

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

**FARKLI METİL ESTER YAKITLARLA ÇALIŞAN BİR DİZEL MOTORUNDA SU
BUHARI ENJEKSİYONUNUN PERFORMANSA VE NO_x EMİSYONLARINA
ETKİLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI**

TANER ÇOŞGUN

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

**DANIŞMAN
PROF. DR. ADNAN PARLAK**

İSTANBUL, 2012

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**FARKLI METİL ESTER YAKITLARLA ÇALIŞAN BİR DİZEL MOTORUNDA SU
BUHARI ENJEKSİYONUNUN PERFORMANSA VE NO_x EMİSYONLARINA
ETKİLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI**

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

Tez Danışmanı

Prof.Dr.Adnan Parlak
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof.Dr.Adnan Parlak
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Yasin Üst
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç.Dr.Cengiz Deniz
İstanbul Teknik Üniversitesi

Bu çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü' nün YTU 2011-10-02-KAP01 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Farklı yakıtlarla çalışan bir dizel motorunda elektronik kontrollü su buharı enjeksiyonunun NO_x emisyonlarına etkilerinin araştırılması konulu tez çalışmamın başlamasına ve ilerlemesine yardımcı olan tez danışmanım Prof.Dr.Adnan Parlak'a teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmaları gerçekleştirmemiz esnasında bizden hiçbir yardımı esirgemeyen Yard.Doç.Dr.Vezir AYHAN, Arş.Gör.İdris CESUR, Arş.Gör.Barış BORU ve Arş.Gör.Görkem Kökkülünk'e, teorik çalışmalarımızda destek olan Arş.Gör.Güven Gonca'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Tez hazırlama sürecimde gösterdikleri sabır ve destek için değerli arkadaşlarım Arş.Gör. Serdar Turgut İnce, Arş.Gör.Ali Doğrul, Arş.Gör.Yavuz Hakan Özdemir, Arş.Gör.Özgür Demir, Arş.Gör.Ahmet Yurtseven ve Arş.Gör.Ömer Kemal Kınacı'ya şükranlarımı sunarım.

Hayatımın her aşamasında yanımda olduklarını hissettiren ve benden hiçbir desteği esirgemeyen aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Taner ÇOŞGUN

Temmuz, 2012

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖNSÖZ	iv
İÇİNDEKİLER	v
SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xiv
ÖZET	xv
ABSTRACT	xvii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Taraması	1
1.2 Tezin Amacı.....	9
1.3 Hipotez.....	9
BÖLÜM 2	
DİZEL MOTOR KAYNAKLI KİRLETİCİ EMİSYONLAR	10
2.1 Kirletici emisyonlar ve oluşum nedenleri	10
2.2 Dizel motor kaynaklı zararlı emisyonlar	12
2.2.1 Hidrokarbonlar	12
2.2.2 Karbonmonoksit	12
2.2.3 Azot oksitler	14
BÖLÜM 3	
BİYODİZEL.....	16
3.1 Biyodizelin Yakıt Olarak Özellikleri	18
3.2 Biyodizel Üretim Yöntemleri	19
3.2.1 Mikroemülsiyon.....	20
3.2.2 Seyreltme.....	21
3.2.3 Piroliz	21

3.2.4	Transesterifikasyon.....	21
BÖLÜM 4		
MATERYAL VE METOD		26
4.1	Biyodizel Üretimi	26
4.2	Deney düzeneği	30
4.2.1	Deney motoru.....	31
4.2.2	Dinamometre.....	32
4.2.3	Sıcaklık ölçümleri	32
4.2.4	Emisyon ölçümü	33
4.2.5	Motor Hızı Ölçümü	33
4.3	Buhar Eldesi ve Enjeksiyonu İçin Yapılan İşlemler	34
4.3.1	Buhar Eldesi	34
4.3.2	Motor emme hattına buhar enjektörünün konumlandırılması	34
4.3.3	Silindir İçi Basıncın Ölçülmesi	35
4.4	Deney Yöntemi	36
4.5	Hesaplamalarda Kullanılan Formüller	38
4.5.1	Döndürme momenti ve efektif güç	39
4.5.2	Efektif verim	39
4.5.3	Ortalama efektif basınç	40
4.5.4	Özgül yakıt sarfiyatı	40
4.5.5	Silindir içi basıncın istatistiksel analizi	40
BÖLÜM 5		
DENEYSEL SONUÇLAR		42
5.1	Performans Verileri.....	42
5.1.1	Döndürme Momenti.....	42
5.1.2	Efektif Güç	48
5.1.3	Özgül Yakıt Sarfiyatı	50
5.2	Emisyon Verileri.....	52
5.2.1	Azot Oksit.....	52
5.2.2	Hidrokarbon Emisyonları	61
5.2.3	Karbonmonoksit emisyonları.....	65
5.3	En Fazla NO _x Azalmasının Sağlandığı Durumlar İçin Performans ve Emisyon Değerleri.....	68
BÖLÜM 6		
TEORİK YANMA MODELİ		71
6.1	Tek Bölgeli Yanma Modeli	71
6.2	İki Bölgeli Model	77
6.3	Teorik Yanma Modelinin Sonuçları ve Deneysel Veriler İle Karşılaştırma	81
6.3.1	Tek Bölgeli Yanma Modeli	81
6.3.1.1	NO Emisyonları.....	81
6.3.1.2	Döndürme Momenti Değerleri	83

6.3.1.3	Özgöl Yakıt Sarfiyatı	84
6.3.1.4	Efektif Güç	86
6.3.1.5	Efektif Verim.....	88
6.3.1.6	Silindir İçi Basınçlar.....	89
6.3.2	İki Bölgei Yanma Modeli	95
6.3.2.1	Net Isı Çıkışı	95
BÖLÜM 7		
SONUÇ VE ÖNERİLER		98
KAYNAKLAR		101
ÖZGEÇMİŞ		106

SİMGE LİSTESİ

M_d	Döndürme Momenti
P_e	Efektif Basınç
η_e	Efektif Verim
P_{me}	Ortalama Efektif Basınç
b_e	Özgöl Yakıt Safriyatı
n	Motor Devri
H_u	Yakıtın Alt Isıl Değeri
Q_{net}	Net Isı Çıkışı
γ	Özgöl Isılar Oranı
Δh	Yanma Entalpisi
x_b	Yanma Kesri
Q	Anlık Krank Açısı
$\dot{m}_y$	Kullanılan Yakıtın Kütlesi

KISALTMA LİSTESİ

ECU	Electronic Control Unit, Elektronik Kontrol Ünitesi
HFK	Hava Fazlalık Katsayısı
EGR	Exhaust Gas Recirculation, Egsoz Gazı Geri Dolaşımı
NOx	Azot Oksit
HC	Hidro Karbon
PM	Partikül Madde
IMO	International Maritime Organization
US EPA	US Environmental Protection Agency
EIA	US Energy Information Administration
ME	Metil Ester
AME	Ayçiçekyağı Metil Esteri
KME	Kanola Metil Esteri
SME	Soya Metil Esteri
ÖYS	Özgöl Yakıt Sarfiyatı

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Havadaki CO konsantrasyonunun ve solunum süresinin insan sağlığı üzerindeki etkisi	13
Şekil 3.1 Dünya biyodizel üretimi	16
Şekil 3.2 2009 yılındaki dünya biyoyakıt üretimi	17
Şekil 3.3 Bitkisel yağların dizel motorlarda kullanılma yöntemleri	20
Şekil 3.4 Transesterifikasyon aşamaları	23
Şekil 4.1 Metil ester üretim aşamalarının şematik gösterimi	27
Şekil 4.2 Dönel buharlaştırıcı	28
Şekil 4.3 Ayırma Hunisinde Ester-Gliserin Ayrışması.....	28
Şekil 4.4 NF 400 model santrifüj ayırıcı	29
Şekil 4.5 Deney düzeneği.....	30
Şekil 4.6 Test Düzeneğinin şematik görünümü	30
Şekil 4.7 Deney Motoru	31
Şekil 4.8 Deneylerde Kullanılan Dinamometre ve Loadcell.....	32
Şekil 4.9 Sıcaklık Ölçüm Düzeni	32
Şekil 4.10 Emisyon Ölçüm Cihazı	33
Şekil 4.11 Devir Ölçer	33
Şekil 4.12 Buhar Eldesi için Kullanılan Tüp	34
Şekil 4.13 (a) Silindir Kapağına Açılmış Enjektör Yuvası (b) Enjektör Yuvasına Takılmış Buhar Enjektörü	35
Şekil 5.1 Dizel yakıt kullanımı durumundaki moment değerleri	43
Şekil 5.2 Farklı AME Karışımlarına Buhar Enjeksiyonun döndürme momentine Etkileri	44
Şekil 5.3 Farklı KME Karışımlarına Buhar Enjeksiyonun döndürme momentine Etkileri	45
Şekil 5.4 Farklı SME Karışımlarına Buhar Enjeksiyonun döndürme momentine etkileri	46
Şekil 5.5 Farklı yakıt türlerine göre döndürme momentinin yüzde olarak değişimleri	47
Şekil 5.6 Dizel yakıtı buhar enjeksiyonun efektif güce etkileri	48
Şekil 5.7 Farklı yakıt türlerine göre efektif güçteki değişimler	49
Şekil 5.8 Dizel yakıtı buhar enjeksiyonun efektif güce etkileri	50
Şekil 5.9 Farklı yakıt türlerine göre ÖYS değişimleri.....	51
Şekil 5.10 Farklı AME ve buhar oranlarındaki NOx emisyonu değerleri	52

Şekil 5.11	Farklı AME ve buhar oranları için NO _x değişim miktarları	53
Şekil 5.12	1200 devirde %10 AME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler	54
Şekil 5.13	1200 devirde %10 AME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler	54
Şekil 5.15	Farklı KME ve buhar oranlarındaki NO _x emisyonu değerleri	55
Şekil 5.15	Farklı KME ve buhar oranlarındaki NO _x emisyonu değerleri	56
Şekil 5.16	Farklı KME ve buhar oranları için NO _x değişim miktarları	56
Şekil 5.17	1200 devirde %10 KME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler	57
Şekil 5.18	1800 devirde %10 KME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler	57
Şekil 5.19	2400 devirde %10 KME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler	57
Şekil 5.20	Farklı SME ve buhar oranlarındaki NO _x emisyonu değerleri	58
Şekil 5.21	Farklı SME ve buhar oranları için NO _x değişim miktarları	59
Şekil 5.22	1200 devirde %20 SME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler	59
Şekil 5.23	1800 devirde %20 SME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler	60
Şekil 5.24	2400 devirde %10 KME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler	60
Şekil 5.25	Farklı ME tipleri ve buhar oranları için NO _x değişim miktarları	61
Şekil 5.26	Farklı AME ve buhar oranları için HC emisyonu değerleri	61
Şekil 5.27	Farklı KME ve buhar oranları için HC emisyonu değerleri	63
Şekil 5.28	Farklı SME ve buhar oranları için HC emisyonu değerleri	64
Şekil 5.29	Farklı AME ve buhar oranları için CO emisyonu değerleri	65
Şekil 5.30	Farklı KME ve buhar oranları için CO emisyonu değerleri	66
Şekil 5.31	Farklı SME ve buhar oranları için CO emisyonu değerleri	67
Şekil 5.32	NO _x emisyonlarının standart değere göre yüzde olarak değişimi	68
Şekil 5.33	En fazla NO _x emisyonu düşüşü sağlayan değerler için CO ₂ emisyonlarının yüzde olarak değişimleri	69
Şekil 5.34	En Fazla NO _x Emisyonu Düşüşü Sağlayan durumlar İçin moment değerlerinin Yüzde Olarak Değişimleri	70
Şekil 6.1	Tek bölgeli yanma modeli	71
Şekil 6.2	İki bölgeli yanma modeli	77
Şekil 6.3	Standart dizel yakıt için teorik ve deneysel NO emisyonu değerlerinin karşılaştırılması	81
Şekil 6.4	AME karışımları için teorik ve deneysel NO değerlerinin verilerinin karşılaştırılması	82
Şekil 6.5	KME karışımları için teorik ve deneysel NO emisyonu değerlerinin karşılaştırılması	82
Şekil 6.6	SME karışımları için teorik ve deneysel NO emisyonu değerlerinin karşılaştırılması	82
Şekil 6.7	Standart dizel yakıt için teorik ve deneysel moment değerlerinin karşılaştırılması	83

Şekil 6.8	AME karışımları için teorik ve deneysel moment değerlerinin karşılaştırılması	83
Şekil 6.9	KME karışımları için teorik ve deneysel moment değerlerinin karşılaştırılması	84
Şekil 6.10	SME karışımları için teorik ve deneysel moment değerlerinin karşılaştırılması	84
Şekil 6.11	Standart dizel yakıt için teorik ve deneysel ÖYS değerlerinin karşılaştırılması	85
Şekil 6.12	AME karışımları için teorik ve deneysel ÖYS değerlerinin karşılaştırılması	85
Şekil 6.13	KME karışımları için teorik ve deneysel ÖYS değerlerinin karşılaştırılması	85
Şekil 6.14	SME karışımları için teorik ve deneysel ÖYS değerlerinin karşılaştırılması	86
Şekil 6.15	Standart dizel yakıt için teorik ve deneysel efektif güç değerlerinin karşılaştırılması	86
Şekil 6.16	AME karışımları için teorik ve deneysel efektif güç değerlerinin karşılaştırılması	87
Şekil 6.17	KME karışımları için teorik ve deneysel efektif güç değerlerinin karşılaştırılması	87
Şekil 6.18	SME karışımları için teorik ve deneysel efektif güç değerlerinin karşılaştırılması	87
Şekil 6.19	Standart dizel yakıt için teorik ve deneysel efektif verim değerlerinin karşılaştırılması	88
Şekil 6.20	AME karışımları için teorik ve deneysel efektif verim değerlerinin karşılaştırılması	88
Şekil 6.21	KME karışımları için teorik ve deneysel efektif verim değerlerinin karşılaştırılması	89
Şekil 6.22	KME karışımları için teorik ve deneysel efektif verim değerlerinin karşılaştırılması	89
Şekil 6.23	Dizel yakıt kullanımında 1200 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar	90
Şekil 6.24	Dizel yakıt kullanımında 1800 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar	90
Şekil 6.25	Dizel yakıt kullanımında 2400 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar	90
Şekil 6.26	%10AME+%20 Buhar uygulamasında 1200 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar	91
Şekil 6.27	%10AME+%20 Buhar uygulamasında 1800 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar	91
Şekil 6.28	%10AME+%20 Buhar uygulamasında 2400 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar	92
Şekil 6.29	%10KME+%10 Buhar uygulamasında 1200 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar	92
Şekil 6.30	%10KME+%10 Buhar uygulamasında 1800 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar	93
Şekil 6.31	%10KME+%10 Buhar uygulamasında 2400 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar	93

Şekil 6.32	%20 SME+%10 Buhar uygulamasında 1200 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar	94
Şekil 6.33	%20 SME+%10 Buhar uygulamasında 1800 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar	94
Şekil 6.34	%20 SME+%10 Buhar uygulamasında 1800 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar	94
Şekil 6.35	Standart dizel yakıt kullanımında 1200 devirdeki net ısı çıkışı	95
Şekil 6.36	%10 AME+%20 Buhar uygulamasındaki net ısı çıkışları	96
Şekil 6.37	%10 KME+%10 Buhar uygulamasındaki net ısı çıkışları	96
Şekil 6.38	%20 SME+%10 Buhar uygulamasındaki net ısı çıkışları	97

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Zararlı Maddelerin Tehlike Sınırları	11
Çizelge 3.1 Çeşitli yakıtların özellikleri	19
Çizelge 4.1 Deney Motorunun Teknik Özellikleri	31
Çizelge 4.2 Basınç sensörü ve şarf amplifikatörün teknik özellikleri	36
Çizelge 4.3 Motor testlerinde ölçülen parametreler ve ölçüm cihazları	37

**FARKLI METİL ESTER YAKITLARLA ÇALIŞAN BİR DİZEL MOTORUNDA SU
BUHARI ENJEKSİYONUNUN PERFORMANSA VE NO_x EMİSYONLARINA
ETKİLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI**

TANER ÇOŞGUN

Gemi İnşaatı Ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Adnan PARLAK

Dizel yakıt, yenilenemeyen yakıtlar kategorisindedir ve kaynaklarının belirli bir zaman sonra tükenmesi muhtemeldir. Neden olduğu yüksek miktardaki zararlı emisyonlar, elde edilmesi ve taşınması esnasında ortaya çıkan güçlükler ve yüksek maliyetler de göz önünde bulundurulursa, dizel yerine kullanılabilecek yenilenebilir yakıtlara gereksinim duyulmaktadır. Biyoyakıtlar, yenilenebilir olması, temin edilmesinin kolaylığı ve motor emisyonlarını azaltması gibi nedenlerden dolayı fosil yakıtlara alternatif olarak görülmektedir.

Pek çok yönden dizel yakıttan daha çevreci olan biyoyakıtların en önemli dezavantajı içerdikleri yüksek miktarda oksijen nedeniyle NO_x emisyonlarında artışa neden olmalarıdır. NO_x emisyonları insan ve çevre sağlığı üzerinde neden oldukları büyük zarar nedeniyle Avrupa Birliği, IMO, US EPA gibi pek çok uluslararası kuruluş tarafından sürekli sıkılaştırılan düzenlemelerle kontrol altına alınmaya çalışılmaktadır.

Bu tez çalışmasında biyoyakıtlardan salınan yüksek NO_x emisyonunu kontrol altına almak için farklı yakıtlarla çalışan tek silindirli tabi emişli bir dizel motoruna emme manifolduna farklı oranlarda su buharı püskürtme uygulaması yapılarak performans ve emisyonlara olan etkisi deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Tam yük şartlarında gerçekleştirilen deneysel çalışmada üç farklı tipte metil ester ve dizel yakıt karışımları (kütlece %10,%20) ile çalışan motora farklı oranlardaki (%10, %20, %30) buhar enjeksiyonunun emisyon ve performansa etkileri incelenmiştir. Teorik çalışmada ise üç

farklı metil esterin yanması tek ve iki bölgeli yanma modeline göre modellenmiş, elde edilen teorik sonuçlar deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Dizel Motorlar, Biyodizel, Emisyon, Su Buharı Enjeksiyonu, Yanma Modeli

A Theoretical And Experimental Study on The Effects of Water Steam Injection on NOx Emissions of Direct Injection Diesel Engine Running with Different Biodiesel Blends

Taner oşgun

Department of Naval Architecture and Maritime Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Adnan Parlak

Diesel fuel can be considered as a non-renewable fuel and will probably last for a limited period of time. By taking into account of high content of harmful emissions, challenges and high costs in gathering-transporting processes, there is an increasing need to develop new sources that could be alternatives to diesel fuels. In this regard, biofuels are seen as an alternative for diesel fuel owing to renewability, biodegradability and generating acceptable quality exhaust gases.

The biggest penalty of biofuels, which are much more environmental friendly than conventional diesel in many aspects, is the increase in NOx emissions due to high level oxygen content. NOx emissions are tried to be controlled by international agencies such as European Union, IMO and US EPA with increasingly tightened regulations because of their harmful effects on human and environmental health.

In this study, effects of water steam injection to the intake manifold of a single cylinder diesel engine to performance and emissions are investigated by experimentally and theoretically, in order to control the high NOx emissions originated from biofuels. In the experimental work, which is conducted in full load conditions, three different types of methyl esters are used in mixture with diesel fuel (10%, 20% by mass), and performance and emission changes are observed by injection of variable ratios of water steam (10%, 20%, 30%). Meanwhile the theoretical study covers modeling of

combustion of three different types of methyl esters with single and two zone combustion models, results derived from this work are validated with experimental values.

Key words: Diesel Engines, Biodiesel, Emission, Steam Injection, Combustion Modeling

1.1 Literatür Taraması

Dizel motorlarında kirletici emisyonları düşürmek amacıyla su kullanımı yakıtla birlikte emülsiyon hazırlama, emme manifolduna su enjeksiyonu ve silindir içine su enjeksiyonu şeklinde farklı yollarla yapılabilmektedir.

Bu yöntemlerden ilk uygulanmaya başlananı olan dizel-su emülsiyon yönteminin teorisi uzun zaman önce ortaya konmuştur. Law [1] teorik çalışmasın da emülsife biçimde yakıt içerisine katılan suyun, yanma ortamındaki yüksek basınç ve sıcaklıkla birlikte mikro-patlamalar yaparak yakıtın daha iyi atomize olmasını sağlayacağını ve bu sayede yanmayı iyileştireceğini ortaya koymuştur. Yanmanın iyileşmesiyle birlikte is emisyonlarının azalmasının yanında, suyun alev cephesindeki yüksek sıcaklığı düşürerek NO_x emisyonlarında da azalma sağlayacağını belirtmiştir. Emülsiyon yönteminin kullanımıyla birlikte emisyonlarda beklenen bu azalma pek çok araştırmacı tarafından deneysel verilerle de ortaya konmuştur.

Abu-zaid [2] su-dizel emülsiyonunun motor performansına ve egzoz gazı sıcaklığına etkilerini araştırdıkları çalışmalarında, tek silindirli bir dizel motoruna farklı devirlerde hacimce % 0, 5, 10, 15 ve 20 oranlarında su içeren emülsiyon karışımları göndermişlerdir. Deneyler sonucunda dizel yakıt içerisine su ilavesinin yanma verimini iyileştirdiğini gözlemlemiştir. Ayrıca yakıt içerisindeki su oranı arttıkça tork, güç ve verim iyileşirken, yakıt tüketimi ve egzoz gaz sıcaklığının azaldığını saptamıştır. Bu durumun yakıt içerisindeki suyun, enjeksiyon esnasında ki atomizasyonunu ve yanmayı

iyileştirmesinden, pik yanma sıcaklığını düşürmesinden ve tutuşma gecikmesi süresini uzatmasından kaynaklandığını belirtmiştir.

Armas vd. [3] deneysel çalışmalarında aşırı doldurmalı, ön yanma odalı bir dizel motorunda su-dizel emülsiyonu yönteminin kirletici emisyonlara etkisini araştırmışlardır. Deneyler sonucunda su-dizel emülsiyonu yönteminin standart dizel yakıtı oranla NO_x emisyonlarını azaltılmasında etkili olduğu görülmüş, bu sonucun da suyun buharlaşma etkisi nedeniyle yerel adyabatik alev sıcaklığındaki azalmaya bağlamışlardır. Ayrıca, su-dizel emülsiyonu kullanımı durumunda HC ve is emisyonlarının da azalma eğiliminde olduğu saptanmış, yakıt içerisindeki emülsife durumdaki suyun daha iyi bir atomizasyon ve yanma sağlayarak bu sonucu meydana getirdiği öngörülmüştür.

Selim vd. [4], su- dizel emülsiyonu yönteminin motorunun termal yükleri ve ısı akısına etkilerini inceledikleri çalışmalarında, ön yanma odalı bir dizel motorunda emülsife yakıt kullanımı esnasındaki silindir duvarı ve silindir kafasındaki ısı akısı, termal yükler ve metal sıcaklığı dağılımlarını ölçmüşlerdir. Deneyler sonucunda yakıt içerisine su ilavesinin silindir duvarı ve silindir kafasına ısı akısını azalttığı ve silindir duvarındaki ısı gerilmeleri düşürdüğünü gözlemlemişlerdir.

Mevcut çalışmalarda emülsife yakıtı çeşitli katkıları eklenerek emisyonlarda daha fazla azalma elde edilmeye çalışıldığına rastlamak da mümkündür. Basha vd. [5], su-dizel emülsiyonuna karbon nanotube katkısının dizel motoru emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. Çalışmada, hacimce %98 dizel yakıt, %5 su ve %2 surfactant (Span 80 ve tween 80)içeren emülsiyona, kütlece 25 ve 50 ppm oranında olacak şekilde karbon nanotube ilave etmişlerdir. Deneyler sonucunda karbon nanotube'leri karışımli su-dizel emülsiyonun, normal su-dizel emülsiyonuna oranla NO_x emisyonlarını azaltmada daha başarılı olduğu gözlemlenmiş, bunun da karbon nanotube katkısının silindir içerisindeki yanma sıcaklığını azaltmasından, yakıt damlacıklarının yüzey alanını arttırmasından ve daha iyi bir atomizasyon sağlayarak yanmayı iyileştirmesinden kaynaklandığı öngörülmüştür. Aynı şekilde, CO, HC ve is emisyonu oranlarının da karbon nanotube karışımli su-dizel emülsiyonunda daha düşük olduğu saptanmıştır.

Subramanian vd. [6] dizel su emülsiyonuna dietil eter katkısı ilave etmiş ve emisyonlara etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerde kütlece 0.4:1 dizel su emülsiyonuna %10 oranında dietil eter ilave edilmiştir. Çalışma sonucunda su-dizel emülsiyonuna dietil eter katkısının tam yükte NO_x ve is emisyonlarını standart dizel ve emülsiyona kıyasla önemli oranda azalttığı ve ayrıca HC ve CO emisyonlarının da azalma eğiliminde olduğu gözlemlenmiştir. NO_x seviyesindeki azalmanın dietil eter kullanımındaki tutuşma gecikmesindeki azalmadan, HC ve CO seviyesindeki azalmanın ise dietil eterin içerdiği %21.6 oranındaki oksijen sebebiyle yanmanın daha iyi tamamlanmasından kaynaklandığı düşünülmüştür. Kısmi yüklerde ise NO_x emisyonlarında ki azalma devam ederken, standart su-dizel emülsiyonu deneylerinde yüksek olduğu gözlenen HC ve CO emisyonlarının hala yüksek seviyede olduğu görülmüştür ve dietil eter kullanımında motorun bir miktar daha kararsız çalıştığı gözlemlenmiştir.

Dizel motorların da kirletici gaz emisyonlarının azaltılması amacıyla su kullanımı yalnızca emülsiyon yöntemiyle sınırlı kalmayıp, bu amaçla geliştirilen bir başka yöntem de su enjeksiyonudur. Bu yöntemde su, emme manifolduna püskürtülerek besleme havasıyla birlikte silindir içerisine alınabildiği gibi direkt olarak silindir içerisine de gönderilebilir.

Subramanian [6] deneysel çalışmasında su-dizel emülsiyonu ve emme manifolduna su enjeksiyonu yöntemlerinin motor performansı, yanma ve emisyonlar üzerine etkilerini karşılaştırmıştır. Her iki yöntemde de dizel yakıtı kütlece 1:4 oranında su kullanılmış, deneyler 1500 rpm devir sayısı ve 23° krank açısında gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda tam yüklerde iki yöntemin de NO emisyonlarında önemli ölçüde azalma sağladığı gözlemlenmiş, kısmi yüklerde ise emülsiyon yönteminin NO emisyonlarında yüksek oranda azalma sağladığı kaydedilmiştir. Is emisyonlarını azaltmada ise emülsiyon yönteminin, emme manifolduna su enjeksiyonu yöntemine göre daha başarılı olduğu belirtilmiştir. Ayrıca pik basınç ve tutuşma gecikmesinin de su enjeksiyon yönteminde daha az olduğu gözlemlenmiştir.

Stanglmaier vd. [8] dizel motoru içerisine su enjeksiyonu yönteminin etkilerini araştırdıkları çalışmada, aşırı doldurmalı, altı silindirli bir dizel motora yakıt enjektörü

üzerinden hacimce %30 oranında su göndermiş ve emisyonlardaki değişimi gözlemlemişlerdir. Deneyler sonucunda, NO_x ve is emisyonlarında ciddi bir azalma gözlemlenmiş, su enjeksiyonunun özgül yakıt tüketimi yönünden de avantaj sağladığı belirtilmiştir. Ayrıca su enjeksiyonuna ilaveten egzoz gazı geri dönüşüm sistemi (EGR) uygulanmasının NO_x ve is emisyonlarını daha da düşük seviyelere indirdiği saptanmıştır.

