4558665.
- [113] Lestz, S.J., Melton, R.B. ve Rambie ,E.J. (1975). "Feasibility of Cooling Diesel Engines by Introducing Water into the Combustion Chamber", SAE Society of Automotive Engineers Technical Paper Series, Paper No: 750129.
- [114] Steinhilber, T. ve Sattelmayer, T., (2006). "The Effect of Water Addition on HCCI Diesel Combustion", Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition, 16-19 Ekim 2006, Toronto.
- [115] Psota, M.A., Easley, W.L., Fort, T.H. ve Mellor, A.M., (1997). "Water Injection Effects on NOx Emissions for Engines Utilizing Diffusion Flame Combustion", International Spring Fuels & Lubricants Meeting, 05-08 Mayıs 1997, Dearborn, Michigan.
- [116] Tosa, Y. ve Nagae, Y., (1992). "Water-Injection Diesel Engine", Amerika Birleşik Devletleri Patent Numarası: US4558665.

- [117] Wirbeleit, F., Raab, A. ve Lehner, W., (1996). "Fuel Injection System for an Internal-Combusion Engine", Amerika Birleşik Devletleri Patent Numarası: US5529024.
- [118] Allbiz, Dizel Motorlar, tr.all.biz/el/petrelaiokinitres-g75260, 14 Eylül 2017.
- [119] Varriale, Lombardini Spare Parts, <http://www.varriale.com/en/3LDZ.jpg>, 14 Eylül 2017.
- [120] Lombardini Service, Workshop Manual Engine Series 3-4LD, service.lombardinigroup.it/documents/Manuali%20Officina/English/Work%20Shop%20Manual%20GR%203-4%20matr%201-5302-556.pdf, 14 Eylül 2017.
- [121] Arslan, H.E., (1994). Taşıt Motorlarında Araştırma ve Deney Teknikleri, İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası, İstanbul.
- [122] Avrupa Elektronik, Esit STCS S Tipi C3 Loadcell, www.avrupaelektronik.com.tr/?newUrun=1&Id=1554178&CatId=bs270911&Fstate=&/ES%C4%B0T-STCS-S-T%C4%B0P%C4%B0-C3-LOADCELL, 20 Haziran 2017.
- [123] Bosch Garden, Bahçe Aletleri, https://www.bosch-garden.com/tr/tr/bah%C3%A7ealetleri/bah%C3%A7e-aletleri/aqt-33-11-3165140805421-199970.jsp#tab_zubehoer, 28 Haziran 2017.
- [124] Bosch AQT 3311 Yüksek Basınç Pompası Kullanma Kılavuzu.
- [125] Suku Druck & Temperatur, Type 60 Shut-off Valve, en.suku.de/produkte/type-60-shut-off-valve-male-x-union-nut-din-16270, 28 Haziran 2017.
- [126] Opkon Optik Artımsal Rotary Enkoder Model PRI 50 Kullanma Kılavuzu.
- [127] Opkon, Rotary Inkremental Enkoderler PRI50A, opkon.com.tr/Content/Upload/Urun/Dosya/f08fbd386c5e461b9f2e93d65a8d2e46.pdf, 17 Eylül 2017.
- [128] Elektronikhobi, Basınç Sensörleri, <http://elektronikhobi.net/basinc-sensorleri>, 20 Eylül 2017.
- [129] Inter Technology, High-Temperature Pressure Sensor for Combustion Engine Measurement – Type 6052B1, http://www.intertechnology.com/Kistler/pdfs/Pressure_Model_6052B1.pdf, 20 Eylül 2017.
- [130] AVLcechy, Emisní přístroj AVL DiCom 4000, <http://www.avlcechy.cz/ditest-dicom.html>, 27 Haziran 2017.
- [131] Automotive Electronic Control Systems, AVL Emission Tester Series 4000, http://www.aecs.net/products/avl%20flyers/Emissiontester_Serie_4000_Englisch.pdf, 20 Haziran 2017.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Serkan GALATA
Doğum Tarihi ve Yeri : 23.12.1992 – Tekirdağ
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : serkan.galata@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2014
Lise	Fen Bilimleri	Tekirdağ-Çorlu Mehmet Akif Ersoy Anadolu Lisesi	2010

YAYINLARI

Bildiri

1. Işın, Ö., Galata, S., Ergenç, A.T. ve Ergenç, A.F., (2017). “Experimental Investigation of High Pressure Water Injection on the Engine Performance and Exhaust Emissions of a SI Engine”, ICAME 2017 - International Conference on Advances in Mechanical Engineering, 19-21 Aralık 2017, İstanbul.

Proje

1. Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü, İçten Yanmalı Motorlarda Su Enjeksiyonunun Motor Performansı ve Egzoz Emisyonları Üzerine Olan Etkisinin Deneysel Araştırılması, Proje Numarası: 2016-06-01-YL01.