Chadwell vd. [9] deneysel çalışmalarında bir altı silindirli dizel motorunda silindir içerisine gerçek zamanlı su enjeksiyonu yöntemini test etmişlerdir. Çalışmada özel olarak tasarlanmış bir enjeksiyon sistemi kullanılarak su ve yakıt aynın enjektör üzerinden silindir içerisine gönderilmiş ve emisyonlara olan etkileri gözlemlenmiştir. Deneyler sonucunda silindir içerisine su gönderilmesiyle birlikte NO_x emisyonlarında %42 ye varan bir azalma saptanmıştır. Çalışmanın ikinci kısmında, su enjeksiyonu yöntemiyle birlikte gecikmeli enjeksiyon (retarded injection timing) ve EGR uygulaması yapılmış ve PM emisyonlarının azaldığı, NO_x emisyonlarındaki azalmanın %82'lere kadar yükseldiği görülmüştür. Bu şekilde su enjeksiyonu yönteminin, EGR uygulamalarında karşılaşılan PM emisyonlarındaki artışa da engel olduğu ve birlikte uygulanabileceği öne sürülmüştür. Uygulamalarda su enjeksiyonu yönteminin azaltılan her %1'lik NO_x oranı başına özgül yakıt sarfiyatında %0.05 lik bir artışa neden olduğu saptanmıştır. Bu oran ERG için %0.13, gecikmeli enjeksiyon için ise %0.4 olarak hesaplanmıştır.

Direkt su enjeksiyonu yönteminde su, silindir içerisine yakıt enjektörü üzerinden gönderilebildiği gibi ayrı bir enjektör vasıtasıyla da gönderilebilir. Ohashi vd. [10] türbülans odalı bir dizel motorda su enjeksiyonunun etkilerini araştırdıkları deneysel çalışmalarında, hem ana yanma odasına hem türbülans odasına ayrı bir su enjektörü yerleştirmişlerdir. Deneyler sonucunda gönderilen suyun diğer emisyonlarda kayda değer bir azalma sağlamasa da, türbülans odasındaki alev sıcaklığını düşürdüğünü ve NO_x emisyonlarında önemli azalmalar sağlandığını, bu durumun da özgül yakıt sarfiyatında yükselmeye neden olmadığını gözlemlemişlerdir. Çalışma sonucunda türbülans odasına su enjeksiyonunun, ana yanma odasına su enjeksiyonundan daha etkili olduğu sonucuna varılmıştır.

Direkt su enjeksiyonunun emülsiyon yöntemine göre avantajı su yakıt oranını hız ve yük gibi motor parametrelerine bağlı olarak değiştirebilme imkanının olmasıdır. Bu durum özellikle motorun ısınması gibi durumlarda avantaj sağlar. Ancak bu yöntemin en önemli sakıncası silindir çeperleriyle temas eden suyun yağ filminin bozulmasına ve motordaki korozyon etkilerinin artmasına yol açmasıdır.

Emisyon kontrolü amaçlı su enjeksiyonuna dayanan bir diğer yöntem de emme manifolduna su enjeksiyonudur. Brusca vd. [11] tek silindirli bir dizel motorunda emme havasına su enjeksiyonu yönteminin etkilerini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda emme havasına su enjeksiyonunun NO_x emisyonunu ciddi miktarda azalttığı, su yakıt oranı arttıkça da egzoz gazındaki NO_x konsantrasyonunun azaldığını gözlemişlerdir. NO_x emisyonundaki maksimum azalma kütlece su/yakıt oranı 1.5 iken %40 olarak ölçülmüştür.

Hountalas vd. [12] bir dizel motorunda emme manifolduna su enjeksiyonu ve su-dizel emülsiyonu yöntemlerinin oluşturulan çok bölgeli simülasyon modeli vasıtasıyla kıyaslamasını yapmışlardır. İki yöntem içinde, hem farklı yük koşullarında, hem de %0-30 arasında değişen farklı su oranlarında değişen durumlar modellenmiştir. Çalışma sonucunda, NO emisyonlarını azaltmada iki yöntemin de başarılı olduğu, ancak aynı su-yakıt oranı göz önünde bulundurulduğunda su-dizel emülsiyonu tekniğinin daha etkili olduğu gözlemlenmiştir. Emülsiyon tekniği ile ulaşılan NO azalma %60 değerine ulaşabilmektedir. Ancak emme havasına su enjeksiyonu tekniğinin uygulama yönünden daha basit olduğu, ayrıca püskürtme işlemi üzerinde herhangi bir etki yapmadığı ve motor gücünde neredeyse hiçbir kayba yol açmadığı da vurgulanmıştır.

Orak [13] tek silindirli bir dizel motorunda emme manifolduna su enjeksiyonunun performans ve emisyonlara etkisini araştırmıştır. Deneylerde su/dizel oranı kütlece %150, %100 ve %50 olmak üzere değişken olarak uygulanmıştır. Çalışma sonucunda NO_x emisyonları incelendiğinde su oranlarına göre sırasıyla %74, %70 ve %54 oranlarında düşüş gözlemlenmiştir; su/dizel oranı arttıkça NO_x emisyonlarındaki düşüşün de arttığı dile getirilmiştir. Bu düşüşün, suyun buharlaşmak için ortamdan çektiği ısıyla birlikte ortam sıcaklığının düşmesinden kaynaklandığı vurgulanmıştır. Ayrıca özgül yakıt sarfiyatında da bir miktar iyileşme tespit edilmiş, emme manifolduna su enjeksiyonunun olumlu

etkilerinin yanında, tamamlanmamış yanmadan dolayı HC ve CO emisyonlu seviyelerinde artış görülmüştür. Bunun yanında is emisyonlarında da bir miktar artış belirlenmiş, bu durumun silindir içi soğumadan kaynaklandığı düşünülmüştür.

Emme havasına su enjeksiyonunun bir diğer olumsuz etkisi de aynı miktar NO_x azalması için direkt su enjeksiyonuna oranla iki kat fazla suya gereksinim duyulmasıdır. Ayrıca sıvı halde kalan ve silindir çeperine temas eden su yağ filminin bozulmasına ve aşınma miktarının artmasına neden olmaktadır [14].

Taşıt teknolojilerinin büyük bölümü petrol kaynaklı yakıtlara dayanmaktadır. Petrol rezervlerinin Dünya'nın sınırlı bölgelerinde toplanmış olması ve siyasi-ekonomik gelişmeler belirli dönemlerde enerji krizlerinin yaşanmasına neden olmuş, petrol türevi fosil yakıtlara alternatif arayışlarına girilmiştir. Petrolden elde edilen bir yakıt olan dizele alternatif olarak kullanılabilen yakıtlardan bir tanesi de biyodizeldir. Biyodizel, dizel yakıtla karışımli olarak ya da saf halde kullanılabilir.

Ramadas vd. [15] kauçuk tohumundan (rubber seed) elde edilmiş biyodizelin bir dizel motorda yakıt olarak kullanılması durumunda motordaki etkilerini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda %50 biyodizel karışımının yanma odasında standart dizele oranla daha fazla karbon birikintisi bıraktığı, bu nedenle de yakıt filtresinde, pompada ve yanma odasında daha sık temizleme gerektirdiğini belirtmişlerdir.

Lee vd. [16] bir dizel motorunda hacimce %20 ve %40 oranında soya yağı ve pirinç yağı biyodizeli kullanımının sprey ve atomizasyon karakteristiklerine etkilerini incelemişlerdir. Common rail enjeksiyon sistemli motorda gerçekleştirilen çalışmada, biyodizelin standart dizel yakıtı göre daha yüksek viskoziteye sahip olmasının atomizasyonu olumsuz etkilediği, karışımın biyodizel miktarı arttıkça yüzey geriliminin arttığı, bunun sonucunda da enjeksiyon hızının azalarak daha kötü bir atomizasyona neden olduğu gözlenmiştir. Ayrıca yüksek viskozitenin enjektör nozulu ile yakıt arasındaki sürtünmeyi arttırdığı ve bu yüzden biyodizel yakıtların aynı penetrasyonu sağlamak için standart dizele göre daha yüksek bir enjeksiyon basıncı gerektirdikleri saptanmıştır. Çalışmada ayrıca egzoz emisyonları da ölçülmüş, HC emisyonlarında %55 e varan oranlarda azalma sağlanırken, NO_x emisyonlarının arttığı gözlemlenmiştir.

Sharp [17] direk enjeksiyonlu, ara soğutmalı ve aşırı doldurmalı üç farklı dizel motorunda, soya yağından elde edilmiş biyodizelin saf ve karışım halde kullanımı durumunda egzoz emisyonlarına etkilerini deneysel olarak gözlemlemiştir. Yakıt karışım oranı hacimce %20 biyodizel- %80 standart dizel olarak seçilmiş, çalışma sonucunda tüm motorlarda HC emisyonlarında önemli miktarda azalma sağlandığı gözlenmiştir. Aynı şekilde CO emisyonlarında da ciddi düşüşler görülmüş, bu düşüş saf biyodizel kullanımı durumunda %40 oranına ulaşmıştır. PM emisyonları da benzer biçimde %20-50 oranlarında düşmüştür. HC, CO ve PM emisyonlarında ki bu azalma biyodizelin içerdiği kütle yaklaşık %10'luk yüksek oksijen miktarının bu yanma ürünlerinin oksitlemesine ve yanmanın iyileşmesine bağlanmıştır.

Diğer emisyonlardaki bu olumlu eğilimin yanı sıra NO_x emisyonlarının standart dizele oranla %12 ye kadar arttığı gözlemlenmiştir. Biyodizel yakıtın içerdiği yüksek oksijen miktarı diğer emisyonlarda azalma sağlarken, aynı zamanda yanma sıcaklığını arttırdığı ve oluşan bu yüksek sıcaklığın NO_x seviyesinin yükselmesine neden olduğu düşünülmüştür.

Agarwal vd. [18] dizel motorda keten tohumu yağından elde edilen biyodizel kullanımının performans ve emisyonlara etkilerini araştırmışlardır. Çalışma sonucunda optimum konsantrasyon olarak %20 biyodizel katkısı belirlenmiş, bu oranda termal verimin %2.5 arttığı, özgül yakıt sarfiyatının da azaldığı sonucu elde edilmiştir. Ayrıca, karışımdaki biyodizel oranı arttıkça HC emisyonları azalmış, egzoz sıcaklığı ise artmıştır. NO_x emisyonlarının da standart dizel yakıtı oranla yüksel olduğu görülmüş, bu durumun artan yanma sıcaklığından kaynaklandığı belirtilmiştir.

Yoshimoto vd. [19] biyodizel kullanımı durumunda artan NO_x ve is emisyonlarını azaltma amacıyla emülsiyon ve EGR tekniklerini bir arada uygulamışlardır. Çalışma hacimce %30 su emülsiyonu ve %21 EGR teknikleri önce standart dizel yakıtında uygulanmış, NO_x seviyesi 1090 ppm den 190 ppm e düşmüş, ancak is seviyesi %28 artmıştır. Aynı oranlarda emülsiyon ve EGR biyodizele uygulandığında ise NO_x seviyesi 170 ppm e düşmüş, is emisyonu miktarında ise kötüleşme olmamıştır. Özgül yakıt sarfiyatı ise %4 oranında artmıştır. Çalışma sonucunda emülsiyon ve EGR tekniklerinin

biyodizel kullanımı durumunda ortaya çıkan yüksek NO_x seviyelerini düşürmek için kullanılabileceği, ancak bu durumun yakıt tüketimini arttıracığı ortaya konmuştur.

Tesfa vd. [20] kolza yağından (rapeseed oil) elde edilmiş biyodizelle çalışan dört silindirli, dört stroklu, direk enjeksiyonlu, ara soğutmalı bir dizel motorunda emme manifolduna su enjeksiyonu yönteminin performans ve emisyonlarına etkilerini araştırmışlardır. Çalışma sonucunda su enjeksiyonunun yanma sıcaklığını değiştirmesine rağmen maksimum basınçta kayda değer bir değişime yol açmadığı gözlemlenmiştir. Aynı şekilde yüksek yüklerde özgül yakıt sarfiyatı ve termal verimde de önemli bir değişim olmamıştır. Ancak, düşük yüklerde özgül yakıt sarfiyatında %4 e kadar bir artış olurken, ısı veriminde %3 oranında bir azalma ölçülmüştür. Emme manifolduna su enjeksiyonunun NO_x emisyonlarını %50 ye varan oranlarda azalttığı fakat CO emisyonlarında %40 artış gözlemlendiği belirtilmiştir. Bu duruma su enjeksiyonunun, NO_x emisyonlarının ana nedeni olan silindir içi sıcaklığı düşürürken eksik yanmaya yol açmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Emisyon kontrolü amacıyla silindir içine su gönderme alanında yeni gelişmeye başlayan bir başka yöntem de suyun buhar fazında kullanımıdır. Bu yöntem ile ilgili literatür de fazla çalışma bulunmamaktadır.

Parlak vd. [21] NO_x emisyonlarının azaltılmasında amacıyla silindir içerisine su buharı enjeksiyonu yöntemini uygulamışlardır. Tek silindirli bir dizel motoru üzerinde tam yük şartlarında gerçekleştirilen çalışmada, silindire gönderilen buhar miktarı, geliştirilen bir elektronik kontrol ünitesi (ECU) ile motorun çalışma şartlarına göre değişecek biçimde denetlenmiştir. Deneyler sonucunda NO_x emisyonlarında % 33'lere varan oranda azalma gözlenirken, güç ve moment değerlerinin arttığı ve özgül yakıt tüketiminde azalmaların olduğunu saptanmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Sağlam ve basit yapıları ile yüksek yakıt ekonomileri sebebiyle dizel motorlar günümüzde taşımacılık ve endüstri alanındaki güç ihtiyacının karşılanmasında en önemli kaynaklardan biridir ve kullanımının gelecekte de artarak devam edeceği öngörülmektedir [22]. Ancak Dizel yakıt, yenilenemeyen yakıtlar kategorisindedir ve kaynakları sınırlıdır. Neden olduğu yüksek miktardaki zararlı emisyonlar da göz önünde bulundurulursa, dizel yerine kullanılabilecek yenilenebilir yakıtlara gereksinim duyulmaktadır [23]. Biyoyakıtlar, temin edilmesinin kolaylığı ve motor emisyonlarını azaltması gibi nedenlerden dolayı fosil yakıtlara alternatif olarak görülmektedir [24]. Ancak biyodizelin en önemli dezavantajı, NO_x emisyonlarında artışa yol açmasıdır [25]. NO_x emisyonlarının ana oluşum nedeni silindir içerisinde ulaşılan yüksek sıcaklıklarda havadaki nitrojenin oksijenle tepkimeye girmesidir. Biyodizel yakıtlar içerdikleri yüksek oksijen nedeniyle bu oluşum mekanizmasını hızlandırmaktadır.

Bu tez çalışmasında bitkisel kaynaklı farklı metil esterlerle çalışan bir dizel motorunda, emme manifolduna elektronik kontrollü su buharı enjeksiyonu uygulanarak performans ve NO_x emisyonlarına etkileri araştırılmıştır.

Çalışma sonucunda, performans ve emisyonlar açısından optimum buhar miktarı ve yakıt türü tespit edilmeye çalışılmıştır.

1.3 Hipotez

Biyoyakıt kullanımı durumunda NO_x emisyonlarında artış gözlemlendiği literatürde pek çok çalışmada belirtilmiştir [16],[17],[18]. Silindir içerisine buhar fazında su enjeksiyonunun, yanma esnasında alev cephesinde soğutma etkisi yaparak NO_x emisyonlarının oluşum mekanizmasını yavaşlatacağı, bu durumun da emisyon değerlerinde azalma sağlayacağı düşünülmektedir. Silindir içerisine püskürtülen buhar miktarı geliştirilen ECU vasıtası ile farklı devir sayılarına göre değişen yakıt miktarının yüzdesi olarak belirlenerek, NO_x emisyonlarında beklenen azalmanın tüm çalışma koşullarına yayılması öngörülmüştür. Çalışma sonucunda optimum buhar miktarı belirlenerek sistemin kara taşıtları ve gemi makinelerine uygulanması yönünde bir adım atılacaktır.

DİZEL MOTOR KAYNAKLI KİRLETİCİ EMİSYONLAR

2.1 Kirletici emisyonlar ve oluşum nedenleri

Hava kirliliği, havanın doğal yapısının, doğal bileşiminde bulunan ana maddelerin değişmesi ya da yabancı maddelerin girmesi sonucu, insan sağlığı ve huzurunu etkileyecek, hayvan, bitki ve insan yapılarına zarar verecek biçimde bozulmasıdır. Ancak bu tanımlama içerisinde yer alan tüm bileşenlerin kirletici olarak etkileri bunların hava içindeki oranlarına ve etki sürelerine bağlıdır.

Hava kirliliğinin oluşmasında, rüzgâr, sıcaklık, nem, basınç ve enversiyon (atmosferde belli kalınlıkta bir tabaka içerisinde normal olarak sıcaklığın yukarıya doğru azalması gerekirken tam tersine sıcaklığın artması hali) gibi meteorolojik değişkenler ve olaylar, topoğrafik-jeomorfolojik özellikler gibi doğal etkenler rol alsalar da ana kaynak yanma olayıdır.

Fosil yakıtlar temelde hidrojen (H_2) ve karbondan (C) oluşmuşlardır. Yanma olayına yakıtın oksijenle birleşmesi gibi bakılabilir. Yakıtın yanması, yakıt içerisindeki yanabilen elemanlar ile havanın oksijeni arasında yüksek hızda oluşan kimyasal reaksiyonlardır. İdeal yanmada (teorik tam yanma) hava içindeki O_2 karbonla C ile birleşerek CO_2 i ve H_2 ile birleşerek su buharı (H_2O) oluşturur. Havanın azotu N_2 ise reaksiyona girmez.

Ancak bu ideal koşullar uygulamada tam olarak gerçekleştirilememektedir. Yanmaya katılan hava gerekenden çok (fakir yakıt-hava karışımı) veya az (zengin yakıt-hava karışımı) olabilir. Yanmaya katılan hava gereken miktarda olsa bile, yanma odasında hava ile yakıtın tam iyi karışmaması nedeniyle zengin ve fakir karışım bölgeleri oluşabilir ve gene tam yanma gerçekleşmeyebilir. Her türlü ideal yanma koşullarının

sağlandığı durumda dahi yanma kimyası gereği kirletici denilen türde bileşenler (özellikle CO ve azot oksitler) oluşacaktır. Ayrıca hidrokarbon yakıtların içerisinde bulunan kükürt ve yakıta çeşitli nedenlerle eklenen katkı maddeleri de yanma sonucunda kirletici madde olarak ortaya çıkmaktadır [26].

Yanma sonucu ortaya çıkan kirleticilerden başlıcaları yanmamış hidrokarbonlar (HC), karbonmonoksit (CO), azot oksitler (NO_x) ve kükürt dioksit (SO₂) dir.

Yanma ürünü zararlı maddelerin insan sağlığına olumsuz etkileri alınış sürelerine ve alınış miktarlarına göre değişmektedir. Bu bakımdan üç farklı konsantrasyon tanımlamak mümkündür:

- **MAK** (Maksimum Atmosfer Konsantrasyonu) Sürekli olarak solunduğunda zarar vermeyecek miktar.
- **MİK** (Maksimum İşyeri Konsantrasyonu) : 8 saat süre ile solunduğunda zarar vermeyecek miktar.
- **DTK** (Doğrudan Tehlike Konsantrasyonu): Çok kısa süre içinde tehlike doğuracak miktar

Bu tanımlara uygun olarak insan sağlığı açısından mevcut sınırlamalar **ppm** (milyondaki hacimsel oran - parts per million) veya **mg / m³** cinsinden çizelge 2.1' de verilmiştir.

Çizelge 2.1 Zararlı Maddelerin Tehlike Sınırları [26]

Kirletici maddeler	MAK	MİK	DTK
CO (ppm)	9	50	5000
HC (ppm)	20	300	30000
HC, HO (ppm)	0.02	1	650
NO (ppm)	0 15	-	-
NO ₂ (ppm)	0.05	5	200
SO ₂ (ppm)	0.1	5	400
Pb (mg/m ³)	0.003	-	-
Pb(C ₂ H ₅) ₄ (ppm)	-	0.01	-

2.2 Dizel motor kaynaklı zararlı emisyonlar

2.2.1 Hidrokarbonlar

Gaz formundaki organik bileşiklerdir. Genellikle kötü kokulu ve tahriş edici maddelerdir. Bu tür hidrokarbonlar arasında parafinler ve olefinler solunum yollarındaki mukozayı (iç deriyi) tahriş edici ve bayıltıcı etkilere de bulunmaktadır. Aromatların ise kanser yapıcı özellikleri vardır. Hidrokarbonların kısmi oksidasyonu (kısmi yanma) sonucu oluşan aldehitler ise keskin kokulan nedeniyle göz ve burun için rahatsız edici etkiye sahiptirler [26].

Egzoz gazları içerisindeki HC'ların bulunuş nedeni, CO ve NOx'lerin aksine yüksek sıcaklıkların mevcudiyeti değildir. Yanma ürünleri arasında HC'ların bulunmasına neden, sıcaklıkların veya oksijenin yetersiz olması gibi etkiler sonucunda yanmanın tamamlanamamasıdır. Bu durum farklı mekanizmaların sonucu olabilir. Örneğin yerel karışım oranının çok fakir veya çok zengin olması sonucu oksidasyon reaksiyonlarının yavaş oluşması ve alevin ısı kayıpları nedeniyle sönmesi, yanma odasının çeşitli bölümlerinde bulunan karışım için yüzey/hacim oranının büyük olması nedeniyle ısı kayıplarının buradaki karışımın tutuşmasını önleyecek kadar büyük olması, yanma odasının soğuk cidarlarına olan ısı kayıpları nedeniyle bu bölgeye ulaşan alevin anında sönmesi HC ların oluşumuna sebebiyet verebilmektedir [13].

Gaz halindeki hidrokarbonlar güneş ışığı altında azot oksitlerle birleşerek "fotokimyasal sis - smog" olarak adlandırılan bir sis tabakası oluştururlar. Bu tabaka gözlerin yanmasına ve sulanmasına, solunum sisteminin etkilenmesine neden olurken, aynı zamanda bitkiler için de zararlı olmaktadır [26].

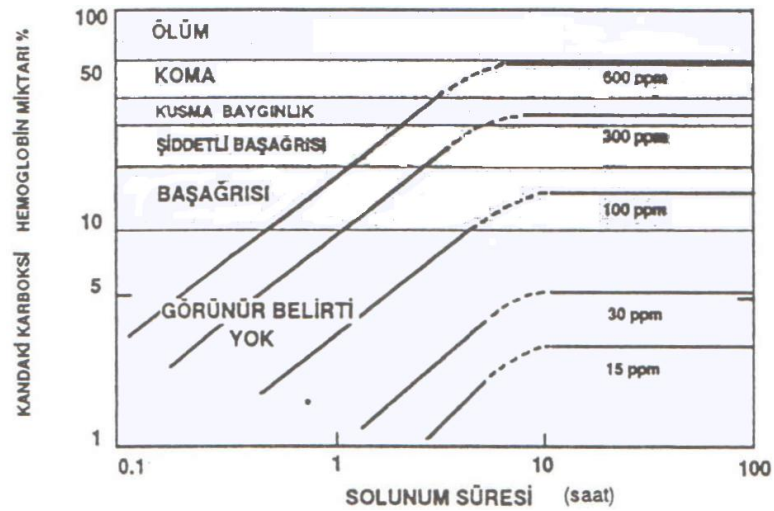
2.2.2 Karbonmonoksit

Karbonmonoksit (CO) renksiz, kokusuz, tatsız bir gazdır. İçten yanmalı motorlarda CO emisyonu oluşumu hava fazlalık katsayısı (HFK) ile ilişkilendirilir. Yeterli oksijenin bulunmaması, gaz sıcaklığının düşük olması ve CO₂ e dönüşüm süresinin kısa olması nedeniyle yanmanın tamamlanmaması CO emisyonu seviyesini arttırır. Zengin karışımlar için CO seviyesi, artan yakıt miktarına bağlı olarak yükselen HFK ile düzenli

olarak artar. Fakir karışımlar için ise CO konsantrasyonu HFK ile daha az miktarda ilişkilidir [27].

CO gazının, kandaki oksijeni taşıma görevine sahip hemoglobine bağlanma yeteneği oksijene oranla yaklaşık 200 kat daha fazladır. Bu nedenle CO ortamında bulunan bir kişinin solunum yoluyla aldığı CO, kandaki normal hemoglobini bozar, vücut hücrelerinin oksijen alma olanağını engelleyerek zehirlenmeye ve boğulmaya neden olur. Yani CO solunması, akciğerlerden vücut dokularına oksijen taşınmasını bozar. Belli bir düzeyde kalp yetmezliği olan kişilerde tehlike daha da büyümektedir. Kalp hastalığı olanlar için kritik sınır kandaki karboksihemoglobin oranının %4'e ulaşmasıdır [26].

Şekil 2.1 de havadaki CO konsantrasyonunun solunum süresine bağlı olarak insan kanındaki karboksihemoglobin oranına ve bunun insan sağlığına olan etkileri gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Havadaki CO konsantrasyonunun ve solunum süresinin insan sağlığı üzerindeki etkisi

İçten yanmalı motorlarda silindir içerisinde CO oluşmasının sebeplerinden biri de 'ayırışma' ya da 'disosiasyon' olayıdır. Yüksek yanma sıcaklıklarında yanma ürünleri olan CO_2 ve H_2O parçalanarak element durumuna dönüşürler ve bu dönüşme sırasında ısı emerler. 1800 °C'nin üzerindeki sıcaklıklarda disosiasyon ve ardından CO oluşumu başlar [28].

2.2.3 Azot oksitler

Atmosferin %78'i azottan meydana gelmektedir. Azot oksitlerin temel kaynağı hava içerisindeki azottur. Atmosferdeki azotun, oksitlerine (NO_x) dönüşümü ise yanma işlemleri sonucu olmaktadır. Azot oksitlerin büyük bir kısmı trafikteki motorlu taşıtların egzozları ile sabit yakma tesislerinde meydana gelmektedir. Atmosferde kararlı ve kararsız olarak bulunan azot oksitler yanma olaylarından sonra havaya atılan en önemli kirlenici emisyonlar olarak bilinmektedir [13].

Azot oksitler de (NO, NO₂, N₂O₂ vb. bileşiklerin tümü birden NO_x olarak tanımlanmaktadır) CO gibi kandaki hemoglobin ile birleşmektedir. Ancak azot oksitlerin en önemli zehirleyici etkisi ciğerlerde nemle birleşerek nitrik asit oluşturmalarıdır. Oluşan asit miktarının konsantrasyonunun azlığı nedeniyle etkisi de az olmaktadır. Ancak zamanla birikim özelliği bulunduğundan özellikle solunum hastalıkları bulunan kişiler için tehlike yaratmaktadır. Azot oksitler ayrıca kimyasal sis oluşumunu etkilemektedir. Atmosferde bulunan su ile (yağmur, sis vb.) birleşerek nitrik asit oluşumuna neden olurlar. Böylece atmosferde asit yağmuru olayını meydana getirirler ve bitki örtüsüne zarar verirler.

Azot oksitler içinde NO renksiz, kokusuz bir gazdır. NO₂ ise kırmızı-kahverengi renkli, kötü kokulu, tahriş edici bir gazdır. Yanma ürünleri arasında genellikle NO bulunmasına rağmen, atmosfere atıldıktan sonra bir kısmı NO₂'ye dönüşmektedir. NO gazının ayrıca felç yapıcı özelliği de bulunmaktadır[26].

NO oluşumuna ilişkin tepkime kinetiği Zeldovich mekanizması ile aşağıdaki gibi açıklanmıştır [29].



1956' da Fenimore ve Jones bu iki reaksiyona ek olarak üçüncü bir reaksiyon daha ileri sürmüşlerdir;



Burada alev içerisinde O₂' nin ayrışması ile serbest kalan oksijen atomları azot molekülleri ile zincirleme reaksiyona girerek NO oluşturmaktadır [30].

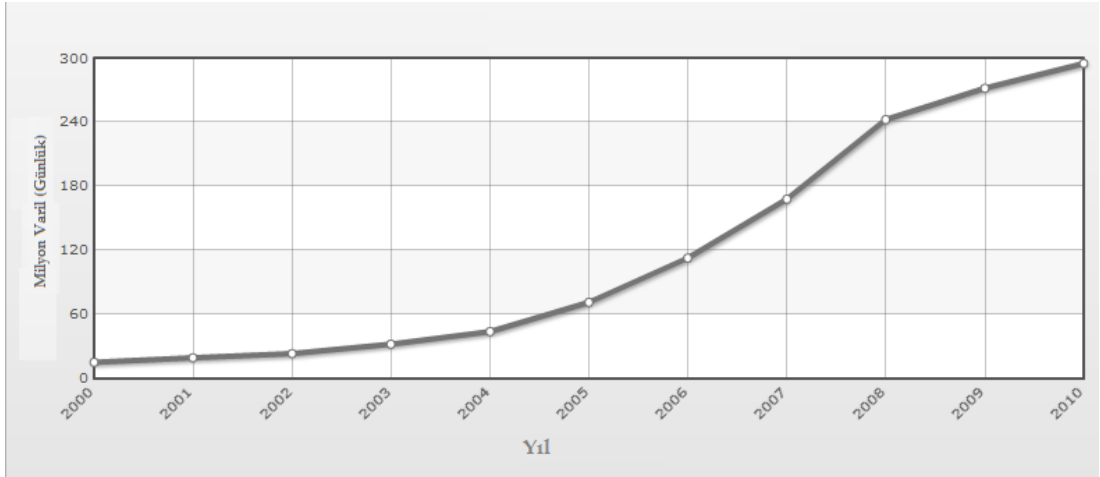
Normal şartlar altında havanın içindeki azot (N) yanma sonucu reaksiyona girmez. Ancak motor içindeki yanmada ulaşılan yüksek sıcaklıklarda (1600 °C nin üstünde), havanın içerisindeki azotun oksijen ile reaksiyona girmesi sonucu azot oksitler meydana gelmektedir. Azot oksitler içerisinde ana eleman olarak genellikle NO bulunmaktadır. Egzoz gazlarının daha sonra atmosfere atılması sonucu oksijen ile temasında NO' nun bir kısmı NO₂ ve öteki NOx' lere dönüşmektedir. Sonuç olarak, silindir içi sıcaklığın azot oksit oluşumunu büyük ölçüde etkilediği, sıcaklık arttıkça azot oksit miktarının hızla arttığı anlatılmaktadır.

Azot oksit oluşumunu etkileyen bir diğer parametre de HFK'dır. HFK=1.1 civarında (yani azot ile birleşecek oksijenin bulunması durumu) azot oksit oluşumu en fazla olmaktadır. Ancak HFK 1.1' den büyük olursa, yani daha fakir karışım halinde, silindir içi sıcaklık, reaksiyona giren gaz miktarının azalması ile düşecek ve NO, emisyonunda hızlı bir azalma gözlenecektir [26].

BÖLÜM 3

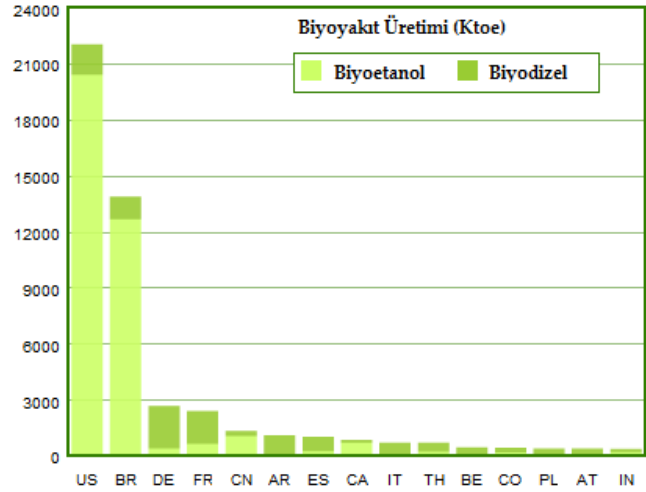
BİYODİZEL

Biyodizel, bitkisel ya da hayvansal yağların ve bunların artıklarının alkollerle reaksiyona sokularak yakıt formuna getirilmiş şeklidir. Hem çeşitli çevresel avantajları, hem yenilenebilir kaynaklardan elde edilmesi, hem de ham petrol gibi kaynaklarının dünyanın belirli bölgeleriyle kısıtlı bulunmaması nedenleriyle biyodizel, petrol kaynaklı dizel yakıta önemli bir alternatif teşkil etmektedir ve Dünya genelinde üretim-kullanımı gün geçtikçe artmaktadır. Amerikan Enerji Enformasyon Dairesi (United States Energy Information Administration-EIA) verilerince hazırlanmış Şekil 3.1’de verilen grafikte Dünya biyodizel üretim miktarlarındaki artış gözlemlenebilmektedir. Şekil 3.1 ve 3.2’de 2009 yılı verilerine göre Dünya biyoyakıt üretiminin ülkelere göre dağılımı görülmektedir.



Şekil 3.1 Dünya biyodizel üretimi [31]

Ülke	Üretim [ktoe]
US Amerika	22'014 43%
BR Brezilya	13'863 27%
DE Almanya	2'647 5%
FR Fransa	2'383 5%
CN Çin	1'309 3%
AR Arjantin	1'080 2%
ES İspanya	1'003 2%
CA Kanada	833 2%
IT İtalya	694 1%
TH Tayland	687 1%
BE Belçika	444 1%
CO Kolombiya	419 1%
PL Polonya	381 1%
AT Avusturya	368 1%
IN Hindistan	352 1%
- Diğer	3'292 6%
- Toplam	51'769 100%
- Avrupa Birliği	9'954 19%



Şekil 3.2 2009 yılındaki dünya biyoyakıt üretimi (Ktoe:Kilotons of oil-Kilo Tonne of oil equivalent- Kiloton yağ eşdeğeri) [32]

Bitkisel yağlar, herhangi bir işlemten geçirilmemiş halleriyle de dizel motorlarda yakıt olarak kullanılabilir. Bilindiği üzere Rudolf Diesel tarafından geliştirilmiş olan ilk dizel motor fındık yağıyla çalışmaktadır. Ayrıca bitkisel yağlar 1930'lu ve 40'lı yıllarda acil durumlarda enerji kaynağı olarak kullanılmışlardır. Ancak bitkisel yağların sahip olduğu yüksek viskozite ve diğer olumsuz özellikleri nedeniyle ham halleriyle kullanımı oldukça güçtür. Bu nedenle yağlar çeşitli kimyasal işlemlerden geçirilerek biyodizele dönüştürülür. Ham petrol kaynaklı standart dizel yakıtın karbon zinciri genelde 15 karbon ihtiva eder. Bu nedenle 14-18 karbonlu zincirlere sahip olan bitkisel yağlar dizel yakıtı oldukça uygun bir alternatif teşkil ederler [33]. Biyodizel yakıtlar içten yanmalı motorlar da saf olarak kullanılabildiği gibi, standart dizel yakıtla karışım halinde de kullanılabilirler.

Biyodizel yakıtların en dikkat çekici avantajlarından birisi mevcut motorlarda herhangi bir modifikasyon gerektirmeden kullanılabilmeleridir. Ayrıca fosil yakıtların aksine biyodizel yenilenebilir enerji kaynaklarından üretilirler. Üretimde atık yağların kullanılması da mümkündür. Biyodizel yakıtlar sahip oldukları yüksek alevlenme noktası sayesinde kolay depolanırlar. Kükürt içermediklerinden çevreye ve insan sağlığına daha az zararlıdır. Yağlayıcılık özellikleri yüksek olduğundan motor ömrünün uzamasına da yardımcı olurlar.

3.1 Biyodizelin Yakıt Olarak Özellikleri

Biyodizel yakıtların viskozitesi standart dizelden genellikle 10-20 kat daha fazladır. Bitkisel yağların viskozitesi, filtrede, enjeksiyon pompası ve enjektörlerde akışı kolaylaştıracak düzeyde olmalıdır. Yakıtın viskozitesi, yakıt bir enjektörde veya dar bir kanal içine püskürtüldüğünde oluşacak yakıt huzmesini çok etkiler. Viskozitesi büyüdükçe yakıtın zerrelere ayrılması, yani atomizasyonu azalır, dolayısıyla iri yakıt zerreciklerin nüfuz derinliği fazlalaşır [34]. Bu da atomizasyonu, dolayısıyla da yanmayı kötüleştiren bir durumdur. Yüksek viskozite ayrıca segmanlarda karbon birikintisine ve yağlama yağının bozulmasına da yol açar.

Biyodizel yakıtların alt ısı değerleri de standart dizel yakıttan yaklaşık olarak %10 oranında daha düşüktür. Bunun nedeni yapılarında bulundurdıkları oksijen bağlarıdır. Dizel yakıtın ısı değeri genelde 43000 kJ/kg iken biyoyakıtların ısı değerleri genel olarak 39000-40500 kJ/kg aralığındadır [35].

Biyodizelin yakıt olarak değerlendirilmesinin diğer bir önemli sebebi de setan sayısıdır. Setan sayısı dizel yakıtın tutuşma kabiliyetinin bir ölçüsüdür. Biyodizel yakıtlarda setan sayısı ana yağ kaynağına bağlı olsa da genellikle standart dizelden yüksektir. Setan sayısı zincir uzunluğu ile artar, çift bağların sayısı ile azalır ve çift bağlar ile karbonil grupları zincirin merkezine doğru hareket ettiğinde azalır. Esterlerin etanol veya bütanol gibi daha uzun zincirli alkoller ile hazırlanması setan sayısı üzerinde küçük bir etkiye sahiptir [35]. Setan sayısının belirli bir değere kadar yüksek olmasının atomizasyon üzerinde olumlu etkileri vardır. Setan sayısı değeri yüksek olunca, tutuşma gecikmesi süresi azalmakta ve yakıtın ani ve vuruntulu yanması önlenmektedir.

Biyodizelin parlama noktası dizel yakıttan çok daha yüksektir. Parlama noktası yakıtın uçucu hale geçip yanabileceği sıcaklığın bir ölçüsüdür ve taşıma-depolama yönünden yüksek önem arz etmektedir. Bu nedenle biyodizel yakıtların depolanması ve taşınması oldukça güvenlidir. Ayrıca biyodizel, dizel yakıtla karışım oluşturduğunda da parlama noktasını yükselterek yakıtın kalitesini arttırmaktadır.

Bir diğer önemli özellik olarak akma noktası ele alındığında biyodizelin standart dizel yakıttan genellikle daha yüksek bir akma noktasına sahip olduğu görülür. Bu yüzden

hava sıcaklığı azaldıkça biyodizelde jelleşme görülebilir. Bu durumda da enjektör ve pompalarda tıkanıklık oluşur.

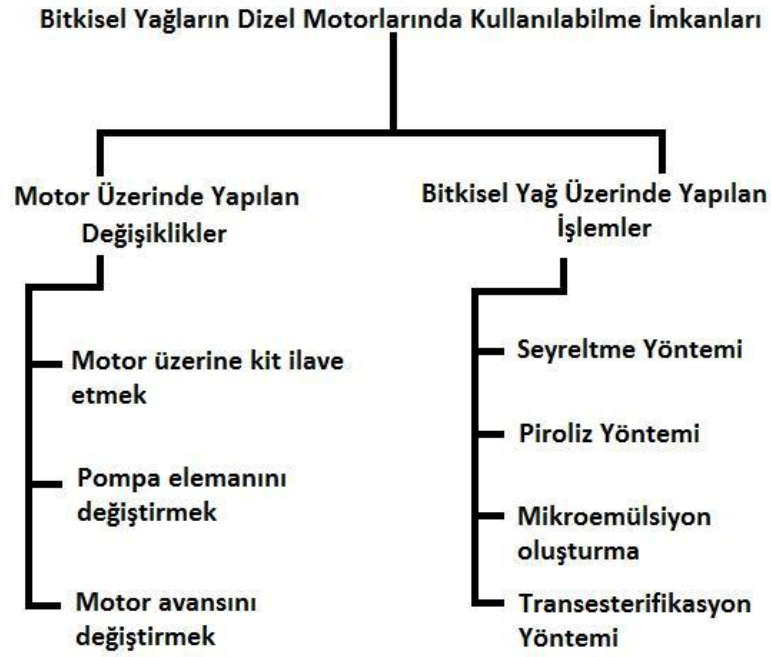
Biyodizel yakıtların viskozitelerinin yüksek, uçuculuğunun ise az olması soğuk havalarda ilk hareket zorluğuna ve tutuşma gecikmesinin uzamasına yol açar. Çizelge 3.1’de farklı türlerdeki biyodizellerin yakıt özellikleri verilmektedir.

Çizelge 3.1 Çeşitli yakıtların özellikleri [36]

	Kalori (Mj/kg)	Yoğunluk (kg/dm ³)	Viskozite (mm ² /sn) 27 75		Setan Sayısı	Parlama Noktası (°C)	Kimyasal Formül
Motorin	43,35	0,815	4,3	1,5	47	58	C ₁₆ H ₄₃
Ayçiçekyağı (AY)	39,53	0,918	58	15	37,1	220	C ₅₇ H ₁₀₃ O ₆
Biyomotorin (AY)	40,56	0,878	10	7,5	45-52	85	C ₅₅ H ₁₀₅ O ₆
Pamuk yağı (PY)	39,65	0,912	50	16	48,1	210	C ₅₅ H ₁₀₂ O ₆
Biyomotorin (PY)	40,58	0,874	11	7,2	45-52	70	C ₅₄ H ₁₀₁ O ₆
Soya yağı (SY)	39,62	0,914	65	9	37,9	230	C ₅₆ H ₁₀₂ O ₆
Biyomotorin (SY)	39,76	0,872	11	4,3	37	69	C ₅₃ H ₁₀₁ O ₆
Mısır yağı	37,83	0,915	46	10,5	37,6	270-295	C ₅₅ H ₁₀₃ O ₆
Haşhaş yağı	38,92	0,921	56	13	-	-	C ₅₇ H ₁₀₃ O ₆
Kolza yağı	37,62	0,914	39,5	10,5	37,6	275-290	C ₅₇ H ₁₀₃ O ₆

3.2 Biyodizel Üretim Yöntemleri

Her ne kadar yenilenebilir kaynaklardan elde edilmesi, sınırlı rezervlere bağlı kalmaması gibi etkenlerden dolayı dizel yakıtı önemli bir alternatif oluştursa da, bitkisel yağların dizel motorlarda direkt olarak kullanımının önündeki en önemli engel viskozitenin yüksek oluşudur. Bitkisel yağların dizel yakıtı oranla 10-20 kat fazla viskoziteye sahip oluşu yanmanın kötüleşmesi ve motor ömrünün kısılması gibi problemleri de beraberinde getirmektedir. Bu nedenle bitkisel yağlar çeşitli kimyasal reaksiyonlardan geçirilerek biyodizel yakıtlar elde edilir. Bu işlemlerin başlıca olanları mikroemülsiyon, seyreltme, piroliz ve transesterifikasyon dur. Şekil 3.3’de bitkisel yağların dizel motorlarda kullanılabilme imkanları görülmektedir.



Şekil 3.3 Bitkisel yağların dizel motorlarda kullanılma yöntemleri [37]

3.2.1 Mikroemülsiyon

Mikroemülsiyonlar yağın, suyun, yüzey aktif maddenin ve diğer amfifilik moleküllerin izotropik, saydam, veya yarı şeffaf termodinamik olarak kararlı dağılımıdır. Mikroemülsiyonlarda damla çapı 100 den 1000 Å ya kadar değişmektedir. Bir mikroemülsiyon; bitki yağından, ester ve seyreltici, veya bir alkol ve yüzey aktif maddeden elde edilebilir [38]. Bu yöntem kullanılarak bitkisel yağlar kısa zincirli bir alkolle mikroemülsiyon haline getirilerek viskozitesi azaltılır. Kısa zincirli alkol olarak genelde metanol ve etanol tercih edilir. İşlem sonucu elde edilen mikro emülsiyon kendi başına bir yakıt olarak kullanılabileceği gibi, dizel yakıt ile karışım halinde de kullanılabilir.

Mikroemülsiyon oluşturma yöntemi ile hazırlanan yakıtların ısı değerleri, alkol içermeleri nedeni ile dizel yakıtına oranla daha düşüktür. Bu durum da güçte bir miktar düşmeye neden olmaktadır. Öte yandan, alkollerin gizli buharlaşma ısılarının yüksek olması yanma odasının bir miktar soğumasına ve bu durum enjektör uçlarında karbon birikimlerinin azalmasına neden olmaktadır [34].

3.2.2 Seyreltme

Seyreltme yönteminde bitkisel yağlar dizel yakıtı ile belirli oranda karıştırılmakta ve böyle viskozite azaltılmaktadır. Ancak harmanlama uzun kullanım dönemlerinde direkt enjeksiyonlu dizel motorlarda sert enjektör ağız koklaşmasına ve yapışmasına yol açar ve ayrıca motor yağı birikmesine neden olur [34],[39].

3.2.3 Piroliz

Piroliz hava veya azot varlığında termal enerji uygulanması sonucu ortaya çıkan kimyasal değişim olarak tanımlanır [38]. Başka bir deyişle piroliz, gaz, sıvı ve katı ürün üretmek amacıyla oksijensiz ortamda organik maddelerin ısı bozundurulmasıdır. Piroliz, aktif karbon üretiminde yüzyıllardan beri kullanılmakta olup üretilen maddenin miktarı, uygulanan metot ve reaksiyon parametrelerine bağlıdır. Yüksek miktarda katı ürün elde etmek için, ham madde düşük sıcaklıklarda yavaş tepkiye sokulmaktadır [34].

Piroliz yönteminde moleküller yüksek sıcaklıkta daha küçük moleküllere parçalanmaktadır. Bu yöntem sayesinde viskozite azalmakta, fakat işlemler ilave masraflar getirmektedir. Bitkisel yağların piroliz ürünlerini elde etmek için iki yöntem vardır. Bunlardan ilki, bitkisel yağları ısı etkisiyle kapalı bir kapta parçalamak, diğeri ise standart ASTM distilasyonu ile bitkisel yağları ısı parçalanma etkisinde tutmaktır. Isı etkisiyle parçalanmış bitkisel yağın sıvı fraksiyonlarının özellikleri dizel yakıtınkilere daha yakındır [39].

3.2.4 Transesterifikasyon

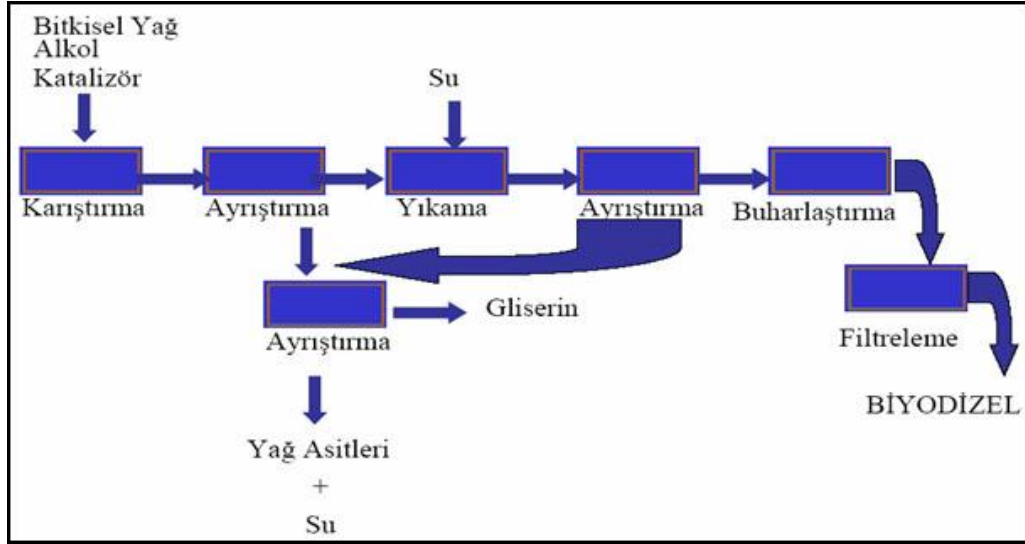
Transesterifikasyon, bitkisel yağların dizel motorlarda kullanıma uygun hale getirilmesi amacıyla kullanılan en yaygın yöntemdir. Transesterifikasyon, bitkisel yağın küçük molekül ağırlıklı alkolle bir katalizör eşliğinde gliserin ve yağ asidi esteri oluşturmak üzere reaksiyona girmesidir. Ayrıca bu yöntem bitkisel yağların viskozitesini azaltmada en etkili olanıdır.

Alkoliz olarak da adlandırılabilen transesterifikasyon, trigliseridlerin viskozitesini azaltmak amacıyla uygulanan bir işlemdir. Transesterifikasyon reaksiyonunda yağ, monohidrik bir alkolle (etanol, metanol), katalizör (asidik, bazik katalizörler ile

enzimler) varlığında ana ürün olarak yağ asidi esterleri ve gliserin vererek esterleşir. Ayrıca esterleşme reaksiyonunda yan ürün olarak di- ve monogliseridler, reaktan fazlası ve serbest yağ asitleri oluşur.

Biyodizelin transesterifikasyon ile üretilmesinde yaygın olarak yağların metanol ve etanol ile baz katalizör varlığında reaksiyonuna sokulması tercih edilir. Çünkü baz katalizör kullanıldığı zaman, reaksiyon asit katalizör kullanmaya oranla çok daha kolay ve ekonomik olarak gerçekleşebilir. Baz katalizör kullanılan durumlarda kullanılacak yağın, temiz, kuru, ve serbest asit oranının düşük olmasına dikkat edilmelidir. Reaksiyonda en çok kullanılan baz katalizörler NaOH ve KOH'in metanol veya etanoldeki çözeltisidir. NaOH veya KOH'in (toplam kütlenin %0,5-1'i kadar) metanoldeki çözeltisi reaksiyonu çok iyi katalizlediği için ve ayrıca kullanılan katalizör miktarı çok az olduğundan bu reaksiyonda oluşan su, transesterleşme reaksiyonunda olumsuz bir etki yapmaz, ancak ortamdaki su miktarı artarsa veya ortamdaki tüm katalizörü derhal sabunlaştıracak kadar serbest asit varsa, transesterleşme ile yarışma halinde olan sabunlaşma reaksiyonu hakim hale gelir ve tüm katalizör sabun haline geçer. Bu durumda reaksiyon hızında azalma ve bunun sonucunda da yetersiz transesterleşme olur. Bunun sonucunda ortamda oluşacak olan mono ve digliseritler kuvvetli emülsiyon oluşmasına sebep olurlar ve safsızlıkların yıkanarak uzaklaştırılması zorlaşır. Sonuçta ürün kalitesi ve verimi olumsuz etkilenir. Biyodizel olarak daha çok metil esterleri kullanılır. Bunun sebeplerinden biri NaOH ve özellikle KOH'in metanolde daha kolay çözülmesi bir diğeri ise etanolün higroskopik oluşu nedeniyle tamamen susuz olarak üretilmesinin zorluğudur. Bu nedenlerle metil esterlerin üretilmesi daha kolay olmaktadır [38].

Transesterifikasyon yöntemi Şekil 3.4'de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Transesterifikasyon aşamaları [40]

Bitkisel yağlardan biyodizel elde etme amacıyla transesterifikasyon işlemi aşağıda anlatılan şekilde gerçekleştirilir [40]:

1. Alkol ve katalizörün karıştırılması: Katalizör olarak; sodyum hidroksit, potasyum hidroksittir veya sodyum metilat kullanılmaktadır. Katı katalizör kullanımında, katalizör metanol içerisinde eritilerek hazırlanan metoksit çözeltisi kullanılır. Katalizör olarak kullanılan sodyum metilat, metil alkol içerisinde % 30'luk konsantrasyona sahiptir.

2. Reaksiyon: Metoksit çözeltisi (alkol ve katalizör karışımı) kullanılacak olan ham yağ ile birlikte reaksiyonun yapılacağı hazne (reaktör) içerisine konulmaktadır. Alkol kaybının önlenmesi için reaktörün tamamen atmosfere kapalı olması gerekir. Reaksiyonun tamamlanabilmesi için uygun sıcaklık ve uygun karıştırma yöntemi gerekmektedir. Kullanılan sistemlere göre değişmekle birlikte reaksiyon 55-65 °C sıcaklıkta, 1-2,5 saat arasında gerçekleşmektedir. Modern sistemlerde reaktörde kullanılan turbo mikserler ve sonik aygıtlar sayesinde reaksiyon süresi daha da kısaltılabilmektedir.

Reaksiyonla oluşan su, biyodizel üretiminde transesterifikasyon (ester oluşum reaksiyonu) reaksiyonunun ilerleyişini durdurmaktadır. Biyodizel üretiminde karşılaşılan en büyük problemlerden biri yan ürün olarak sabun oluşmasıdır. Biyodizel reaksiyon ortamında su bulunması yan ürün olarak sabun oluşmasını tetikler. Eğer optimum reaksiyon koşulları sağlanamaz ve katalizör gerekli etkinliği gösteremez ise

oluşan gliserin ortamdaki serbest yağ asitleri ile reaksiyona girip mono- digliserid oluşturabilir. Oluşan mono- digliserid, elde edilmek istenen ürünün saflığını bozar. Aynı şekilde; yeterli etkinlik sağlanamadığında reaksiyon ortamında biyodizele dönüşmemiş yağ kalabilmektedir. Bu da biyodizelin içindeki trigliserid miktarını arttırdığından dolayı TSE standardında ürün oluşumunu engellemektedir.

3. Dinlendirme ile Biyodizel-Ham Gliserin Ayrışması: Reaksiyon tamamlandıktan sonra iki ana ürün ortaya çıkar: Biyodizel ve gliserin. Her biri reaksiyonda kullanılan miktardan arta kalan önemli miktarda metanol içerir. Gliserin fazının yoğunluğu, biyodizel fazınınkinden çok daha fazla olduğundan bu iki faz yer çekimi ile ayrılabilir. Biyodizel ve ham gliserinin birbirinden ayrışması için 6-10 saat civarında dinlendirme işlemine tabii tutulması gerekmektedir. Kullanılan biyodizel üretim proseslerine göre dinlendirme işlemi, daha uzun veya daha kısa sürede tamamlanabilir. Dinlendirme yapılan hazneden alta çöken ham gliserin kolayca çekilebilir. Modern sistemlerde dinlendirme yapmadan biyodizel ve ham gliserin separatör yardımı ile de ayrıştırılmaktadır.

4. Alkol Bertarafı ve Nötralizasyon: Gliserin ve biyodizel fazları ayrıldıktan sonra, her iki ürün içerisinde de metanol kalmıştır. Biyodizel içerisindeki alkolün uzaklaştırılması için vakum evaporasyon işlemi uygulanır. Sıcaklığın ise reaksiyon sıcaklığında olması önerilir. Bu aşamada nötralizasyon işlemine gerek duyulabilmektedir. Reaktördeki katalizörün inaktive edilmesi sulu asit kullanımı ile gerçekleşmektedir. Asit ve asidin içereceği su miktarı, biyodizel içerisindeki katalizör ve sabun miktarına göre ayarlanmalıdır.

5. Yıkama ve Kurutma işlemi: Gliserinden ayrıldıktan sonra biyodizel içerisinde kalan katalizör, sabun, gliseridler ve safsızlıkları uzaklaştırmak amacıyla yıkama işlemine tabii tutulur. Yıkama işleminde günümüzde iki yöntem kullanılmakta olup bunlar sulu yıkama ve kuru yıkamadır. Sulu yıkama saf veya yumuşak su ile; kuru yıkama ise magnesol kullanılarak gerçekleştirilir. Sulu yıkamalarda yıkama suyu alındıktan sonra biyodizelin kurutulması gereklidir. Biyodizel içerisinde arta kalan su ve alkol, vakum evaporasyon işlemi ile bertaraf edilmektedir. Yıkama sonunda ortaya çıkan atık suyun, ne şekilde bertaraf edildiği çevre açısından oldukça önemlidir. Kuru yıkama işlemi yüksek sıcaklık altında, vakum tanklarda yapılmaktadır. Bu nedenle arta kalan su ve

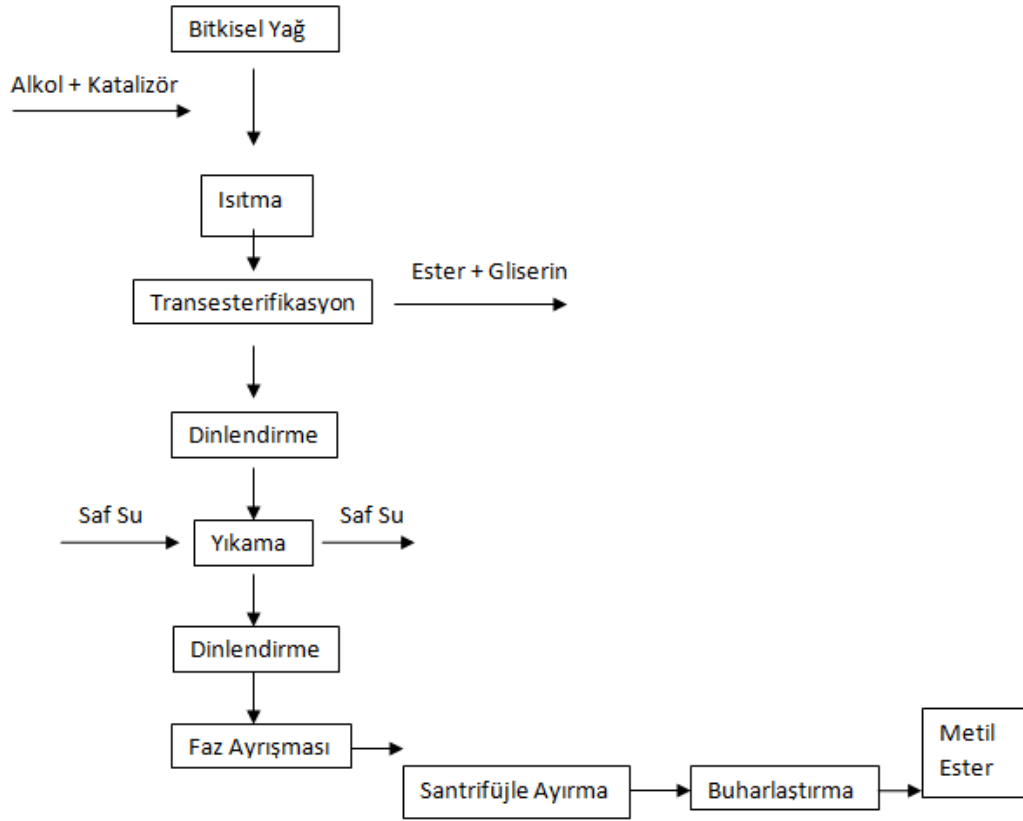
alkol zaten bertaraf edildiğinden tekrar kurutma işlemi yapılmamaktadır. Kurutma yapılan (sulu yıkama) veya yapılmayan (kuru yıkama) biyodizel filtre edilerek kullanıma hazır hale getirilir. Nihai biyodizel uygun koşullardaki depolama tanklarında muhafaza edilir.

MATERYAL VE METOD

4.1 Biyodizel Üretimi

Biyodizel yakıtların (metil esterlerin) üretimi Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Yakıt Araştırma ve Geliştirme Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Metil ester üretimi için ayçiçeği, kanola, ve soya olmak üzere üç farklı bitkisel yağ kullanılmıştır. Üretim yöntemi olarak transesterifikasyon yöntemi seçilmiştir. Bu yöntemin seçilmesindeki amaç, bitkisel yağlardan biyodizel elde etmekte kullanılan diğer yöntemlerin sakıncalarını taşımaması ve viskoziteyi düşürmede daha etkili olmasıdır. Şekil 4.1 de Transesterifikasyon yöntemiyle biyodizel üretimi şematik olarak gösterilmektedir.

Metil esterlerin üretiminde %99 saflıkta metil alkol (CH_3OH) kullanılmıştır. Transesterifikasyon reaksiyonunun tamamlanabilmesi ve hızlanabilmesi amacıyla katalizör olarak Merck marka 56.11 g/mol molekül ağırlığına sahip KOH kullanılmıştır.



Şekil 4.1 Metil ester üretim aşamalarının şematik gösterimi

Transesterifikasyon işlemi için AND marka 0.001 gram hassasiyetli hassas terazide tartılan metil alkol ve katalizör (KOH) cam behere konduktan sonra, katalizör alkol içerisinde tamamen çözününceye kadar karıştırılmıştır.

Daha sonra bitkisel kullanılan bitkisel yağa hazırlanmış olan alkol + katalizör karışımı ilave edilerek reaksiyon başlatılmıştır. Reaksiyon işlemi için Şekil 4.2 de gösterilen Buchi marka dönel buharlaştırıcının ± 0.1 °C sıcaklık kontrol hassasiyetindeki 4lt hacimli su banyosu ve 1lt hacimli cam balonu kullanılmıştır. Reaksiyon süresince dönel buharlaştırıcı 600 dev/dak hızda çalıştırılmış, banyo sıcaklığı da 50 °C ye ayarlanmıştır.

Dönel buharlaştırıcı BUCHI marka Rotavapor R – 210 model ve 4 lt su banyosu kapasitelidir. Rotavapora bağlı HAAKE WKL 26 soğutucu -10 - +30 °C arasında çalışma sıcaklığına sahiptir. 20 °C'deki soğutma kapasitesi 0.24 kW, pompanın maksimum basıncı 0.3 bar, maksimum akış oranı ise 12 lt/d'dır.



Şekil 4.2 Dönel buharlaştırıcı (Rotavapor R – 210)

Metil ester üretiminde metil alkolün bitkisel yağa göre kütlece oranı % 20, karışıma reaksiyonun hızlanması için eklenen katalizörün (KOH) kütlece oranı % 1 dir.

Karışım dönel buharlaştırıcı da 45 dakika süreyle reaksiyona tabi tutulduktan sonra Şekil 4.3 de görülen ayırma hunisine alınmış, içerisindeki gliserin huninin alt kısmına çökerek esterden belirgin bir çizgi ile ayrılıncaya kadar beklenmiştir.



Şekil 4.3 Ayırma Hunisinde Ester-Gliserin Ayrışması

Ayrırma işleminden sonra ayırma hunisinin altında biriken gliserin, ayırma hunisi musluğu yardımı ile saklama kabına boşaltılmıştır. Bu işlem sonunda ayırma hunisi

içinde yağ-ester kalmıştır. Fakat yağ-ester içinde kalan gliserinin, mono ve di-gliseritlerin ayrıştırılması için saf su ile yıkama işlemine gerek duyulmaktadır. Ayırma hunisinin içine ılık saf su eklenerek yıkama işlemi gerçekleştirilmiştir. Spora asılan ayırma hunisinde, yoğunluğu yağ-estere göre fazla olan saf su alt kısımda toplanmıştır. Yağ-ester ise ayırma hunisinin üst kısmında yer almıştır. Alt kısımda biriken saf su ayırma hunisi musluğu yardımı ile bir kaba boşaltılmış ve yıkama işlemi 3 defa tekrarlanmıştır. Yıkama işlemi tamamlandıktan sonra Yağ-ester 2 saat dinlenmeye bırakılmıştır. Yakıtın dinlenmesi sonunda ayırma hunisinin alt kısmında biriken saf su ve gliserin zerrecikleri ayırma hunisinden boşaltılmıştır.

Bu işlemlerin sonunda ayırma hunisinde kalan Yağ-ester, santrifüj ayrıştırıcıda 4000 d/d'da 20 dk süreyle santrifüj edilerek, ester içinde askı halinde bulunan partiküllerin tamamen çöktürülmesi sağlanmıştır.

Kullanılan santrifüj ayırıcı, Nüve marka NF400 modeldir. Mikroişlemcili kontrol ünitesi ile istenilen sürede 1000 – 4100 d/d hız aralığında çalışabilmektedir (Şekil 4.4).



Şekil 4.4 NF 400 model santrifüj ayırıcı

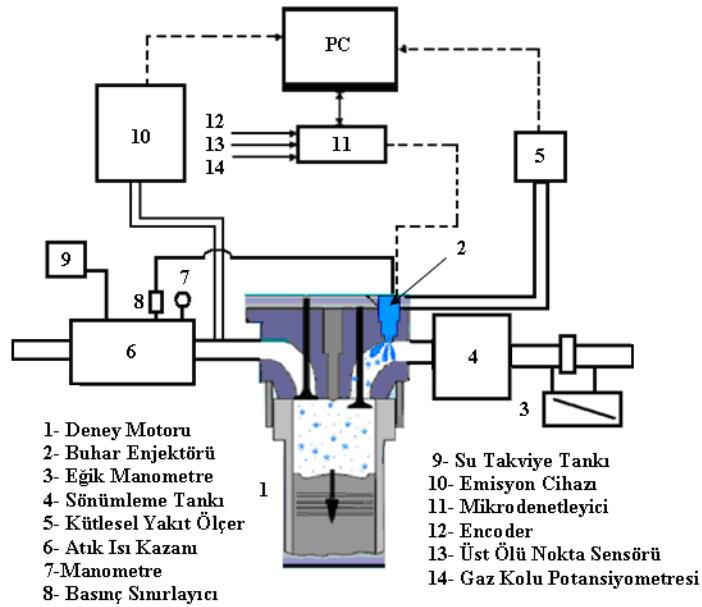
Bu uygulamanın arkasından yağ-ester içinde olabilecek su ve metil alkolü uzaklaştırabilmek için dönel buharlaştırıcı kullanılmıştır. Dönel buharlaştırıcının su banyosu 40 °C'ye getirildikten sonra önce yağ-ester içinde olabilecek suyu uzaklaştırmak için cihazın cam balonu vakum altında 350 mbar basınçta ve daha sonrada ME içinde kalmış olabilecek metil alkolü uzaklaştırmak için 320 mbar basınçta çalıştırılmıştır. Bu işlemden sonra saklama kabına boşaltılan yakıt numuneleri buzdolabında muhafaza edilmiştir.

4.2 Deney düzeneği

Deneyler Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı Deney Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneği Şekil 4.5' de ve Şekil 4.6' de görülmektedir.



Şekil 4.5 Deney düzeneği



Şekil 4.6 Test Düzeneğinin şematik görünümü

4.2.1 Deney motoru

Deneylerde tek silindirli, direk püskürtmeli, doğal emişli, dört stroklu, su soğutmalı ve çanak pistonlu SüperStar marka bir dizel motor kullanılmıştır. Çizelge 4.1’ de, deney motorunun teknik özellikleri, Şekil 4.7’ da deney motorunun şekli verilmiştir.

Çizelge 4.1 Deney Motorunun Teknik Özellikleri

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



Şekil 4.7 Deney Motoru

4.2.2 Dinamometre

Deneyler esnasında motor Baturalp-Taylan marka hidrolik dinamometre ile yüklenmiştir. Yüklemeler esnasında hata oranını minimize etmek için dinamometre su giriş basıncı 3 bar da sabit tutulmuştur. Motor tarafından üretilen gücün tespiti için dinamometre koluna 0,1 kg hassasiyetinde S tipi Loadcell bağlanmış ve deneylere başlamadan önce Loadcelin kalibrasyonu hassas bir şekilde yapılmıştır. Şekil 4.8’ de dinamometrenin ve dinamometre koluna bağlantısı yapılan Loadcelin şekli görülmektedir.



Şekil 4.8 Deneylerde Kullanılan Dinamometre ve Loadcell

4.2.3 Sıcaklık ölçümleri

Deneyler sırasında ortam sıcaklığı, soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklığı, egzoz gaz sıcaklığının ölçülebilmesi için NiCr-Ni tip termokupullar kullanılmış ve bunlar Şekil 4.9’ da görülen Elimko 680 marka 8 kanallı bir sıcaklık göstergesine bağlanmıştır.



Şekil 4.9 Sıcaklık Ölçüm Düzeni

4.2.4 Emisyon ölçümü

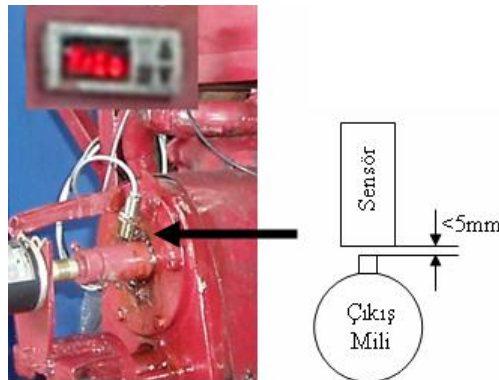
Çalışmada emisyon ölçümü için Şekli 4.10' de görülen MRU Delta 1600 L marka egzoz gaz analiz cihazı kullanılmıştır. Cihaz CO, CO₂, NO, NO_x ve HC gazlarının egzozdaki miktarlarını yüzde (%) ve ppm (milyonda bir) olarak vermektedir.



Şekil 4.10 Emisyon Ölçüm Cihazı (MRU Delta 1600L)

4.2.5 Motor Hızı Ölçümü

Deneyler esnasında motor devrini ölçmek için Şekil 4.11' de görülen sensör ve göstergesi kullanılmıştır. Sensör 5mm' den daha az bir mesafede ölçüm yapmaktadır. Mil üzerine bu amaçla bir cıvata kaynatılmıştır. Sensörün cıvataı (çıkıntıyı) dakikadaki görme sayısı 1 d/d hassasiyetinde gösterge tarafından verilmektedir.



Şekil 4.11 Devir Ölçer

4.3 Buhar Eldesi ve Enjeksiyonu İçin Yapılan İşlemler

4.3.1 Buhar Eldesi

Önceki çalışmalarda (Tubitak 108M261 nolu proje) egzoz kayıp ısısından buhar elde etmek amacı ile motorun egzoz devresine karşıt akışlı ısı değıştircisi bağlanmış ve motora gönderilen su buharı bu yolla elde edilmiştir.

Atık egzoz enerjisinden buhar eldesinin Tubitak 108M261 nolu projede uygulanabilirliği kanıtlandığı için bu çalışmada ısı değıştircisi devreden çıkarılarak farklı bir uygulamaya gidilmiştir. Kullanılan yöntemde basınca dayanıklı kazanın içersine yerleştirilen rezistanslar ile 3 bar ve 133,5 °C 'de buhar elde edilmiş ve motor emme hattına yerleştirilen buhar enjektörü sayesinde motora püskürtülmüştür. Kullanılan sistem Şekil 4.12 'de gösterilmiştir.



Şekil 4.12 Buhar Eldesi için Kullanılan Tüp

4.3.2 Motor emme hattına buhar enjektörünün konumlandırılması

Çalışmada, buhar motora emme periyodunda enjekte edilmiştir. Bu sebeple buhar enjektörünün konumu ve yerleştirilmesi çalışma açısından önem arz etmektedir. Enjektör, emme manifoldu üzerine püskürtülen buharın emme supabının hemen arkasına gelecek şekilde konumlandırılmıştır. Buhar enjektörünün motor üst kapağına takılmış hali ve buhar enjektörü Şekil 4.13 de görülmektedir.



a)



b)

Şekil 4.13 (a) Silindir Kapağına Açılmış Enjektör Yuvası (b) Enjektör Yuvasına Takılmış Buhar Enjektörü

4.3.3 Silindir İçi Basıncın Ölçülmesi

Silindir basıncı ölçümünde Kistler marka 6061B model su soğutmalı piezo-elektrik sensör ve Kistler 5011B model şarj amplifikatör kullanılmıştır. Veri aktarımı için tek kanaldan 500 kHz hızla veri aktaran National Instrument marka AI-16E-4 model veri aktarma kartı, açısal konumun ölçümü için Koyo TRD J1000-RZ model 1000 pals/tur özelliğine sahip encoder kullanılmıştır.

Sensör deney motorunun silindir kapağından yanma odasına açılan yuva üzerine montaj edilmiştir. Sensörün ve sinyal şartlandırıcının teknik özellikleri, Çizelge 4.2' de verilmiştir.

Çizelge 4.2 Basınç sensörü ve şarj amplifikatörün teknik özellikleri

Silindir İçi Basınç Sensörü (6061-B su soğutmalı, piezo-elektrik	
Ölçüm Aralığı (bar)	0-250
Hassasiyeti	-26.09 pC/bar ve +/- %0.3
Kararlı Çalışma Aralığı (°C)	0-350
Doğal Frekans (kHz)	90
Aşırı Yükleme (bar)	300
Şarj Amplifikatör (5011B)	
Çıkış Gerilimi (V)	+/- 10
Maksimum Filtreleme (kHz)	30
Sapma (pC/s; mV/s)	-0.02
Ölçüm Adımı (mV)	0.5

4.4 Deney Yöntemi

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

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

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

Daha sonra motor kütlece %10 ve %20 metilester-dizel karışımları ile çalıştırılmış ve ölçümler yapılmıştır. Her metil ester tipi için ayrı ayrı olarak elde edilen su buharı motor emme zamanında, emme manifolduna ve emme supabı açık iken motor yakıt sarfiyatının kütleli olarak % 10, % 20 ve % 30 oranlarında motora enjekte edilmiştir. Her bir buhar püskürtme oranı için deneyler tekrarlanarak motor performans ve emisyon değerleri ölçülmüştür.

Çizelge 4.3 Motor testlerinde ölçülen parametreler ve ölçüm cihazları

Ölçülen parametreler	Birim	Ölçüm aralığı	Ölçme aleti	Ölçüm hassasiyeti
Motor Devri	dev/dak	0–9999	Dijital takometre	1 dev/dak
Egzoz sıcaklığı	°C	0–1000	Ni-Cr-Ni	1 °C
Soğutma suyu giriş-çıkış ve ortam sıcaklığı	°C	0–999	Fe-Konst.	1 °C
Buhar sıcaklığı	°C	0–999	Fe-Konst.	1 °C
Yakıt tüketim zamanı	s	-	Mikrodenetleyici	0,001s
Fren terazi	Kg	0–100	Su freni	0,1 Kg

kuvveti				
Hava tüketim miktarı	mmSS	0–100	Eğik manometre	1 mm
Karbon monoksit (CO)	%	% 0–15,0	MRU Delta 1600 L	% $\pm 0,055$
Karbon dioksit (CO ₂)	%	% 0–20,0	MRU Delta 1600 L	% 0,5–5
Hidrokarbon (HC), ppm	ppm	0–20000	MRU Delta 1600 L	± 12 ppm
Azot oksit (NO), ppm	ppm	0–2000	MRU Delta 1600 L	± 5 ppm

Deneyler 35 derece statik avansta gerçekleştirilmiştir. Deney yapılan tüm noktalarda motor devri, frenleme yükü, yakıt tüketimi, hava debisi ölçümü, ortam sıcaklığı ve nemi, soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklıkları ve debisi, egzoz gazı sıcaklığı ve emisyon ölçümü, ayrıca buhar enjeksiyonlu deneylerde bunlara ilave olarak buhar basıncı ve sıcaklığı ölçülmüştür. Ölçülen bu değerlere göre motor performans ve emisyon karakteristikleri belirlenmiştir. Çizelge 4.3' de motor testlerinde ölçülen parametreler ve ölçüm cihazlarına ait özellikler verilmiştir.

Ölçümlerden kaynaklanan hatalar ve hataların neden olduğu toplam belirsizlikler ise aşağıda verilmiştir.

4.5 Hesaplamalarda Kullanılan Formüller

Dizel motorlarda, krank mili devrine bağlı olarak ölçülen güç, moment ve yakıt sarfiyat değerlerine motor karakteristikleri denilmektedir. Değişik yük ve devirlerde bu değerlerde meydana gelen değişimler eğrilerle gösterilir. Bu değişimleri gösteren eğriye karakteristik eğri adı verilir. Bu eğriler motorun gerçek çalışma şartlarındaki performansı hakkında önemli bilgiler verir. Motor performansının tespiti amacı ile

yapılan deneysel çalışmalarda doğrudan bulunamayan değerler, performans karakteristiklerini veren denklemlerle hesaplanır. Motor deneylerinde ölçülen büyüklükler genellikle döndürme momenti, devir sayısı, yakıt debisi, emme havası debisi, ortam sıcaklığıdır. Bu büyüklükler vasıtasıyla hesaplanan en önemli performans karakteristikleri ise efektif güç, döndürme momenti, ortalama efektif basınç ve özgül yakıt sarfiyatıdır [41].

4.5.1 Döndürme momenti ve efektif güç

Motor döndürme momenti ve güç hesaplamalarında aşağıdaki eşitlikler kullanılmıştır. Motor tarafından oluşturulan döndürme momenti;

$$M_d = F.L \quad (4.1)$$

Motor tarafından üretilen güç aşağıdaki formül ile hesaplanmıştır [42].

$$P_e = \frac{2\pi.F.L.n}{1000} \quad (\text{kW}) \quad (4.2)$$

Burada;

M_d = Döndürme momenti (Nm),

F = Fren terazi kuvveti (N),

L = Moment kolu uzunluğu (m),

P_e = Efektif güç(kW),

n = Motor devri (devir/s).

4.5.2 Efektif verim

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

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_y.H_u} \quad (4.3)$$

4.5.3 Ortalama efektif basınç

Ortalama efektif basınç motorun gerçek çevrimdekine eşdeğer bir P_e gücünü vermesi için bir strok boyunca pistona etkimesi gereken sabit basınç olarak ifade edilir. W_e (Nm/çev.), çevrim işi ve V_H (m^3), toplam strok hacmi olmak üzere ortalama efektif basınç [42]:

$$P_{me} = \frac{W_e}{V_H} = \frac{P_e}{n_{\dot{\chi}} \cdot V_H} \quad (4.4)$$

Burada;

P_{me} = Ortalama efektif basınç (N/m^2),

P_e = Efektif güç (kW),

$n_{\dot{\chi}}$ = İş yapan devir sayısı, $n_{\dot{\chi}} = n \cdot i$ (çevrim/s),

4.5.4 Özgül yakıt sarfiyatı

Birim zamanda birim güç başına harcanan yakıt miktarına özgül yakıt sarfiyatı denir. Laboratuvar şartlarında bir motorun yakıt sarfiyatını deney tesisatında hacimsel olarak ölçmek mümkündür. Belli çalışma şartlarında motorun Δt (s) zaman aralığında tükettiği yakıtın hacmi ΔV (cm^3) olsun. Yakıtın yoğunluğu ρ_y (g/cm^3) ise, Özgül yakıt sarfiyatı, b_e ; [42].

$$b_e = \frac{3600 \cdot \Delta V \cdot \rho_y}{P_e \cdot \Delta t} = \frac{3600 \cdot \dot{m}_y}{P_e} \quad (4.5)$$

olarak bulunur.

4.5.5 Silindir içi basıncın istatistiksel analizi

Çevrimsel değişimlerin etkilerini görebilmek amacıyla istatistiksel analiz yapılmıştır. İstatistiksel analizde 72 çevrimin ortalaması alınmıştır.

Çevrimin ortalama basıncı;

$$\bar{P} = \frac{\sum_i^N P_i}{N} \quad (4.6)$$

Burada;

$\bar{P}$: Ortalama basınç (bar)

P_i : i. çevrimdeki basınç değeri (bar)

N : Çevrim sayısı

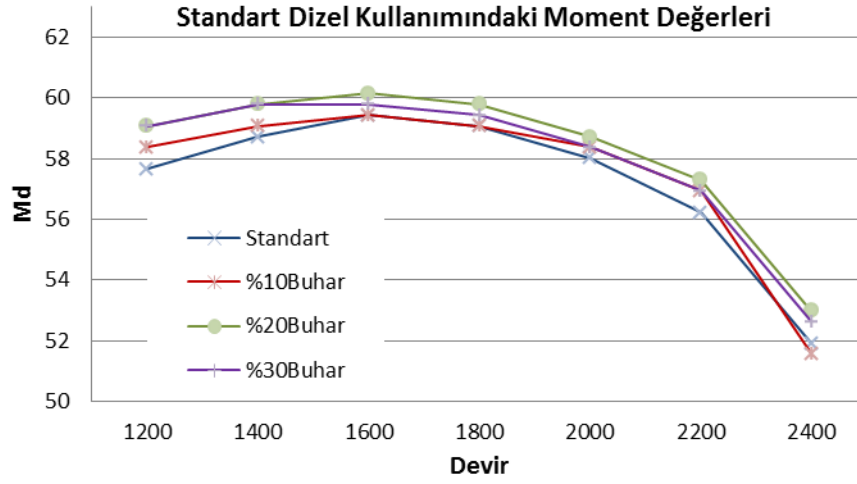
DENEYSEL SONUÇLAR

Tam yükte gerçekleştirilen motor deneylerinde öncelik dizel yakıt ile performans ve emisyon değerleri ölçülmüş ve standart veriler (STD) olarak kaydedilmiştir. Ardından dizel yakıt kullanımında %10, %20 ve %30 buhar enjeksiyonu uygulanmış ve ölçümler tekrarlanmıştır. Dizel yakıt verileri alındıktan sonra, ayçiçek metil esteri (AME), kanola metil esteri (KME) ve soya metil esteri (SME) olmak üzere üç farklı tipte metil ester dizel yakıtla %10 ve %20 oranlarında karıştırılarak performans ve emisyon değerleri kaydedilmiştir. Her metil ester tipi için %10, %20 ve %30 buhar enjeksiyonu uygulanarak ölçülen değerlerdeki değişimler gözlenmiştir. Deneyler sonucunda elde edilen veriler ilerleyen bölümde sunulmuştur.

5.1 Performans Verileri

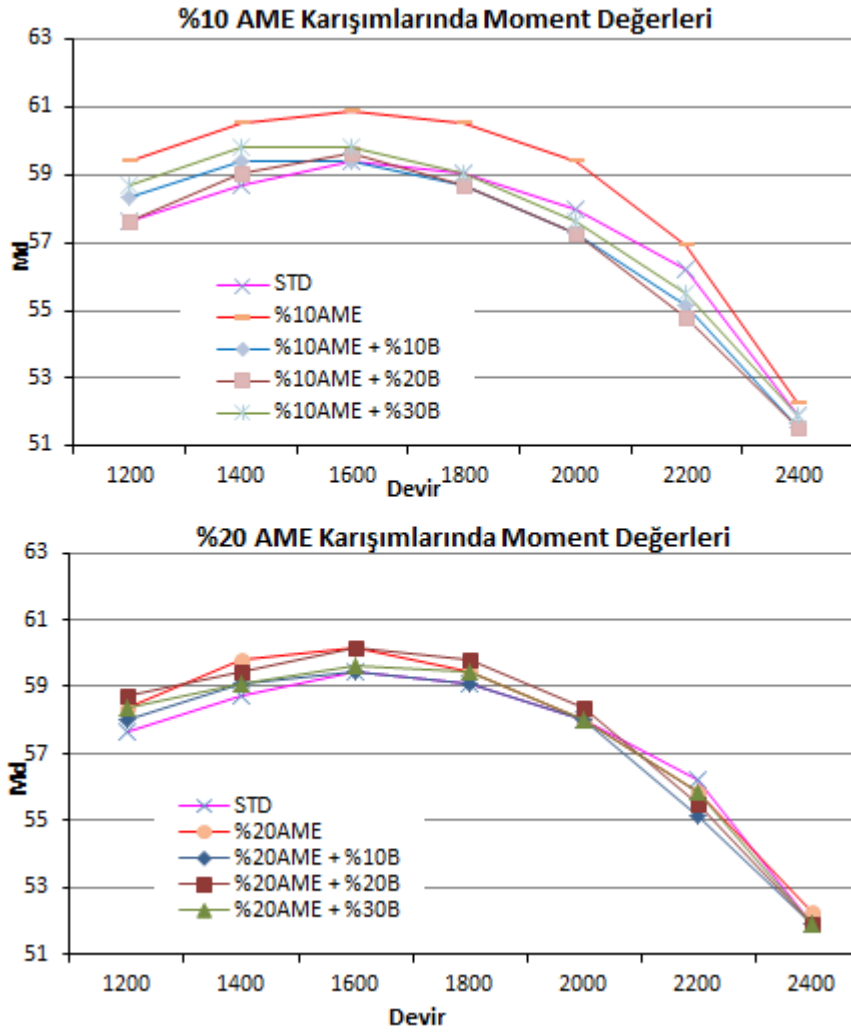
5.1.1 Döndürme Momenti

Dizel yakıt kullanılarak yapılan ölçümler ve buhar enjeksiyonu uygulamasındaki değerler Şekil 5.1 deki grafikte görülmektedir.



Şekil 5.1 Dizel yakıt kullanımı durumundaki moment değerleri

Şekil 5.1’de görüldüğü üzere buhar enjeksiyonu ile motor döndürme momenti değerlerinde iyileşme sağlamıştır. Silindir içerisine gönderilen buhar fazındaki suyun yanmayı iyileştirerek moment artışı sağladığı anlaşılmaktadır. Literatürde silindir içerisindeki su varlığının yakıt tanecik çapında küçülme sağlayarak atomizasyonu iyileştirdiği vurgulanmıştır [43], [44]. Buhar miktarı arttıkça momentteki yükseliş eğilimi devam etmekte, %20 buhar oranında maksimum değerine ulaşmaktadır. Bu orandan sonra ise moment tekrar düşme başlamaktadır. Ancak, tüm buhar oranlarında ölçülen moment standart değerlerin üstünde çıkmıştır. %20 buhar oranında ulaşılan moment değeri 59,1 Nm olarak ölçülmüştür. Bu buhar oranında standart değerlere göre momentteki artış oranı %2.5 olarak hesaplanmıştır.

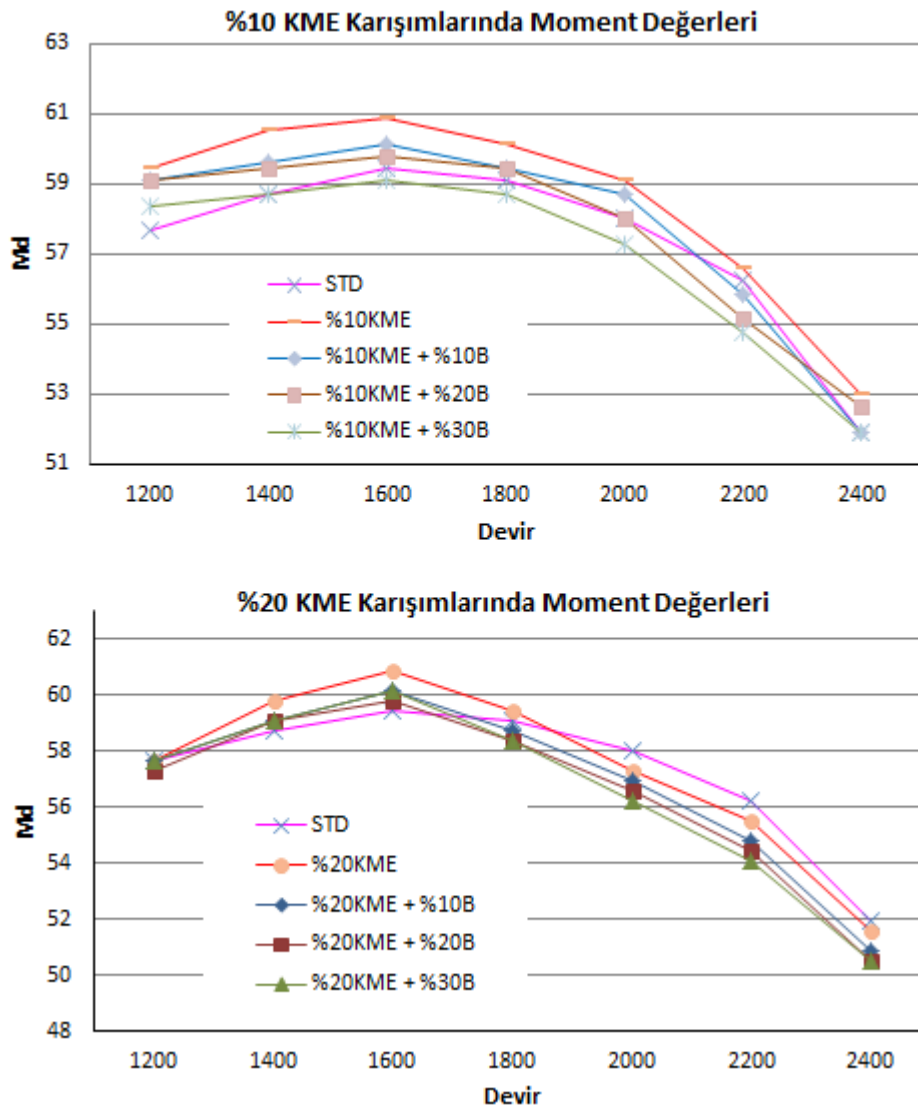


Şekil 5.2 Farklı AME Karışımlarına Buhar Enjeksiyonun döndürme momentine Etkileri

%10 ve %20 AME kullanımı durumundaki moment değerleri Şekil 5.2 deki grafikte verilmiştir. Grafikte görülebileceği gibi dizel yakıtı AME katkısı motor momentinde iyileşme sağlamıştır. Biyodizelin alt ısı değerleri dizel yakıttan daha düşükken, yoğunlukları daha fazladır. Bu sebepten dolayı püskürtme esnasında enjektör plencerine alınan yakıt dizelle aynı hacimde olmasına karşın, yüksek yoğunluk nedeniyle kütleli olarak bir püskürtme zamanında silindir içerisine gönderilen yakıt kütlesi daha fazla olmaktadır. Bu durum da moment değerlerinde iyileşme sağlamaktadır. %10 AME ile yapılan deneylerde en yüksek moment %90dizel+%10 AME karışımında elde edilmiştir. Dizel yakıtı AME katkısı ve buhar enjeksiyonu durumunda düşük devirde moment standart değerinin üstünde olurken yüksek devirlerde azalma

göstermiştir. Buhar enjeksiyon durumlarındaki en iyi değer %10 AME+%30 buhar durumunda gözlenmiştir.

%20 AME karışımında ise en iyi değer 1200 dev/dak da %20 AME+ %20 Buhar durumunda 58 Nm olarak ölçülmüştür. Bu değer standart momentten %0.62 iyileşme anlamını taşımaktadır.

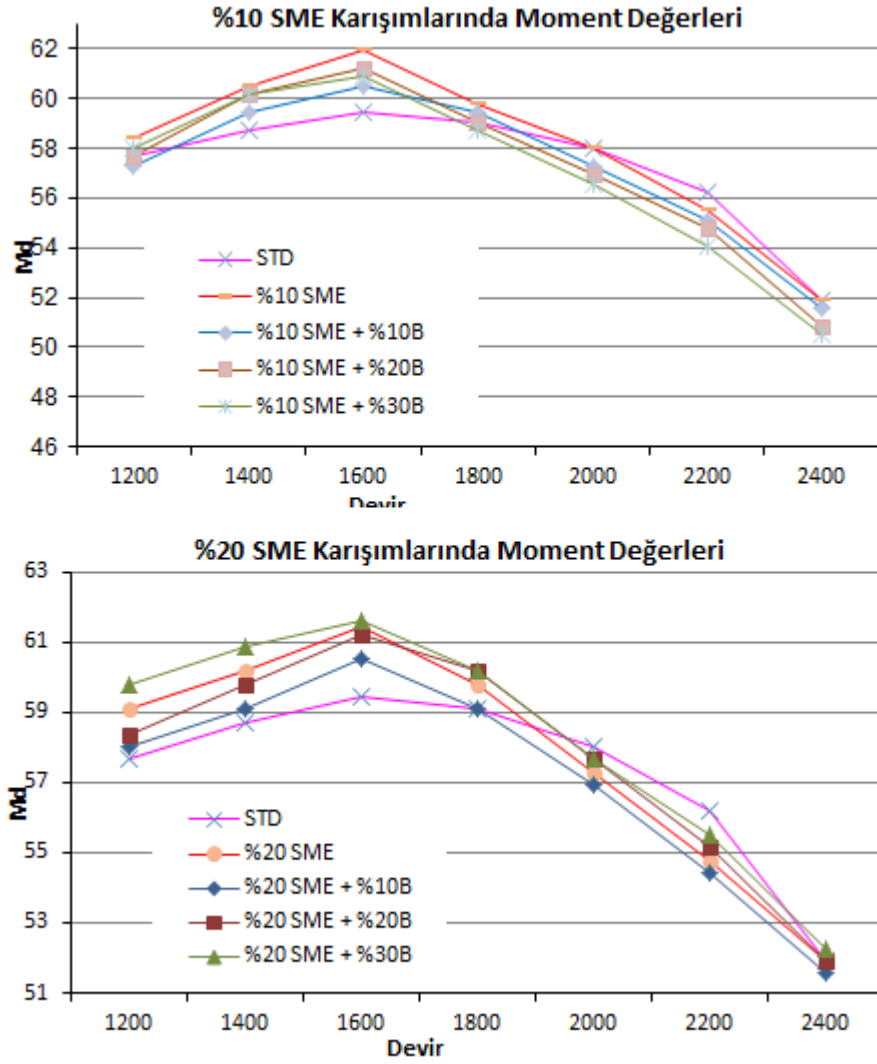


Şekil 5.3 Farklı KME Karışımlarına Buhar Enjeksiyonun döndürme momentine etkileri

Şekil 5.3 deki grafikte %10 ve %20 KME kullanımı durumundaki moment değerleri görülmektedir. %10 KME ile yapılan deneylerde en yüksek moment %90 dizel+%10 KME karışımında elde edilmiştir. Dizele KME katkısı ve buhar enjeksiyonu durumunda düşük devirde moment standart değerın üstünde olurken yüksek devirlerde azalma

göstermiştir. Buhar enjeksiyon durumlarındaki en iyi değer 1200 dev/dak da %10 KME+%10 buhar durumunda 59 Nm olarak gözlenmiştir. Bu değer standart momentten %2.5 daha yüksektir.

%20 KME karışımında ise en iyi değer %20 KME+ %10 Buhar durumunda ölçülmüştür.

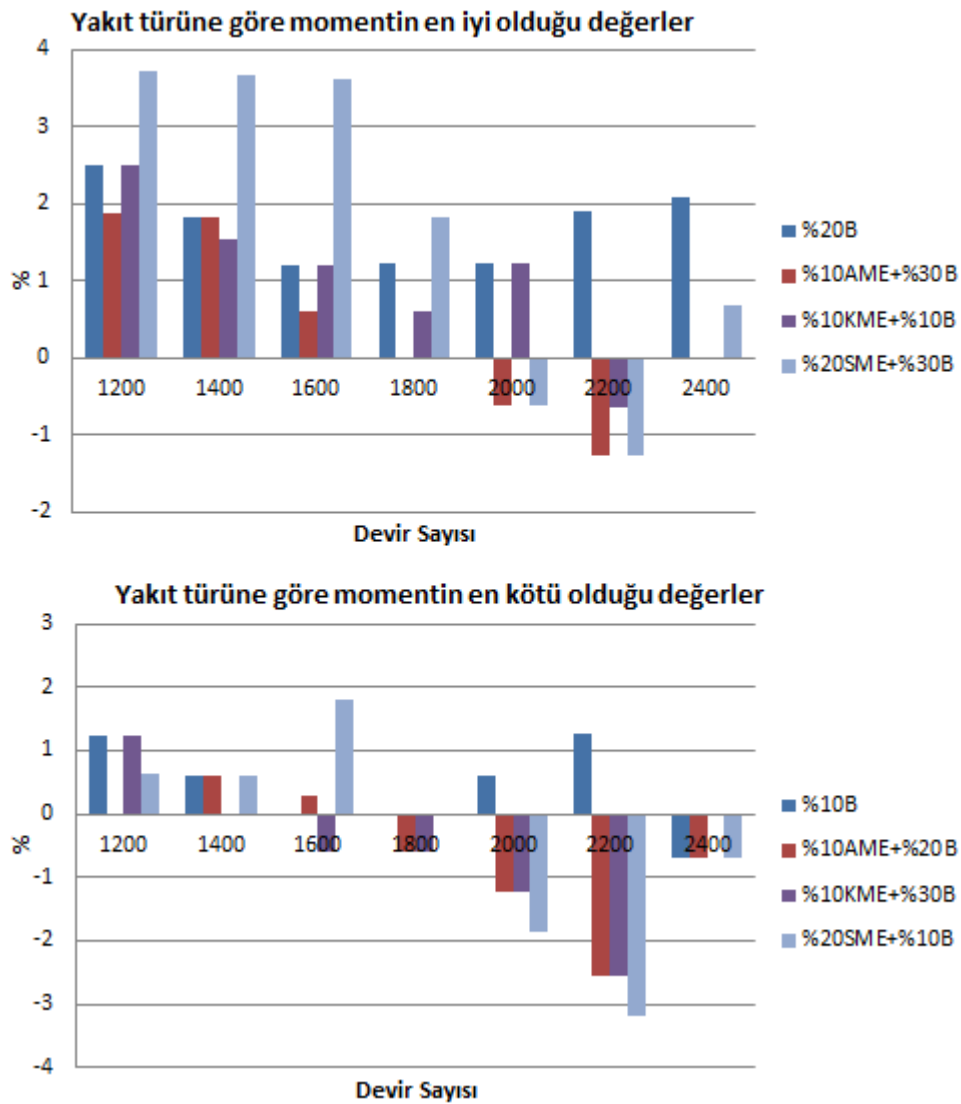


Şekil 5.4 Farklı SME Karışımlarına Buhar Enjeksiyonun döndürme momentine etkileri

%10 ve %20 SME kullanımı durumundaki moment değerleri Şekil 5.4 deki grafikte verilmiştir. %10 SME ile yapılan deneylerde en yüksek moment %90 dizel+%10 SME karışımında elde edilmiştir. Dizele SME katkısı ve buhar enjeksiyonu durumunda düşük devirde ölçülen moment değeri, standart değerin üstünde olurken yüksek devirlerde

azalma göstermiştir. Buhar enjeksiyon durumlarındaki en iyi değer %10 SME+%20 buhar durumunda gözlenmiştir.

%20 KME karışımında ise en iyi değer %20 KME+ %30 Buhar durumunda 1200 dev/dak da 59.7 Nm olarak ölçülmüştür. Bu değer motorun standart moment değerinden %3.7 daha yüksektir.



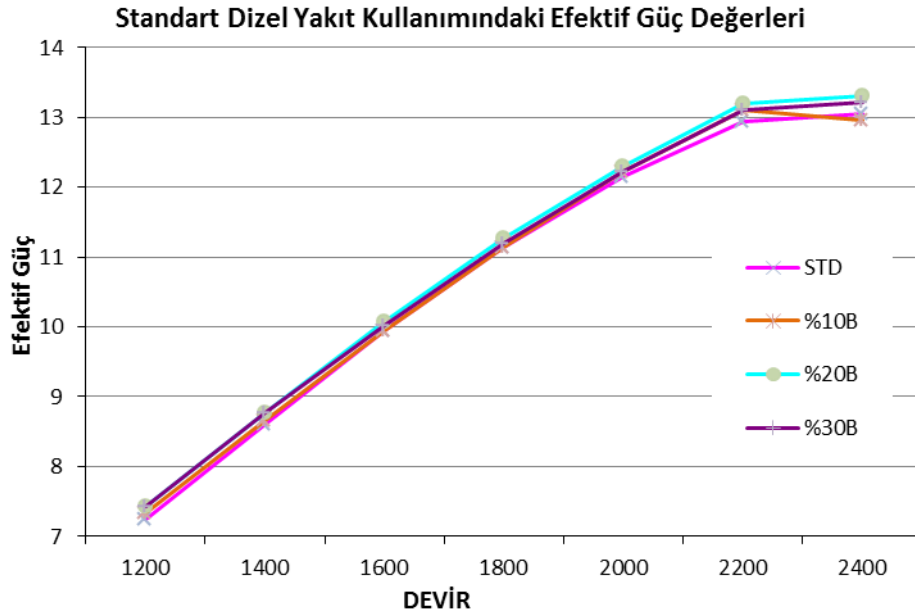
Şekil 5.5 Farklı yakıt türlerine göre döndürme momentinin yüzde olarak değişimleri

Şekil 5.5 de farklı yakıt tiplerine göre moment değerlerinin en iyi ve en kötü olduğu durumlar görülmektedir.

Grafikte de görülebileceği gibi momentte en fazla artış %20 SME+%30 buhar kullanımında gözlenirken, en kötü durum %20 SME+%10 buhar olarak saptanmıştır.

5.1.2 Efektif Güç

Dizel yakıt kullanılarak yapılan ölçümler ve buhar enjeksiyonu durumundaki değerler Şekil 5.6 deki grafikte sunulmuştur.

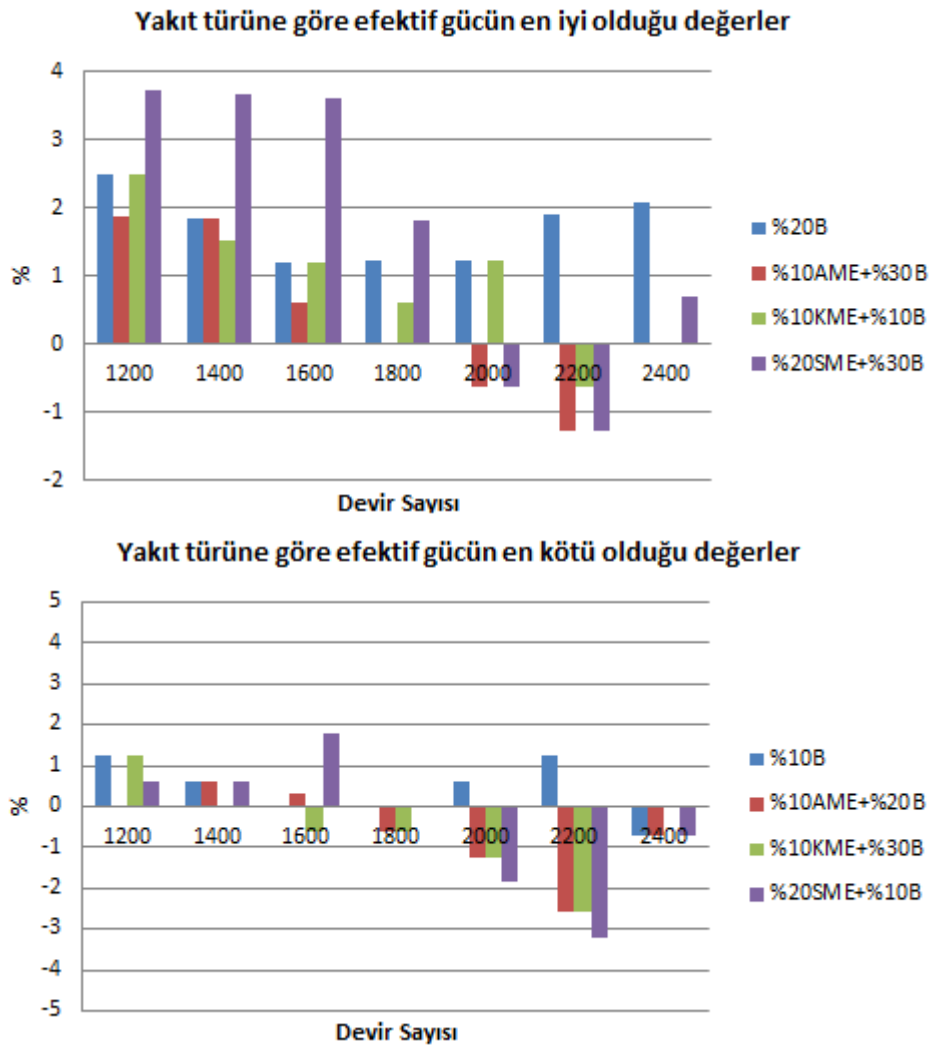


Şekil 5.6 Dizel yakıtı buhar enjeksiyonun efektif güce etkileri

Grafikte de görülebileceği gibi buhar enjeksiyonu motor efektif gücünde önemli bir değişikliğe yol açmamıştır. Buhar enjeksiyonu ile birlikte efektif güçte küçük bir artış sağlandığı söylenebilir. Motor momentine benzer olarak, buhar miktarı arttıkça momentteki yükseliş trendi devam etmiş, buhar miktarı %20 ye ulaştıktan sonra düşüşe geçmiştir. Tüm buhar oranlarında ölçülen moment standart değer in üstünde çıkmıştır. En yüksek momente %20 buhar enjeksiyonu durumunda ulaşılmış, 7,42 kW olarak ölçülen değer in standart değer den %2.5 daha iyi olduğu hesaplanmıştır.

Genel olarak metil ester-dizel karışımları ve buhar enjeksiyonu durumlarında düşük devirlerde ölçülen efektif güçler standart değerlerin üzerinde olurken, devir arttıkça efektif güçlerin azaldığı ve standart değer in altına indiği gözlenmiştir.

Şekil 5.7 de farklı yakıt tipleri ve buhar enjeksiyon miktarlarına göre efektif güç deki en iyi ve en kötü durumlar yer almaktadır.

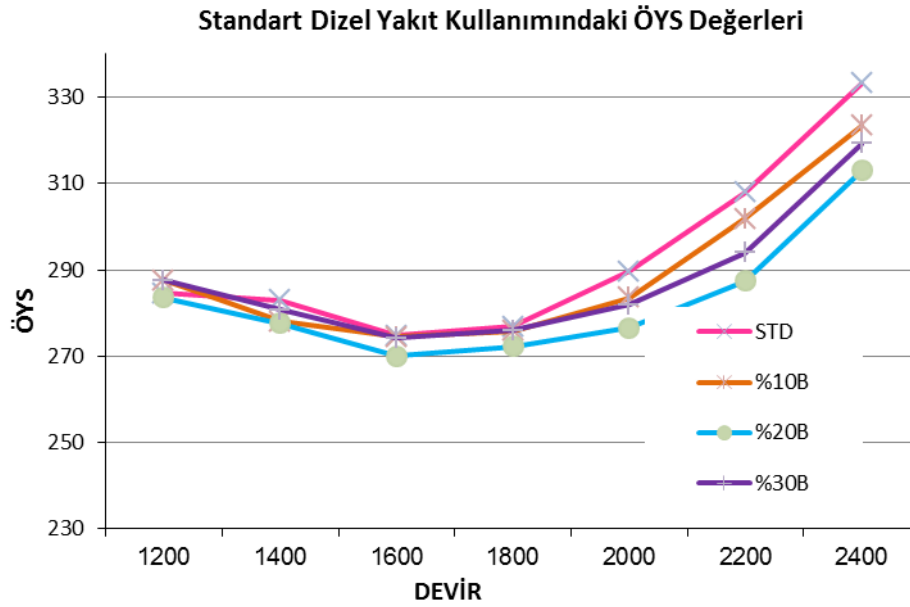


Şekil 5.7 Farklı yakıt türlerine göre efektif güçteki değişimler

Efektif güçteki en fazla artış %10 KME+%10 Buhar durumunda 1200 dev/dak da 7,4 kW olarak ölçülmüştür. Bu değer standart efektif güçten %2,5 daha yüksektir. En kötü durum ise %20 SME+%10 Buhar enjeksiyonunda 2200 devirde 12,5 kW olarak ölçülmüştür. Bu değer standart efektif güçten %3,2 daha düşüktür

5.1.3 Özgöl Yakıt Sarfiyatı

Dizel yakıt kullanılarak yapılan ölçümler ve buhar enjeksiyonu durumundaki değerler Şekil 5.8 deki grafikte sunulmuştur.



Şekil 5.8 Dizel yakıtla buhar enjeksiyonun efektif güce etkileri

Grafikte de görülebileceği gibi buhar enjeksiyonu efektif özgül yakıt sarfiyatında (ÖYS) iyileşme sağlamıştır. Buhar miktarı arttıkça ÖYS’da ki azalma trendi devam etmiş, buhar miktarı %20 ye ulaştıktan sonra artmaya başlamıştır. Tüm buhar oranlarında ölçülen ÖYS değerleri standart değerinin altında çıkmıştır. En düşük ÖYS na %20 buhar enjeksiyonu durumunda ulaşılmış, 307,9 g/kWh olarak ölçülen değer standart değerden % 6,7 daha iyi olduğu hesaplanmıştır.

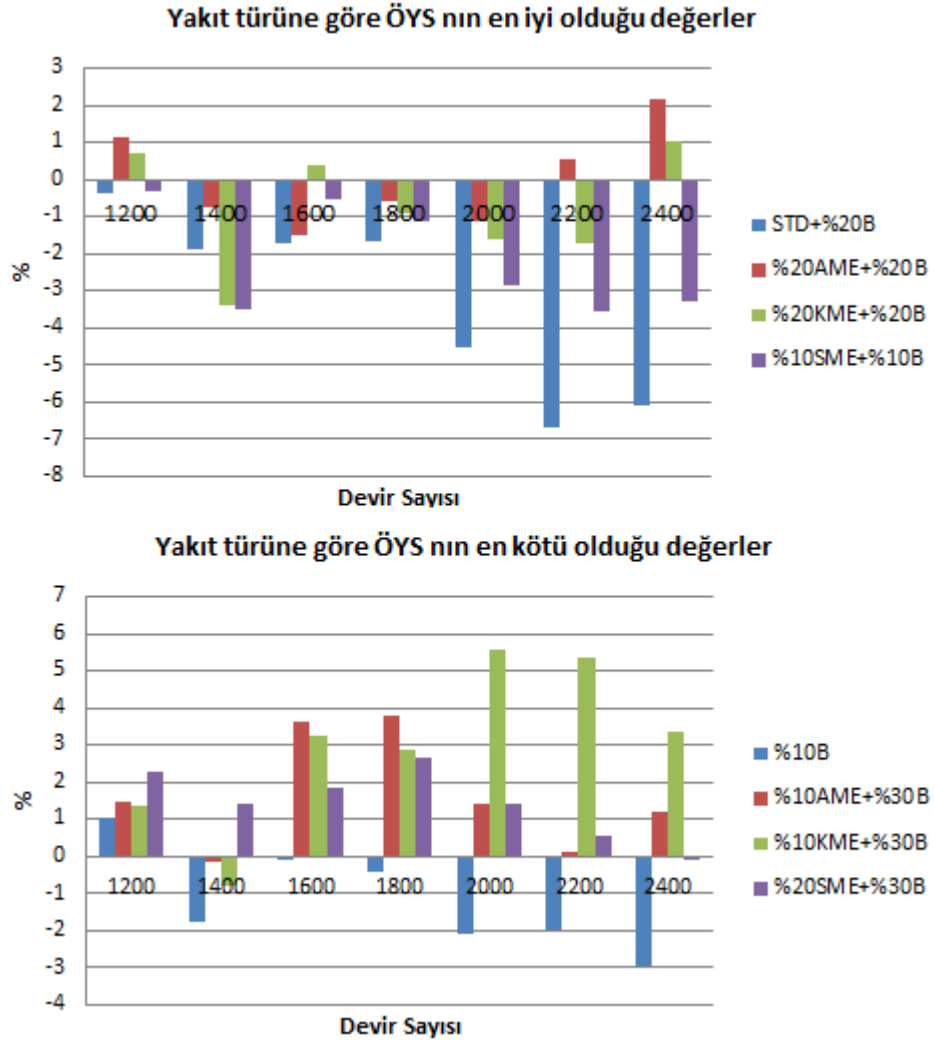
Farklı metil esterlerin dizel yakıtla karışımlarının kullanımında ise genel olarak ÖYS’nın arttığı ve standart değerinin üzerine çıktığı gözlemlenmiştir. Bu duruma bitkisel yağlardan elde edilen metil esterlerin alt ısı değerlerinin dizel yakıtla orana daha düşük olmasının yol açtığı düşünülmektedir.

Bitkisel kaynaklı yağlardan elde edilen metil esterlerin viskozitesi standart dizel yakıttan daha yüksektir. Bu nedenle ME in enjektör tarafından püskürtülmesi ve atomizasyonu dizel yakıttan daha kötü olabilmektedir. Buhar enjeksiyonu uygulandığında, buhar fazındaki su mikro patlamalarla yakıtın atomizasyonunu iyileştirdiğine daha verimli bir

yanmaya yardımcı olduğu; bu durumun da özgül yakıt sarfiyatının iyileşmesini sağladığı söylenebilir.

AME karışımları üzerine buhar püskürtüldüğünde ÖYS'nin azalmaya başladığı, diğer performans parametrelerindeki verilere paralel olarak da püskürtülen buhar miktarı %20 nin üzerine çıktığında iyileşmenin tersine döndüğü gözlemlenmiştir. KME karışımı üzerine buhar püskürtülmesi durumunda minimum ÖYS %10 buhar oranı ile elde edilmiştir. Bu orandan sonra ÖYS artma trendine girmiştir.

Düşük devirlerde ÖYS'nin yakıt tipinden ya da buhar enjeksiyonundan pek fazla etkilenmediği görülürken devir sayısı, yakıt türü ve buhar enjeksiyonunun etkisi daha net görülmekte, artma yada azalma trendi daha belirgin halde gözlemlenmektedir.



Şekil 5.9 Farklı yakıt türlerine göre ÖYS değişimleri

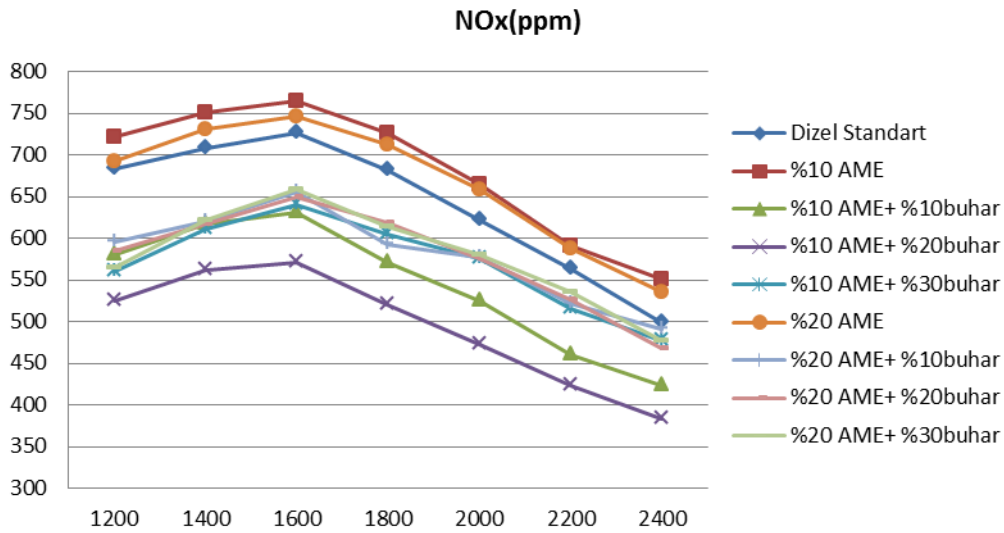
Şekil 5.9 da farklı yakıt türlerine ve buhar miktarlarına göre ÖYS'nin en iyi ve en kötü durumları görülmektedir.

ÖYS'nda ki en iyi durum %10 SME+%10 buhar durumunda 2200 dev/dak da 296,9g/kWh olarak ölçülmüştür. Bu değer standart ÖYS'ndan %3,5 daha düşüktür. En kötü durum ise %10 SME+%30 Buhar enjeksiyonunda 2000 devirde 305,8 g/kWh olarak ölçülmüştür. Bu değer standart ÖYS'ndan %5,6 daha düşüktür.

5.2 Emisyon Verileri

5.2.1 Azot Oksit

Farklı oranlardaki AME karışımı kullanılarak yapılan ölçümler ve buhar enjeksiyonu durumundaki azot oksit (NOx)değerler Şekil 5.10 deki grafikte sunulmuştur.

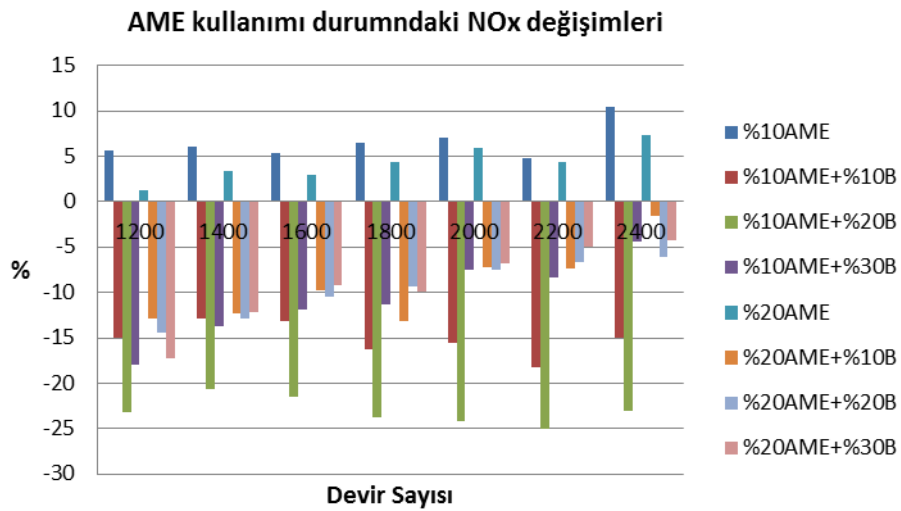


Şekil 5.10 Farklı AME ve buhar oranlarındaki NOx emisyonu değerleri

Grafikten de görülebileceği gibi AME kullanımı NOx emisyonlarının artmasına neden olmaktadır. Bitkisel yağlar yapılarında yaklaşık olarak %10 oranında oksijen ihtiva ederler. İçerdikleri bu oksijen nedeniyle bitkisel kaynaklı metil esterler yanma esnasında hava içerisindeki nitrojenle tepkimeye girerek NOx emisyonlarını oluştururlar. Bu yüzden AME kullanımı durumunda NOx emisyonları yükselmiştir.

Grafikte görüldüğü gibi buhar enjeksiyonu ile NOx seviyeleri aşağıya çekilmiştir. Tüm buhar oranlarında NOx emisyonu seviyesi standart değer altındadır. Silindir içersine

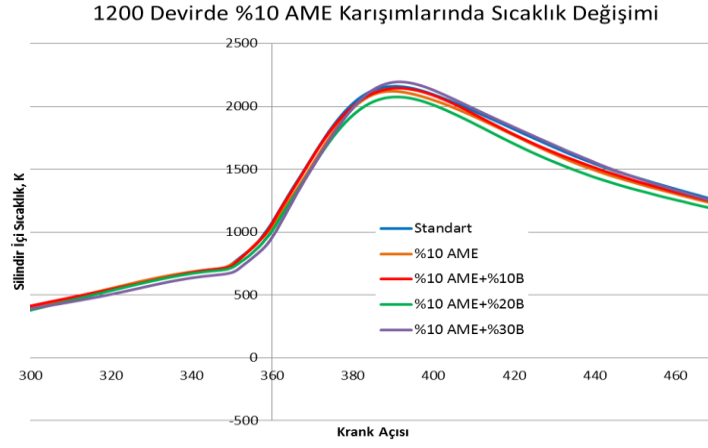
gönderilen buhar miktarı arttıkça NOx seviyesi aşağılara çekilmektedir. Bir noktadan sonra buhar miktarının artması NOx emisyonu seviyelerindeki azalma yönündeki trendi olumsuz etkilemektedir. NOx seviyeleri göz önünde bulundurulduğunda optimum buhar miktarı %20 olarak görülmektedir. NOx emisyonundaki en fazla azalma %10 AME+%20 buhar durumunda 2200 devirde standart dizel motora göre %25 olarak gözlenmiştir. Bu noktada ölçülen NOx emisyonu değeri 422 ppm dir. Şekil 5.11 de farklı AME ve buhar oranları için NOx değişim miktarları yüzde olarak gösterilmiştir



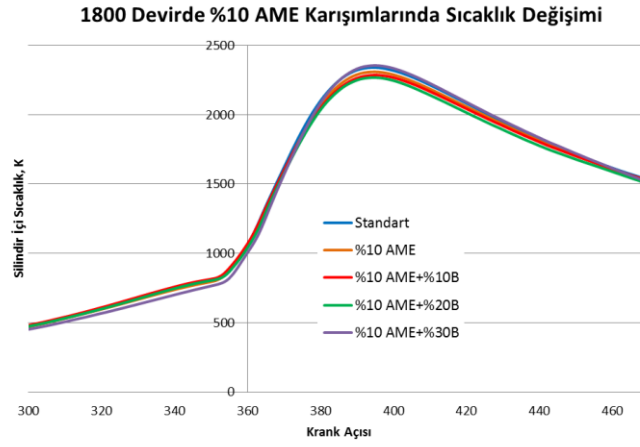
Şekil 5.11 Farklı AME ve buhar oranları için NOx değişim miktarları

Devir sayısı arttıkça, buhar enjeksiyonunun NOx emisyonlarını düşürme konusundaki etkinliği genellikle azalmaktadır. Bilindiği gibi yüksek devirlere doğru silindir içerisine giren havanın yetersiz olması dolayısıyla karışım zenginleşmeye başlamakta ve doğal olarak da silindir içi sıcaklık düşmektedir. Dolayısıyla, buhar enjeksiyonu ile NOx emisyonundaki azalma sınırlı kalmaktadır

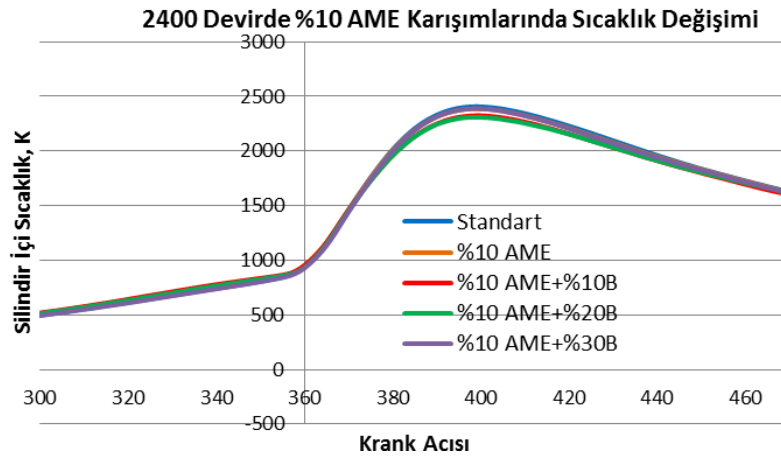
Şekil 5.12, Şekil 5.13 ve Şekil 5.14'teki grafiklerde düşük, orta ve yüksek devirlerde, %10 AME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler gösterilmiştir.



Şekil 5.12 1200 devirde %10 AME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler

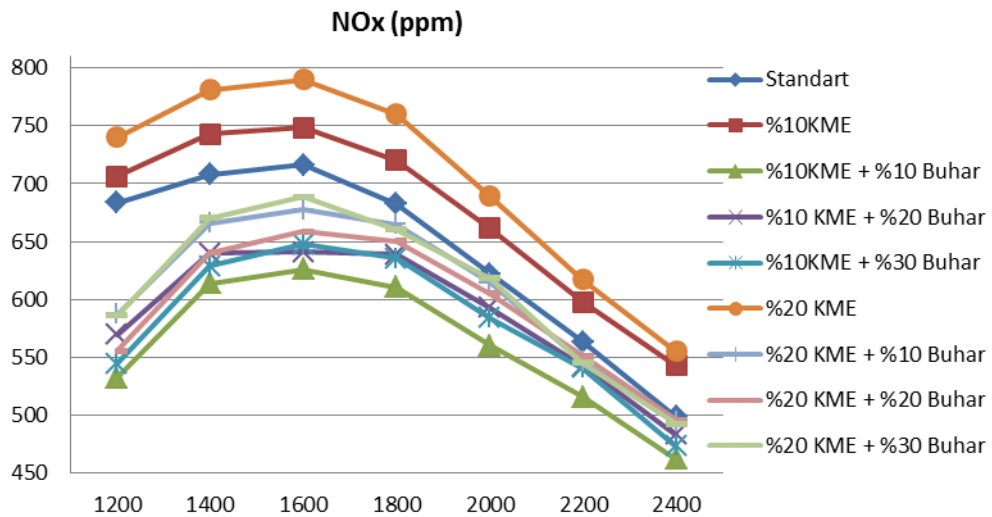


Şekil 5.13 1200 devirde %10 AME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler



Şekil 5.14 1200 devirde %10 AME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler

Grafiklerden de görülebileceği üzere buhar enjeksiyonu uygulaması yapıldığında sıcaklık değerlerinin standart motor değerinden bir miktar aşağıya çekildiği görülmektedir. Bilindiği gibi suyun özgül ısısı havanın yaklaşık 4 katıdır. Dolayısıyla sıkıştırma ve yanma periyodunda su buharı ortamdan havaya göre dört kat daha fazla ısı çekerek sıcaklığı 1 derece artırmaktadır. Su buharının silindir içerisine gönderilemsi durumunda Şekilde AME karışımları üzerine buhar püskürtülmesi durumunda buhar oranı arttıkça silindir içi gaz sıcaklığının da azaldığı görülmektedir. %10AME+%20B karışımıyla en düşük sıcaklığa ulaşılmıştır. Bu durum Şekil 5.10'da gösterilmiş olan NOx emisyonlarındaki en düşük emisyon değerinin %10 AME+%20 buhar uygulamasında sağlanmış olmasını da açıklamaktadır. Yine Şekil 5.10'daki verilere paralel olarak silindir içi sıcaklıklar buhar oranı %20'nin üzerine çıktığında artmaktadır. Bunun nedeni olarak 3 bar basınç ve 133,5 °C sıcaklık şartlarında silindir içerisinde gönderilen buharın sıkıştırma sonu sıcaklık artışına neden olmasına karşılık yanma esnasında silindir içi gaz sıcaklığında meydana gelen sıcaklık düşmesiyle ancak telafi edilebildiği anlaşılmaktadır. Grafikte %20 buhar oranından sonra silindir içi sıcaklığın tekrar artış trendinde olması bu görüşü destekler mahiyettedir. Ayrıca devir sayısı arttıkça pik sıcaklıkların standart dizel kullanımındaki değere yaklaşması, Şekil 5.11'de görülen NOx emisyonu değişim yüzdelerinin devir sayısı yükseldikçe azalmasını açıklamaktadır.

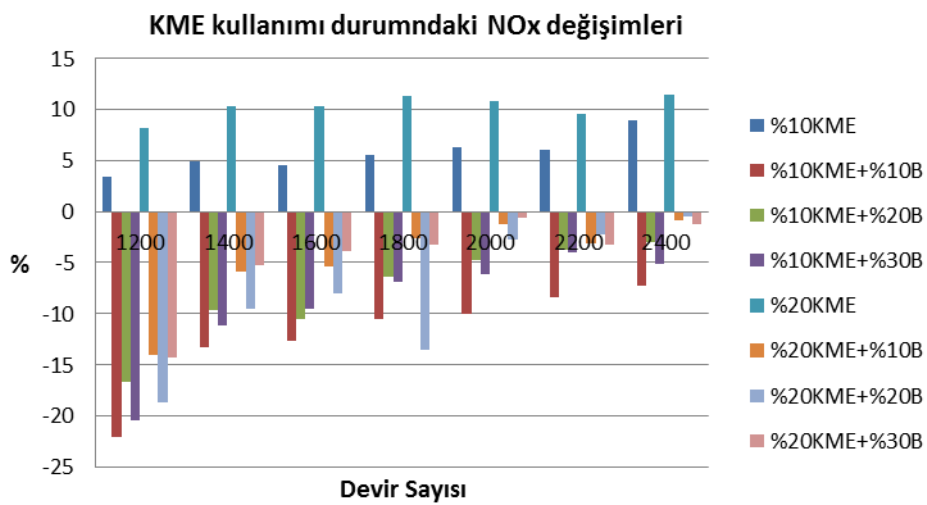


Şekil 5.15 Farklı KME ve buhar oranlarındaki NOx emisyonu değerleri

Şekil 5.15 de Farklı KME ve buhar oranlarındaki NOx emisyonu değerleri görülmektedir. Benzer biçimde, KME kullanımında da NOx emisyonu seviyeleri artmıştır. Bunun temel nedeni yine KME'nin içerdiği yüksek oksijen oranıdır.

Buhar enjeksiyonu ile NOx seviyeleri standart seviyenin altına inmiştir. NOx seviyesindeki en fazla düşüş %10 KME+%10 buhar durumunda 1200 devirde %22,1 olarak gözlenmiştir. Bu noktada ölçülen NOx emisyonu değeri 532,5 ppm dir.

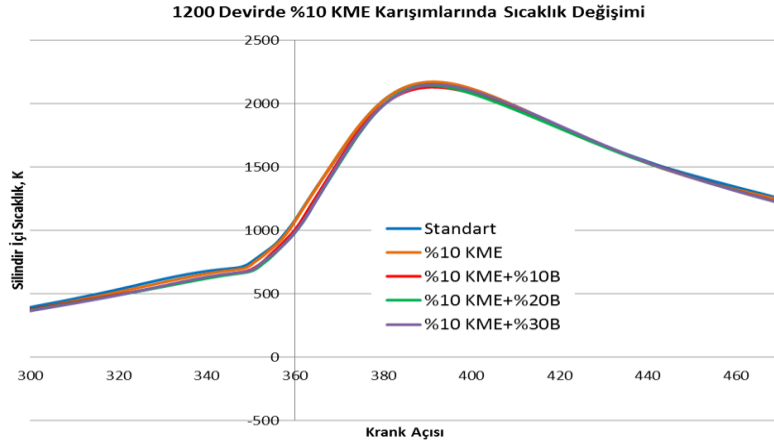
Şekil 5.16 de farklı KME ve buhar oranları için NOx değişim miktarları yüzde olarak gösterilmiştir.



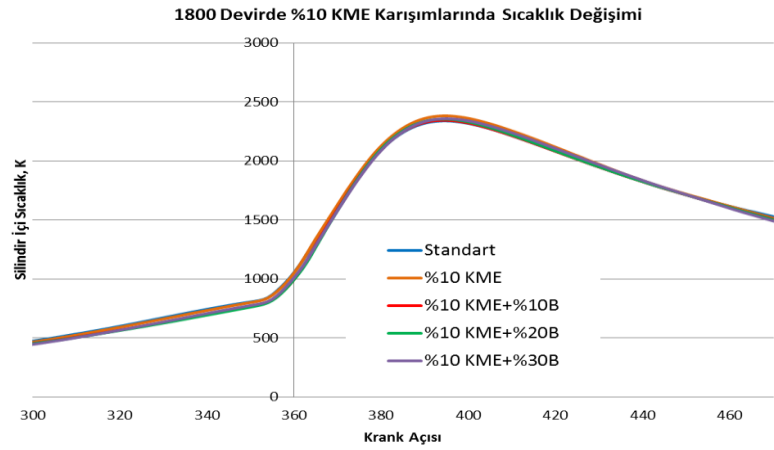
Şekil 5.16 Farklı KME ve buhar oranları için NOx değişim miktarları

Devir sayısı arttıkça da buhar enjeksiyonunun NOx emisyonlarını düşürme konusundaki etkinliği genellikle azalmaktadır. Bilindiği gibi yüksek devirlere doğru silindir içine giren havanın yetersiz olması dolayısıyla karışım zenginleşmeye başlamakta ve doğal olarak da silindir içi sıcaklık düşmektedir. Dolayısıyla, buhar enjeksiyonu ile NOx emisyonundaki azalma sınırlı kalmaktadır

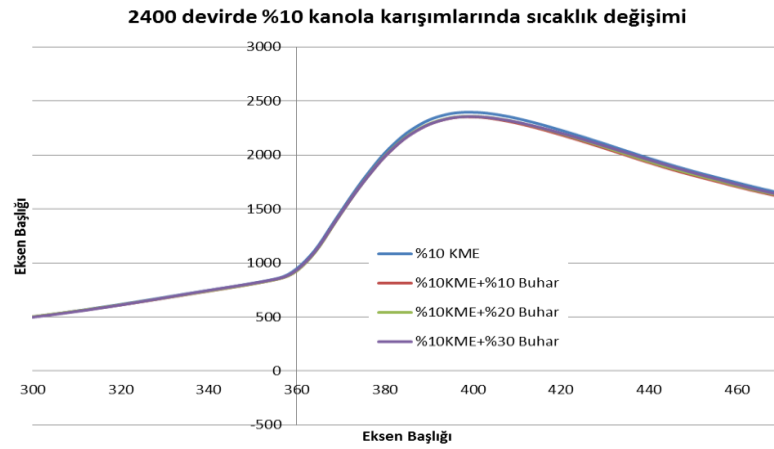
Şekil 5.17, Şekil 5.18 ve Şekil 5.19'daki grafiklerde düşük, orta ve yüksek devirlerde, %10 KME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler gösterilmiştir.



Şekil 5.17 1200 devirde %10 KME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler



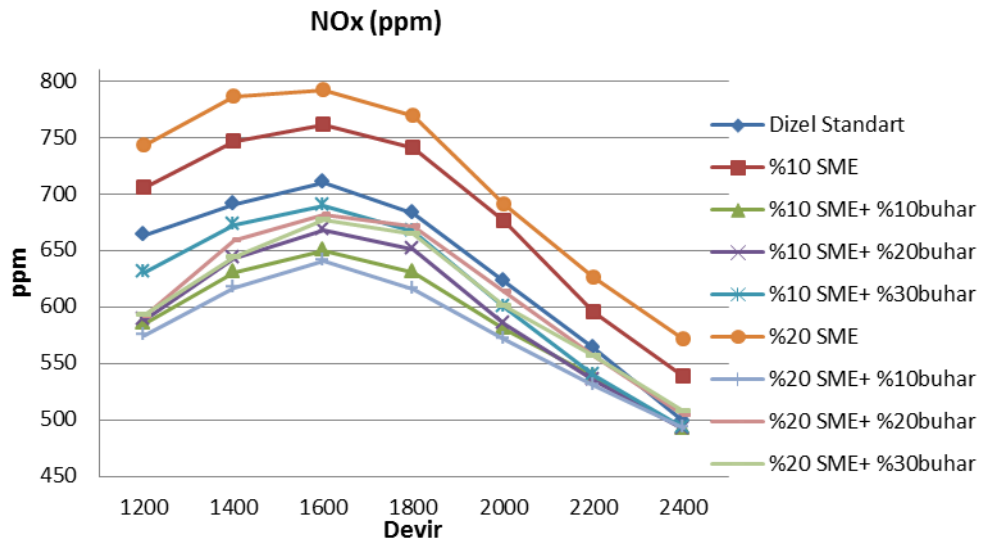
Şekil 5.18 1800 devirde %10 KME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler



Şekil 5.19 2400 devirde %10 KME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler

Grafiklerden de görülebileceği üzere buhar enjeksiyonu uygulandığında sıcaklık değerlerinin standart motor değerlerinden daha aşağıya çekildiği görülmektedir. Yanma esnasında buharın soğutma etkisi sıcaklıklardaki azalmanın nedeni olarak görülebilir.

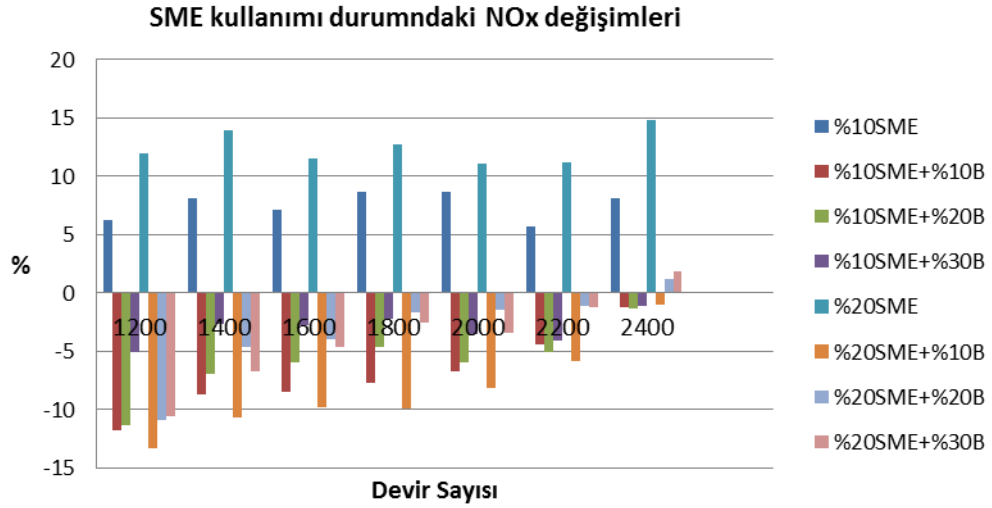
1200 devirde en düşük pik sıcaklığı %10 KME+ %10 Buhar uygulamasında gözlenmiştir. Bu durum Şekil 5.15’de gösterilmiş olan NOx emisyonlarındaki en düşük emisyon değerinin %10 KME+%10 buhar uygulamasında sağlanmış olmasını da açıklamaktadır. Yine Şekil 5.15’deki verilere paralel olarak silindir içi sıcaklıklar buhar oranı %10’un üzerine çıktığında artmaktadır. Ayrıca devir sayısı arttıkça pik sıcaklıkların standart dizel kullanımındaki değere yaklaşması, Şekil 5.16’de görülen NOx emisyonu değişim yüzdelerinin devir sayısı yükseldikçe azalmasını açıklamaktadır.



Şekil 5.20 Farklı SME ve buhar oranlarındaki NOx emisyonu değerleri

Şekil 5.20 de Farklı SME ve buhar oranlarındaki NOx emisyonu değerleri görülmektedir. AME ve KME kullanımıyla benzer biçimde, SME kullanımında da NOx emisyonu seviyeleri artmıştır. Bunun temel nedeni SME’nin içerdiği yüksek oksijen oranıdır.

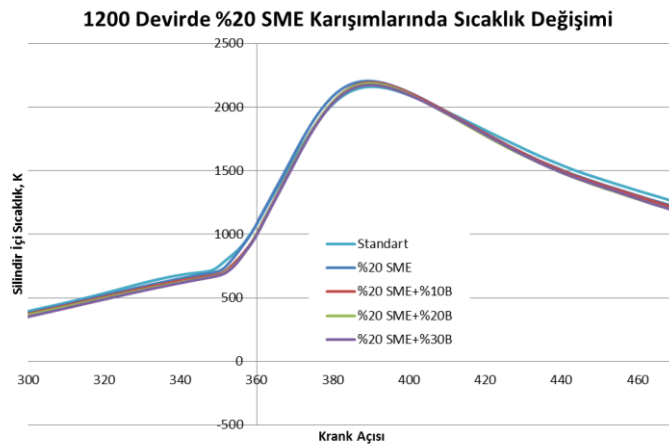
Buhar enjeksiyonu ile NOx seviyeleri standart seviyenin altına inmiştir. NOx seviyesinde ki en fazla düşüş %20 SME+%10 buhar durumunda 1200 devirde %13,3 olarak gözlenmiştir. Bu noktada ölçülen NOx emisyonu değeri 575 ppm dir. Şekil 5.21 de farklı SME ve buhar oranları için NOx değişim miktarları yüzde olarak gösterilmiştir.



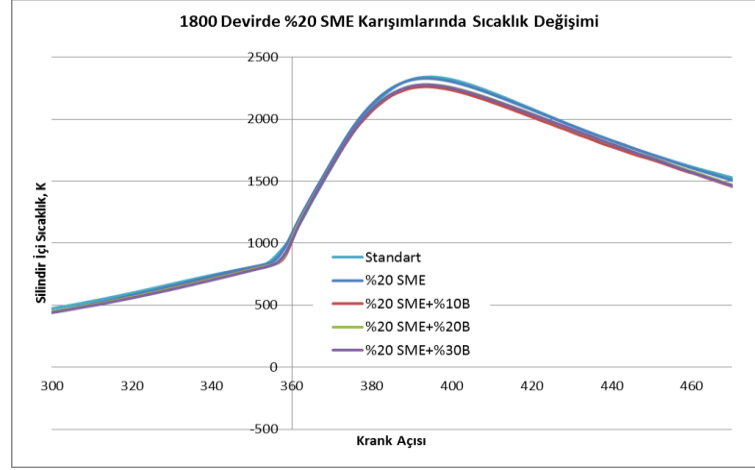
Şekil 5.21 Farklı SME ve buhar oranları için NOx değişim miktarları

Devir sayısı arttıkça da buhar enjeksiyonunun NOx emisyonlarını düşürme konusundaki etkinliği genellikle azalmaktadır. Bilindiği gibi yüksek devirlere doğru silindir içersine giren havanın yetersiz olması dolayısıyla karışım zenginleşmeye başlamakta ve doğal olarak da silindir içi sıcaklık düşmektedir. Dolayısıyla, buhar enjeksiyonu ile NOx emisyonundaki azalma sınırlı kalmaktadır

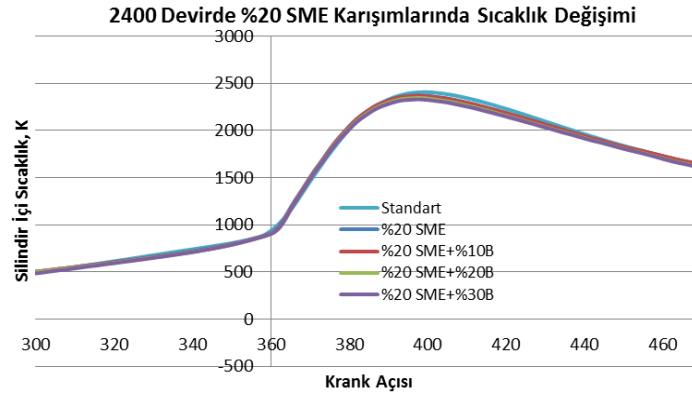
Şekil 5.22, Şekil 5.23 ve Şekil 5.24'daki grafiklerde düşük, orta ve yüksek devirlerde, %10 KME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler gösterilmiştir.



Şekil 5.22 1200 devirde %20 SME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler



Şekil 5.23 1800 devirde %20 SME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler

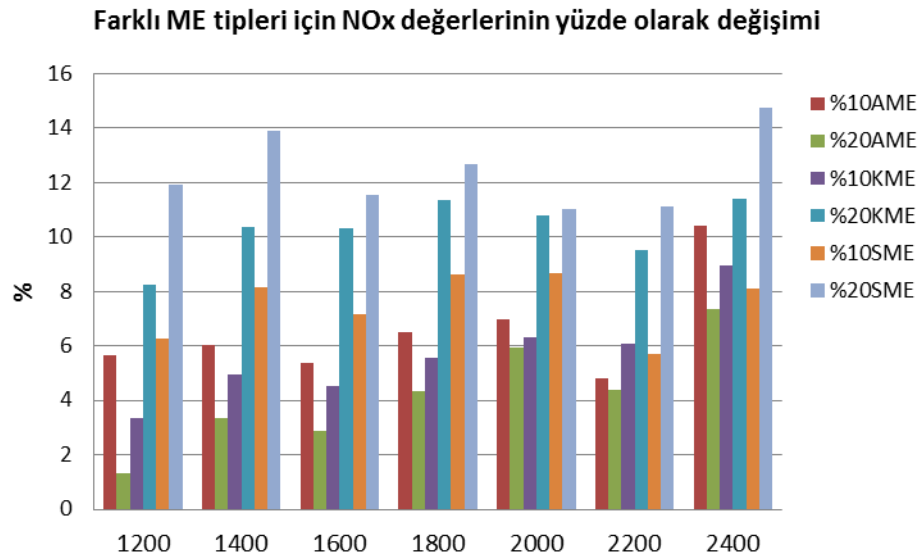


Şekil 5.24 2400 devirde %10 KME karışımı ve farklı buhar oranları için silindir içi sıcaklık değerlerindeki değişimler

Grafiklerden de görülebileceği üzere buhar enjeksiyonu uygulandığında sıcaklık değerlerinin standart motor değerlerinden daha aşağıya çekildiği görülmektedir. Yanma esnasında buharın soğutma etkisi sıcaklıklardaki azalmanın nedeni olarak görülebilir.

1800 devirde en düşük pik sıcaklığı %20 SME+ %10 Buhar uygulamasında gözlenmiştir. Bu durum Şekil 5.20’de gösterilmiş olan NO_x emisyonlarındaki en düşük emisyon değerinin %20 SME+%10 buhar uygulamasında sağlanmış olmasını da açıklamaktadır. Yine Şekil 5.20’deki verilere paralel olarak silindir içi sıcaklıklar buhar oranı %20’nin üzerine çıktığında artmaktadır. Ayrıca devir sayısı arttıkça pik sıcaklıkların standart dizel kullanımındaki değere yaklaşması, Şekil 5.21’de görülen, NO_x emisyonu değişim yüzdelerinin devir sayısı yükseldikçe azalmasını açıklamaktadır.

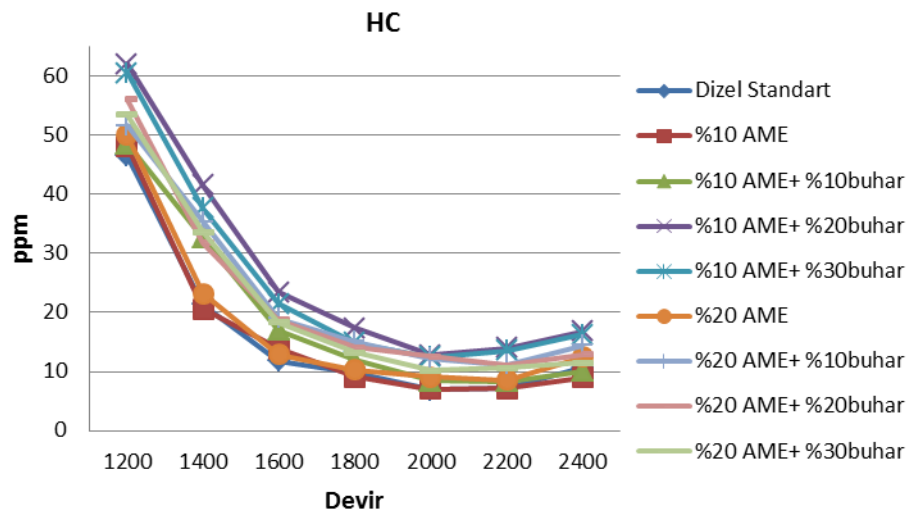
Şekil 5.25 da Farklı ME tipleri ve buhar oranları için NOx değişim miktarları yüzde olarak verilmiştir. ME çeşiti ve karışım oranına göre NOx emisyonu seviyelerindeki en fazla artış %14,8 ile %20 SME nin 2400 devir noktasında, en düşük orandaki artış ise %1,3 ile %20 AME nin 1200 devir noktasında gözlenmiştir.



Şekil 5.25 Farklı ME tipleri ve buhar oranları için NOx değişim miktarları

5.2.2 Hidrokarbon Emisyonları

Farklı oranlardaki AME karışımı kullanılarak yapılan ölçümler ve buhar enjeksiyonu durumundaki Hidrokarbon (HC) değerler Şekil 5.26 deki grafikte sunulmuştur.

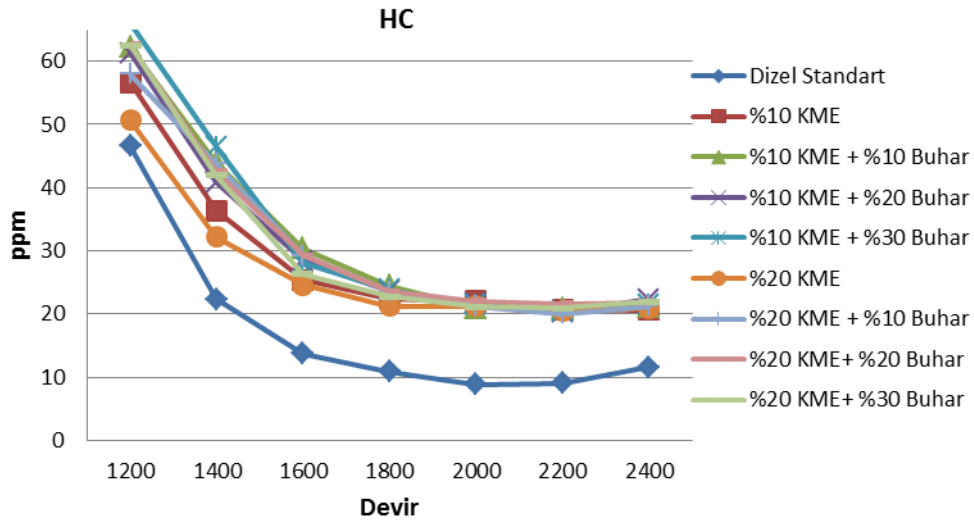


Şekil 5.26 Farklı AME ve buhar oranları için HC emisyonu değerleri

Grafikte de görülebileceği gibi, AME kullanımının HC emisyonları üzerine gözle görülür bir etkisi olmamıştır. %10 AME karışımında buhar enjeksiyonu durumunda ise buhar miktarının artışı HC emisyonlarını olumsuz yönde etkilemiş, püskürtülen buhar miktarı %20 nin üzerine çıktığında ise HC emisyonları azalmaya başlamıştır. %20 AME karışımında ise buhar enjeksiyonu ile HC emisyonları STD değerini ve %20 AME karışımı için ölçülen değerin üzerinde ölçülmüş, buhar miktarının değişiminin HC emisyonu seviyesi üzerinde önemli bir etkisi olmamıştır. Devir sayısının değişiminin de emisyon trendleri üzerinde önemli bir etkili olmamıştır. Buhar enjeksiyonu ile HC emisyonlarındaki artış, ölçüm cihazının belirsizliğinin ± 12 ppm olduğu dikkate alındığında, özellikle 1800 d/d dan sonra anlamlı değildir. Dolayısıyla buhar püskürtülmesi durumunda HC emisyonlarında özellikle düşük devirlerde bir miktar artma gözlemlense de yüksek devirlerde silindir içi sıcaklığın düşük devirlere oranla yüksek olması HC emisyonlarındaki artışı sınırlandırmıştır.

Buhar enjeksiyonu uygulandığında, özellikle düşük devir aralıklarında karışımın fakir olmasında etkisiyle su buharının silindir içi gaz sıcaklığını düşürdüğü ve bu durumda HC emisyonlarının bir miktar arttırdığı düşünülmektedir. Literatürdeki bazı çalışmalarda da silindir içerisindeki su varlığının yanma esnasında HC emisyonlarının artmasına neden olduğu vurgulanmıştır [5], [45], [46].

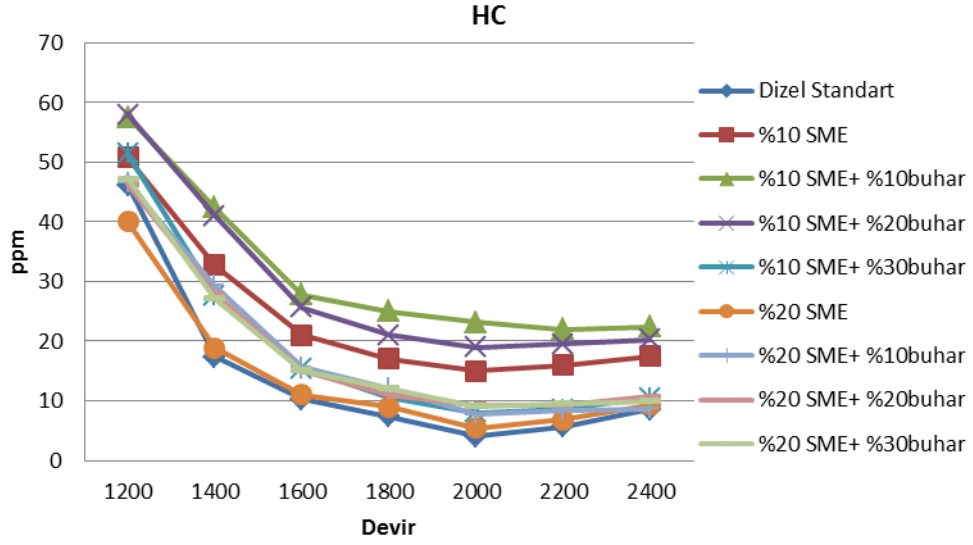
Buhar enjeksiyonu yapılan durumlar göz önünde bulundurulduğunda en yüksek HC emisyonu seviyesi %10 AME+%20 buhar, en düşük HC emisyonu seviyesi ise %10 AME+%10 buhar durumunda gözlenmiştir.



Şekil 5.27 Farklı KME ve buhar oranları için HC emisyonu değerleri

Farklı oranlardaki KME karışımı kullanılarak yapılan ölçümler ve buhar enjeksiyonu durumundaki Hidrokarbon (HC) emisyonu değerleri Şekil 5.27 deki grafikte sunulmuştur. Grafikte de görülebileceği gibi KME kullanımı HC emisyonlarının artmasına neden olmuştur. Düşük devirlerde bu artış sınırlı kalırken, devir sayısı yükseldikçe HC emisyonu seviyesi de standart değerden uzaklaşma eğilimi göstermiştir. Düşük devirlerde KME karışım miktarı arttırıldıkça HC emisyonlarının düştüğü gözlenmiştir. Düşük devirlerde buhar enjeksiyonu HC seviyesinin artmasına neden olmuş, püskürtülen buhar miktarı arttıkça da bu artış devam etmiştir. Bu artışın buharın soğutma etkisinden kaynaklandığı düşünülmektedir. HC emisyonlarındaki artışın bir diğer nedeni olarak metil esterin kurtulma süreci içerisinde KME içerisinde kalan belirli miktardaki suyun yanmayı bir miktar kötüleştirerek HC emisyonunun bir miktar artmasına neden olduğu da düşünülmektedir. HC seviyesinin en yüksek olduğu durum %10 KME+%30 buhar olarak ölçülmüştür.

Devir sayısı arttığında ise buhar enjeksiyonunun etkisi ortadan kalkmaya başlamış, yüksek devirlerde tüm buhar ve KME oranlarındaki HC emisyonu seviyelerinin çok yakın değerlerde olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.28 Farklı SME ve buhar oranları için HC emisyonu değerleri

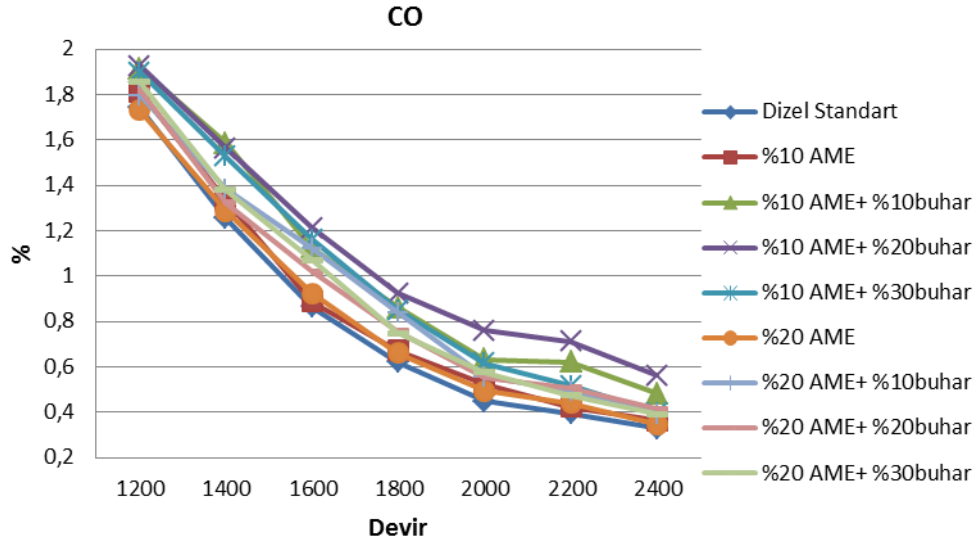
Farklı oranlardaki KME karışımı kullanılarak yapılan ölçümler ve buhar enjeksiyonu durumundaki Hidrokarbon (HC) değerler Şekil 5.28 deki grafikte sunulmuştur. Grafikte de görülebileceği gibi %10 SME karışımı kullanılması HC emisyonlarının artmasına neden olmuştur. Karışımındaki SME oranı arttırıldıkça HC emisyonu seviyesi azalmaya başlamış, %20 SME karışımında HC emisyonu seviyeleri standart değerle çok yakın olarak gözlenmiştir.

%10 SME karışımında buhar enjeksiyonu HC seviyesini arttırmış, buhar oranı arttıkça da HC seviyesi azalmaya başlamıştır. %20 SME karışımında ise buhar enjeksiyonu HC emisyonlarını arttırmakla beraber buhar oranının değişimi emisyon seviyesinde önemli bir değişime neden olmamıştır. Devir sayısının değişimi ise emisyon trendlerinde önemli bir değişikliğe sebep olmamıştır.

Tüm durumlar göz önünde bulundurulduğunda en yüksek HC emisyonu seviyesi %10 SME+%10 buhar durumunda ölçülmüştür.

5.2.3 Karbonmonoksit emisyonları

Farklı oranlardaki AME karışımı kullanılarak yapılan ölçümler ve buhar enjeksiyonu durumundaki karbon monoksit (CO) değerler Şekil 5.29 deki grafikte sunulmuştur.



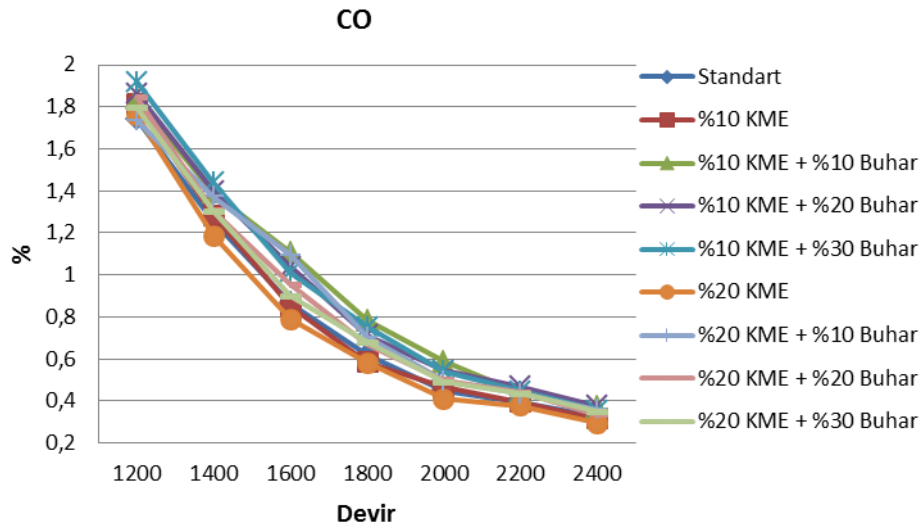
Şekil 5.29 Farklı AME ve buhar oranları için CO emisyonu değerleri

Grafikte de görülebileceği gibi, AME karışımı kullanımının CO emisyonları üzerine önemli bir etkisi olmamakla beraber orta devirlerde az da olsa artışa neden olmuştur. %10 AME karışımında buhar enjeksiyonu durumunda ise buhar miktarının artışı CO emisyonlarını olumsuz yönde etkilemiş, püskürtülen buhar miktarı %20 nin üzerine çıktığında ise CO emisyonları azalmaya başlamıştır. %20 AME karışımında ise buhar enjeksiyonu ile CO emisyonlarının STD değerini ve %20 AME karışımı için ölçülen değerin üzerinde olduğu, buhar miktarının değişiminin CO emisyonu seviyesi üzerinde önemli bir etkisi olmadığı saptanmıştır. Devir sayısının değişiminin de emisyon trendleri üzerinde önemli bir etkili olmamıştır.

Buhar enjeksiyonu uygulandığında, HC emisyonlarındaki duruma paralel olarak, yanma esnasındaki suyun alev cephesi sıcaklığını düşürdüğü ve bu durumda CO emisyonlarını arttırdığı düşünülmektedir.

Buhar enjeksiyonu yapılan durumlar göz önünde bulundurulduğunda en yüksek CO emisyonu seviyesi %10 AME+%20 buhar, durumunda gözlenmiştir.

Farklı oranlardaki KME karışımı kullanılarak yapılan ölçümler ve buhar enjeksiyonu durumundaki karbon monoksit (CO)değerler Şekil 5.30 deki grafikte sunulmuştur.



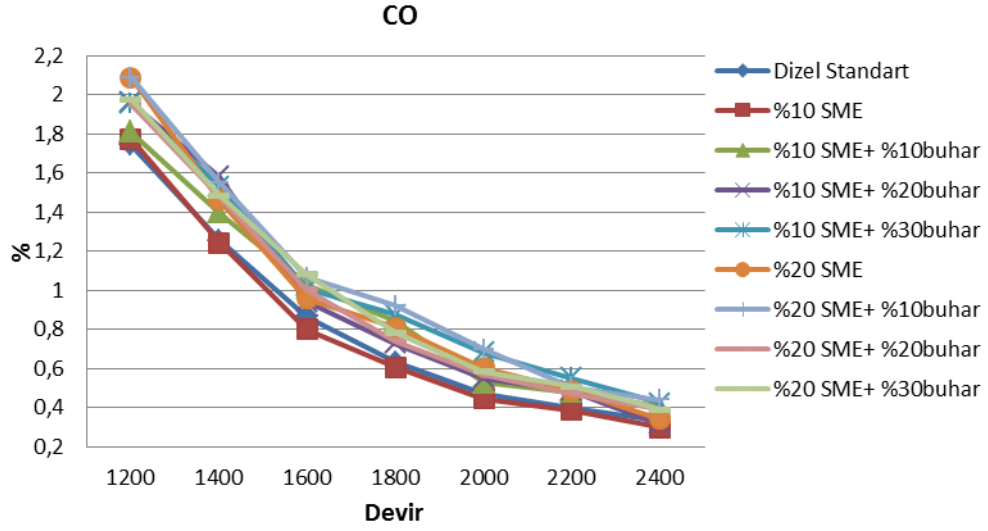
Şekil 5.30 Farklı KME ve buhar oranları için CO emisyonu değerleri

Grafikte de görülebileceği gibi, KME karışımı kullanımının CO emisyonları üzerine önemli bir etkisi olmamakla beraber orta devirlerde az da azalma sağlanmıştır. Yakıttaki ME oranının artması bu düşüşü biraz daha belirgin hale getirmiştir. %10 KME karışımında buhar enjeksiyonu durumunda ise buhar miktarının artışı CO emisyonlarını olumsuz yönde etkilemiş, püskürtülen buhar miktarı %10 un üzerine çıktığında ise CO emisyonları azalmaya başlamıştır. %20 KME karışımında ise buhar enjeksiyonu ile CO emisyonlarının STD değerinin ve %20 KME karışımı için ölçülen değer üzerinde olduğu, buhar miktarının değişiminin CO emisyonu seviyesi üzerinde önemli bir etkisi olmadığı saptanmıştır. Devir sayısının değişimin de emisyon trendleri üzerinde düşük ve yüksek devirlerde önemli bir etkili olmamış, orta devirlerde küçük farklılıklar gözlenmiştir.

Buhar enjeksiyonu uygulandığında, HC emisyonlarındaki duruma paralel olarak, yanma esnasındaki suyun alev cephesi sıcaklığını düşürdüğü ve bu durumda CO emisyonlarını arttırdığı düşünülmektedir.

Buhar enjeksiyonu yapılan durumlar göz önünde bulundurulduğunda en yüksek CO emisyonu seviyesi %10 KME+%10 buhar, durumunda gözlenmiştir.

Farklı oranlardaki SME karışımı kullanılarak yapılan ölçümler ve buhar enjeksiyonu durumundaki karbon monoksit (CO)değerler Şekil 5.31'deki grafikte sunulmuştur.



Şekil 5.31 Farklı SME ve buhar oranları için CO emisyonu değerleri

Grafikte de görülebileceği gibi %10 SME karışımı kullanımının CO emisyonları üzerinde önemli bir etkisi olmamış, orta devirlerde CO seviyesinin standart değerin küçük bir miktar altında saptanmıştır. Yakıt karışımındaki SME oranının artması ise CO emisyonlarını olumsuz yönde etkilemiş, değerler tüm devirler için standart değerin üzerine çıkmıştır. Buhar enjeksiyonu durumları göz önünde bulundurulduğunda ise CO emisyonu açısından hem %10, hem %20 SME karışımında da en uygun durumun %20 buhar enjeksiyonu olduğu gözlenmiştir. Diğer buhar oranlarında CO emisyonu seviyeleri artmaktadır. Devir sayısının değişimin de emisyon trendleri üzerinde düşük ve yüksek devirlerde önemli bir etkili olmamış, orta devirlerde küçük farklılıklar gözlenmiştir.

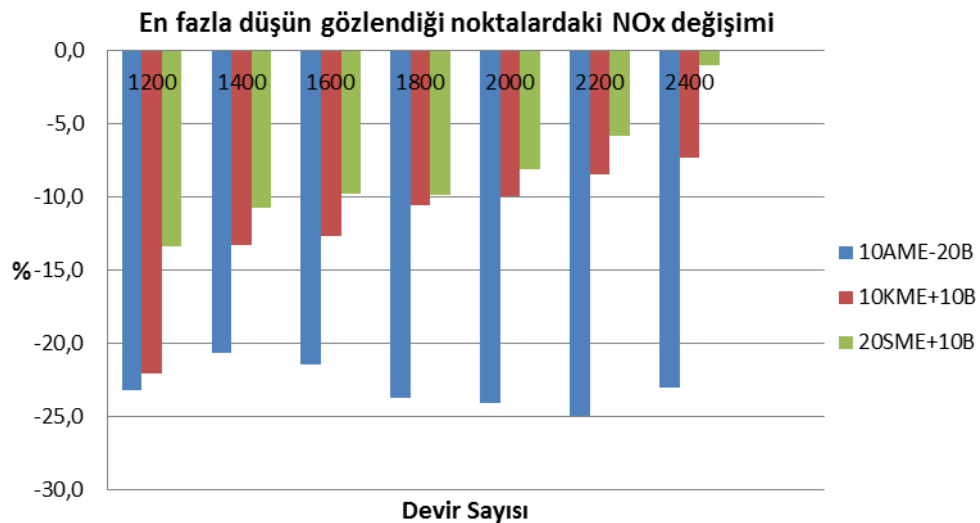
Buhar enjeksiyonu uygulandığında, HC emisyonlarındaki duruma paralel olarak, yanma esnasındaki suyun alev cephesi sıcaklığını düşürdüğü ve bu durumda CO emisyonlarını arttırdığı düşünülmektedir.

Tüm oranlar içerisinde ise en yüksek CO emisyonu seviyesinin %20 SME+ %10 buhar durumunda ölçüldüğü saptanmıştır.

5.3 En Fazla NOx Azalmasının Sağlandığı Durumlar İçin Performans ve Emisyon Değerleri

Önceki bölümlerde belirtildiği gibi, bitkisel kaynaklı metil ester kullanımı durumunda karşılaşılan en önemli problem NOx emisyonlarındaki ciddi artıştır. Buhar enjeksiyonu uygulanarak NOx emisyonu seviyelerinde önemli azalmalar sağlanmıştır. NOx emisyonlarının ana oluşum nedeni silindir içerisindeki yüksek sıcaklıklardır. Silindir içerisine buhar enjeksiyonu ile birlikte püskürtülen buhar yanma esnasında soğutma etkisi yaparak NOx oluşum mekanizmasını yavaşlatmıştır.

Şekil 5.32’de farklı metil ester tiplerine göre NOx emisyonu seviyelerinde en fazla azalmanın sağlandığı durumlardaki emisyonların, standart değere göre değişimleri yüzde olarak görülmektedir.

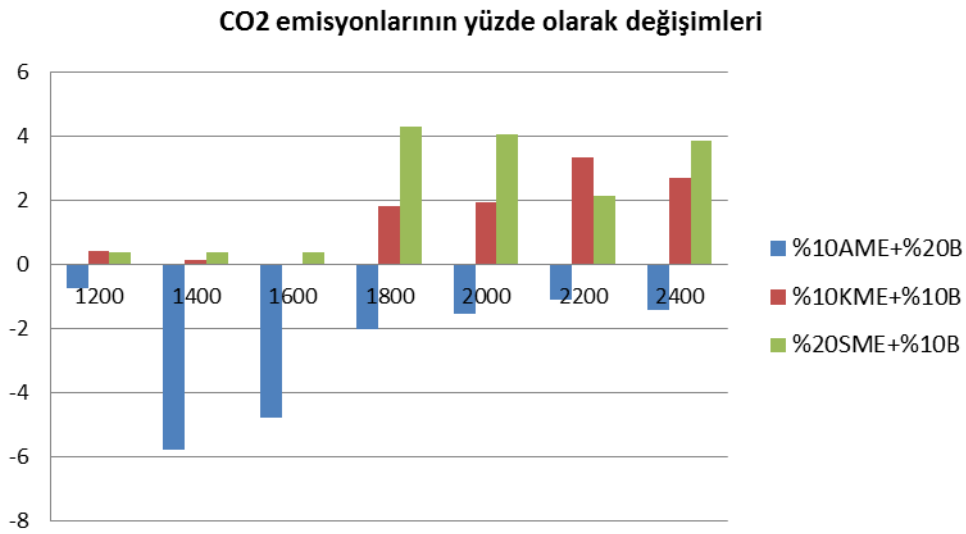


Şekil 5.32 NOx emisyonlarının standart değere göre yüzde olarak değişimi

Grafikte de görülebileceği gibi NOx emisyonu seviyelerindeki en fazla azalma %10 AME+%20 buhar uygulamasında sağlanmıştır. Bu durumdaki standart dizel kullanımına kıyasla NOx emisyonlarındaki azalma tüm devirlerde %20-25 aralığında olmuştur. En fazla düşüşe %25 ile 2200 devir de ulaşılmıştır.

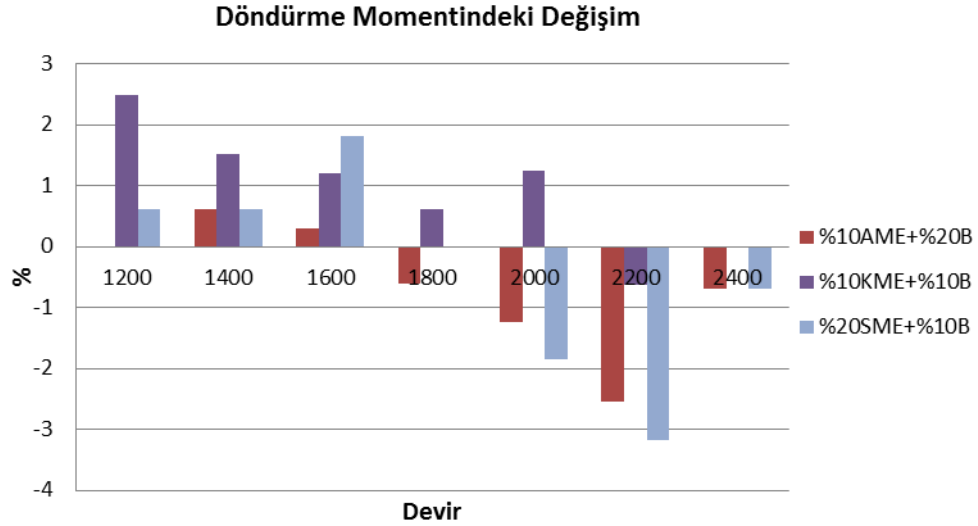
KME karışımı kullanımındaki en fazla düşüş %22,1 ile 1200 devirde sağlanmıştır. Devir sayısı arttıkça NOx emisyonlarında sağlanan düşüş azalmaktadır.

SME ile yapılan deneylerde de KME ne benzer sonuçlar elde edilmiştir. NO_x seviyelerindeki en fazla düşüş %13,3 ile 20 SME+%10 buhar uygulamasında gözlenmiştir. Devir sayısı arttıkça NO_x de sağlanan düşüş azalma göstermiştir. SME nin içerdiği oksijen oranının fazla olması yüksek sıcaklıklarda emme havasındaki nitrojenle tepkimeye girerek NO_x oluşturma eğilimini arttırmaktadır. Şekil 5.25 da görüldüğü gibi SME karışımı kullanımının NO_x emisyonu seviyelerinde neden olduğu artışın AME ne oranla daha fazla olmasının nedeni de aynıdır.



Şekil 5.33 En fazla NO_x emisyonu düşüşü sağlayan değerler için CO₂ emisyonlarının yüzde olarak değişimleri

Şekil 5.33'deki grafikte en fazla NO_x emisyonu düşüşü sağlayan değerler için CO₂ emisyonu değişimleri yüzde olarak verilmiştir. CO₂ emisyonu seviyelerindeki değişim trendi yakıt türüne göre farklılık göstermektedir. KME ve SME karışımlarında düşük devir sayılarında standart değerden bir farklılık gözlenmezken, devir sayısı arttıkça CO₂ emisyonlarında %4 dolayında bir artma gözlemlenmiştir. AME karışımlarında ise tüm devirlerde CO₂ emisyonları azalmış, düşük devirlerde bu azalma yaklaşık %6 seviyelerinde olmuştur. Buhar enjeksiyonu yöntemi insan sağlığına ve küresel ısınmaya en çok etki eden gazlar olan NO_x ve CO₂ yönünden incelendiğinde en uygun yakıt tipi AME, en uygun buhar oranı da %20 olmaktadır.



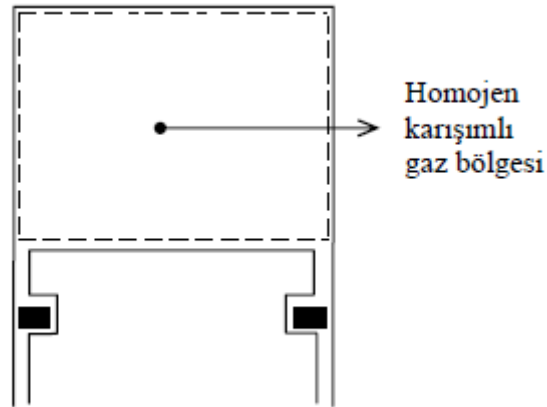
Şekil 5.34 En Fazla NO_x Emisyonu Düşüşü Sağlayan durumlar için moment değerlerinin Yüzde Olarak Değişimleri

Şekil 5.34’de en fazla NO_x emisyonu düşüşü sağlayan durumlar için moment değerlerinin yüzde olarak değişimleri görülmektedir. Grafikte de görüldüğü gibi düşük ve orta devirlerde momentin arttığı gözlemlenmektedir. ME lerin yoğunlukları dizel yakıttan daha yüksektir. Bu sebepten enjektör pompasından silindire gönderilen yakıt hacmi dizel yakıtla aynı olmasına karşı, yoğunluk farkı sebebiyle silindire daha yüksek kütlede yakıt girmektedir. Bu durumda momentte artışa neden olmaktadır. buhar enjeksiyonu uygulamasında ise buhar fazındaki su atomizasyonu dolayısıyla yanmayı iyileştirmekte ve momentin artmasını sağlamaktadır. Momentteki en faazla artış %10 KME+ %10 buhar uygulamasında 1200 devirde sağlanmıştır. Bu devirde momentteki artış standart yakıtla çalışan motora göre %2.5 olmuştur.

TEORİK YANMA MODELİ

6.1 Tek Bölgeli Yanma Modeli

Motor çevrimi hesaplanırken, iş akışkanının yanma sırasında, homojen karışım olduğu ve üniform halde olduğu kabul edilmektedir. Tek bölgeli yanma modeli kullanılan motor simülasyonları, çevrim verimi ve motor gücü bakımından gerçek değerlere uygun sonuçlar vermektedir. Bu nedenle, pratikte sıkça kullanılmaktadır [47]. Homojen karışımın özgül ısısı, sıcaklık ve yakıt/hava eşdeğerlik oranının fonksiyonu alınarak hesaplanmaktadır.



Şekil 6.1 Tek bölgeli yanma modeli [48]

Şekil 6.1’de görülen tek bölgeli modelde, silindir içerisindeki karışımın her an homojen olduğu ve her noktadaki termodinamik özelliklerin aynı, hava, yakıt ve artık gaz ideal karışım ve yanma odasından gaz kaçağının sabit bir hızla olduğu varsayılmaktadır [48].

Tez çalışmasının bu bölümünde, su buharı enjeksiyonu uygulanmış, biyodizel yakıtla çalışan bir dizel motorun termodinamik simülasyonu; efektif güç, efektif verim, ÖYS, moment ve NO emisyonlarının analizinde sıfır-boyutlu tek bölgeli yanma modeli kullanılmıştır [51]. Silindir içerisinde, enerjinin korunumu eşitliği diferansiyel formda aşağıdaki şekilde yazılabilir [49].

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Yanmış yakıtın entalpisi aşağıdaki şekilde ifade edilir:

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

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

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

Burada; ω açısal hız ve ısı kaybı oranı $\dot{Q}_l$ aşağıdaki şekilde elde edilir;

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

Burada; h_{tr} , A_{cyl} , T ve T_w sırasıyla ısı transfer katsayısı, silindirin ısı transfer alanı, silindir içerisindeki gaz alanının ve silindir duvarının sıcaklığını ifade eder [49]. Isı transfer katsayısı (h_{tr}) Hohenberg yaklaşımı [50] kullanılarak hesaplanır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Burada; $\Gamma(n)$ gamma fonksiyonudur [49], θ_{db} yanma süresinin bir parametresi, θ_{sb} yanma başlangıcını, RGF artık gaz kesrini ifade eder. Gamma fonksiyonu aşağıdaki şekilde elde edilir:

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

Açık yanma odalı dizel motorlar için n değeri $1 \leq n \leq 2$ arasındadır. Kapalı yanma odalı dizel motor için ise $3 \leq n \leq 5$ arasındadır. Ancak, tam değeri kullanılan yakıta ve motor tasarımına bağlıdır [49].

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

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

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

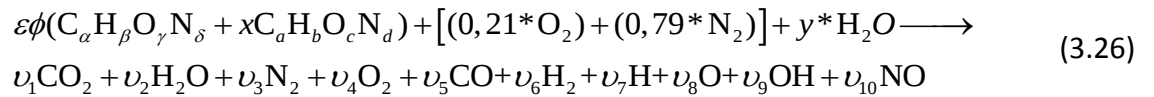
Yukarıdaki diferansiyel eşitliği çözmek için, Gonca tarafından geliştirilen [51] RATES ve STATE kodları kullanılmıştır [49]. Toplam ortalama efektif basıncı [47];

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

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

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

Su buharı ilavesi ile yanma denklemi aşağıdaki gibi verilmiştir.



$$x = \frac{\alpha * M_C + \beta * M_H + \gamma * M_O + \delta * M_N}{a * M_C + b * M_H + c * M_O + d * M_N} * \frac{m_b}{m_d} \quad (3.27)$$

m_b = Püskürtülen biyodizel yakıtın kütlesi

m_d = Püskürtülen dizel yakıtın kütlesi

$M_{C,H,O,N}$ = Kullanılan dizel ve biyodizelde ki karbon, hidrojen, oksijen ve azotun mol kütlesi.

$\alpha, \beta, \gamma, \delta$ ve a, b, c, d = Kullanılan dizel ve biyodizelin kimyasal formülündeki atom sayıları.

$$y = \frac{K_{\%} M_{\text{yakıt}}}{M_{\text{buhar}}} \quad (3.28)$$

$$K_{\%} = \frac{m_{\text{buhar}}}{m_{\text{yakıt}}} \quad (3.29)$$

m_{buhar} = Püskürtülen buharın kütlesi

m_{buhar} = Püskürtülen yakıtın kütlesi

NO emisyonları reaksiyon kinetiği açısından bulunur. NO emisyonları on adet yanma ürününü (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO , H_2 , H , O , OH , NO) göz önüne alarak genişletilmiş Zeldovich mekanizması kullanılarak hesaplanabilir [47]. Yanma analizi Olikara ve Borman tarafından geliştirilen iki kod (FARG ve ECP) CO_2 ilavesi yapılarak modifiye edilmiştir. Modifiye edilen kod kullanılarak başarılı sonuçlar elde edilmiştir [52]. Hız sabiti;

$$k = A_A T^{B_A} e^{\frac{E_A}{T}} \quad (3.30)$$

NO oluşum hızı [$\text{mol cm}^{-3} \text{s}^{-1}$] aşağıdaki şekilde bulunur [47];

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = \frac{2R_1(1-\alpha^2)}{1 + \frac{\alpha R_1}{R_2 + R_3}} \quad (3.31)$$

Burada; $\alpha = \frac{[\text{NO}]}{[\text{NO}]_e}$ ve $[\]_e$ eşitlik konsantrasyonunu ifade eder. 3.31 nolu eşitlikte

kullanılan diğer sabitler de aşağıdaki şekilde verilmiştir.

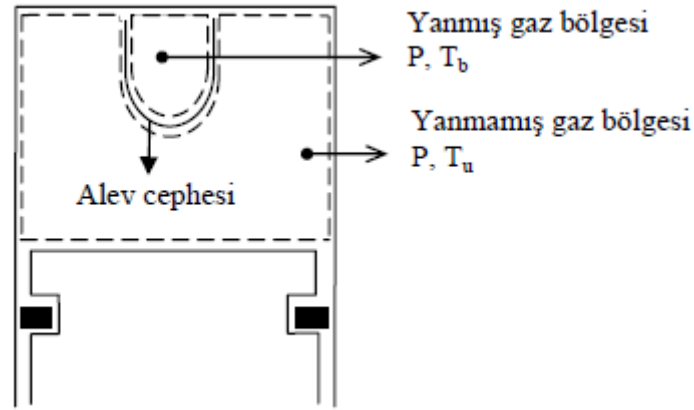
$$R_1 = k_{+1} [\text{N}_2]_e [\text{O}_2]_e = k_{-1} [\text{NO}]_e [\text{N}]_e \quad (3.32)$$

$$R_2 = k_{+2} [\text{O}_2]_e [\text{N}]_e = k_{-2} [\text{NO}]_e [\text{O}]_e \quad (3.33)$$

$$R_3 = k_{+3} [\text{OH}]_e [\text{N}]_e = k_{-3} [\text{NO}]_e [\text{H}]_e . \quad (3.34)$$

6.2 İki Bölge Modeli

Yanma gidişi, iki bölge modelini öngörülerek, daha hassas motor proses hesapları gerçekleştirilmektedir. Sıkıştırma sırasında, silindir içerisinde dolgu düzgün dağılmış durumdadır. Tutuşma sonrasında ise, yanma odasında yanma hızına bağlı olarak yanmış kesimler oluşmaktadır. İki bölge modelinde, yanma odası yanmış gaz ve yanmamış gaz bölgesi olarak ikiye ayrılmaktadır (Şekil 6.2). Hesaplamaların her iki bölge için de yapılması sonucu, yanma odası içerisindeki gaz termodinamik özelliklerinin ortalama değerleri kullanılarak yapılacak hesaplamalara göre daha doğru sonuçlar elde edilmektedir.



Şekil 6.2 İki bölge yanma modeli [48]

Aşağıda, Ferguson [49] tarafından verilen iki bölge model yakıt püskürtmeli duruma uygun biçime getirilerek açıklanmaktadır. Modelde, yanmış ve yanmamış gaz bölgeleri için aşağıdaki kabuller yapılmaktadır [48]:

- Her an basınçları eşit (açık yanma odası için uygun),
- Bölgeler arasında ısı iletimi olmamakta,
- Her an termodinamik dengede,
- Yakıt, hava ve artık gaz iyi derecede karışmış,
- Gazlar, ideal gaz gibi hesaplara katılmakta.

İki bölge model ile yapılan hesaplamalarda aşağıdaki model [51] kullanılmıştır. Basıncın, yanmış ve yanmamış gaz sıcaklıkları, iş, ısı kaçağı ve ısı kaybının zamana (krank açısına) bağlı ifadesi:

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{\frac{C}{\omega} \left(\frac{V}{m} + \frac{\vartheta_1}{C_{p,b} T_b} \left((x^2 - x)(h_b - h_u) \right) \right) + \frac{h_{tr}}{\omega m} A_{cyl} \left(\frac{\sqrt{x} \frac{\vartheta_1}{C_{p,b} T_b} T_{bw} + (1 - \sqrt{x}) T_{uw} \frac{\vartheta_2}{C_{p,u} T_u} \right) + \left(\frac{\vartheta_1}{C_{p,b} T_b} (h_b - h_u) - \frac{dx}{d\theta} + \frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{\vartheta_1}{m C_{p,b} T_b} \left(\frac{x h_b - (1-x) h_u}{H_u - \frac{V}{m^2}} \right) - \frac{dm_{fi}}{d\theta} + (1-x) \left(\frac{\vartheta_1}{C_{p,b} T_b} \left(\frac{-T_u \frac{ds_u}{d\theta} + P \frac{dv_u}{d\theta} + \frac{du_u}{d\theta} \right) - \frac{d\phi}{d\theta} + x \left(\frac{\vartheta_1}{C_{p,b} T_b} \left(P \frac{dv_b}{d\theta} + \frac{du_b}{d\theta} \right) - \frac{dv_b}{d\theta} \right) \right) \right)}{x \left(\frac{\vartheta_1}{C_{p,b} T_b} + \frac{\vartheta_3}{P} \right) + (1-x) \left(\frac{\vartheta_2^2}{C_{p,u} T_u} + \frac{\vartheta_4}{P} \right)} \quad (3.35)$$

Burada Where x, H_u, A_{cyl} yanma kesri, yakıtın alt ısı değeri ve silindirin ısı transfer alanıdır. $C_{p,b}, C_{p,u}; v_b, v_u; s_b, s_u; h_b, h_u$ sırasıyla yanmış ve yanmamış bölgelerin sabit basınç özgül ısısı, özgül hacim, özgül entropi ve entalpidir.

$$\begin{aligned} \vartheta_1 &= \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} v_b, \quad \vartheta_2 = \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} v_u \\ \vartheta_3 &= \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} v_b, \quad \vartheta_4 = \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} v_u \end{aligned} \quad (3.36)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{1}{C_{p,b}} \left(-\frac{h_{tr}}{\omega m} A_{cyl} \frac{1}{\sqrt{x}} T_{bw} + \vartheta_1 \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (3.37)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = -\frac{h_{tr}}{\omega m C_{p,u}} A_{cyl} \frac{T_{uw}}{1 + \sqrt{x}} + \frac{\vartheta_2}{C_{p,u}} \frac{dP}{d\theta} - \frac{\partial s_b}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \frac{1}{C_{p,b}} \quad (3.38)$$

$$\frac{dW}{d\theta} = -P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.39)$$

$$\frac{dH_1}{d\theta} = \frac{C_m}{\omega} \left[(1-x^2)h_u + x^2h_b \right] \quad (3.40)$$

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \frac{h_{tr}}{\omega} A_{cyl} \left[\sqrt{x}T_{bw} + (1-\sqrt{x})T_{uw} \right] \quad (3.41)$$

Hohenberg ısı transfer katsayısı,

$$h_{tr} = C_1 V^{-0.06} P^{0.8} (xT_b + (1-x)T_u)^{-0.4} (\bar{S}_p + C_2)^{0.8} \quad (3.42)$$

Burada $\bar{S}_p$ ortalama piston hızı (m/s), $C_1=130$ ve $C_2=1.4$ 'dir. Tutuşma gecikmesi şu şekilde yazılabilir:

$$\tau_{id} = 0.5 + 0.1332 P^{-0.7} e^{\frac{3.92782}{T}} + 4.637 P^{-1.8} e^{\frac{3.92782}{T}} \quad (3.43)$$

Burada P ve T tutuşma gecikmesi süresinceki ortalama basınç ve sıcaklıktır. Çift Wiebe katsayısı yanma kesrini belirtir ve krank açısına bağlı x yanmaya bağlı net ısı çıkışını (heat release) belirlemede kullanılır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$x = a_v \left[Q_{pre} \left(1 - e^{-a_v \left(\frac{\theta}{\theta_{pre}} \right)^{(m_{pre}+1)}} \right) + Q_{dif} \left(1 - e^{-a_v \left(\frac{\theta}{\theta_{dif}} \right)^{(m_{dif}+1)}} \right) \right] \quad (3.44)$$

Burada Q_{pre} and Q_{dif} premixed ve diffüzyonlu yanmadaki net ısı çıkışıdır. X yanmanın başlangıcında 0 dır ve yanma sonunda 1 olur. Krank açısına bağlı olarak aşağıdaki şekilde yeniden yazılabilir:

$$\frac{dx}{d\theta} = a_v \left[\frac{Q_{pre}}{\theta_{pre}} (m_{pre} + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_{pre}} \right)^{m_{pre}} e^{-a_v \left(\frac{\theta}{\theta_{pre}} \right)^{(m_{pre}+1)}} + \frac{Q_{dif}}{\theta_{dif}} (m_{dif} + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_{dif}} \right)^{m_{dif}} e^{-a_v \left(\frac{\theta}{\theta_{dif}} \right)^{(m_{dif}+1)}} \right] \quad (3.45)$$

$$\theta = \theta_r - \theta_b \quad (3.46)$$

Burada θ_r and θ_b are sırasıyla referans krank açısı ve yanmanın başladığı krank açısıdır.

a_v , m_{pre} , θ_{pre} , m_{dif} , θ_{dif} premixed ve diffüzyonlu yanma koşullarındaki Wiebe sabitleridir.

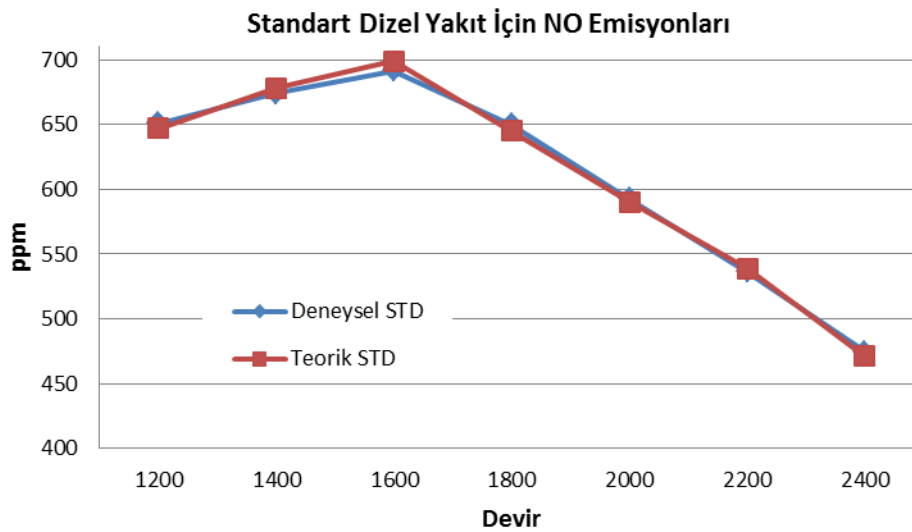
6.3 Teorik Yanma Modelinin Sonuçları ve Deneysel Veriler İle Karşılaştırılması

6.3.1 Tek Bölge Yanma Modeli

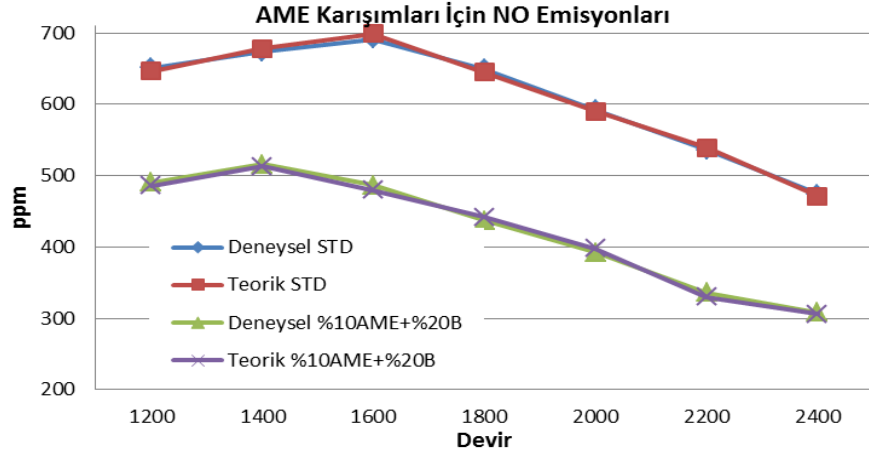
Tek bölge yanma modeli kullanılarak yürütülen teorik çalışmada, NO emisyonları ile döndürme momenti, özgül yakıt sarfiyatı, efektif güç ve efektif verim gibi performans parametreleri hesaplanmış, sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılarak hata oranının %1-1,5 aralığında olduğu saptanmış ve modelin uygun sonuçlar verdiği görülmüştür.

6.3.1.1 NO Emisyonları

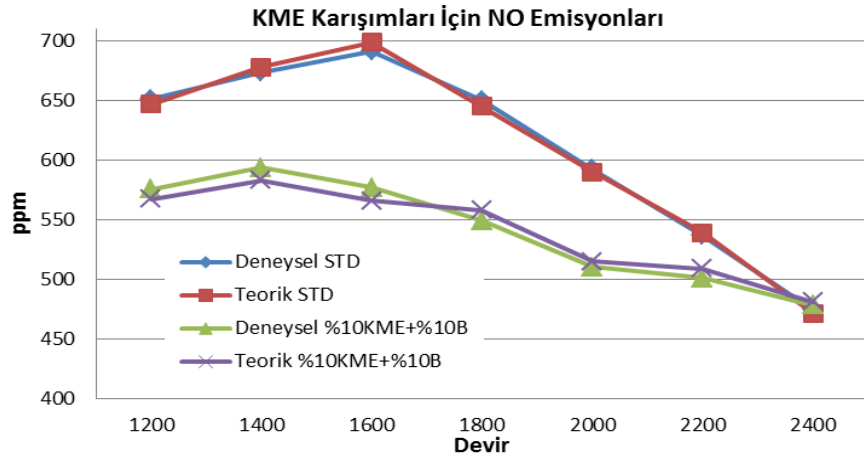
Tek bölge yanma modeliyle hesaplanan NO emisyonlarının deneysel veriler ile karşılaştırılması Şekil 6.3, Şekil 6.4, Şekil 6.5 ve Şekil 6.6’da verilmiştir. Geliştirilen teorik model verilerinin deneysel verilere ortalama %1 mertebesinde bir hatayla yakınsadığı gözlenmiştir. Yüksek ve düşük devirlerde teorik modelin deneysel verilere çok daha fazla yakınsadığı saptanmıştır.



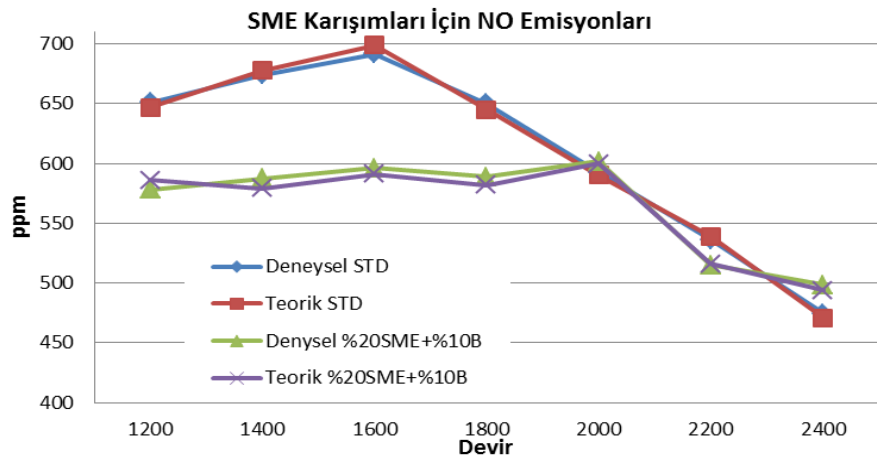
Şekil 6.3 Standart dizel yakıt için teorik ve deneysel NO emisyonu değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 6.4 AME karışımları için teorik ve deneysel NO değerlerinin verilerinin karşılaştırılması



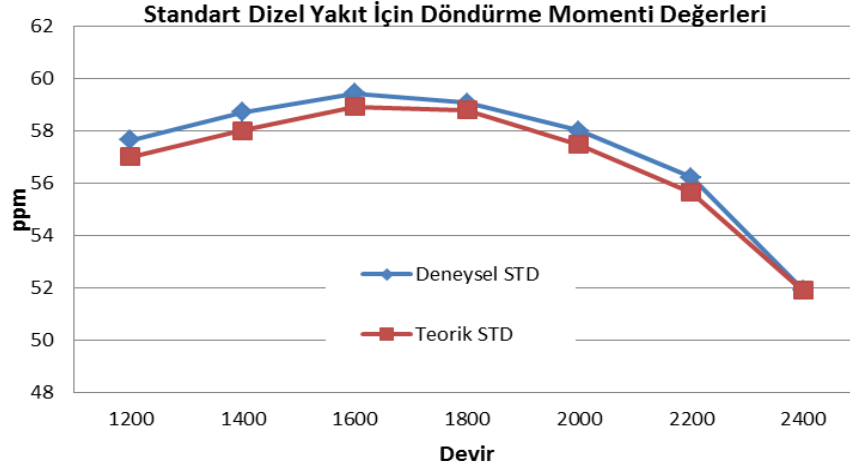
Şekil 6.5 KME karışımları için teorik ve deneysel NO emisyonu değerlerinin karşılaştırılması



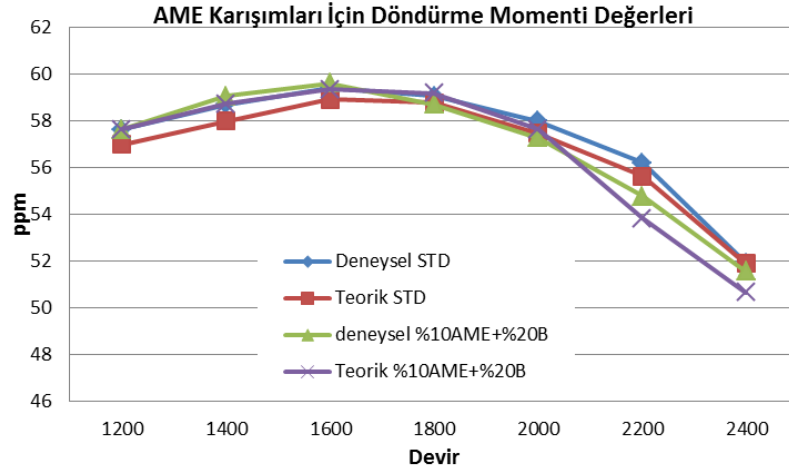
Şekil 6.6 SME karışımları için teorik ve deneysel NO emisyonu değerlerinin karşılaştırılması

6.3.1.2 Döndürme Momenti Değerleri

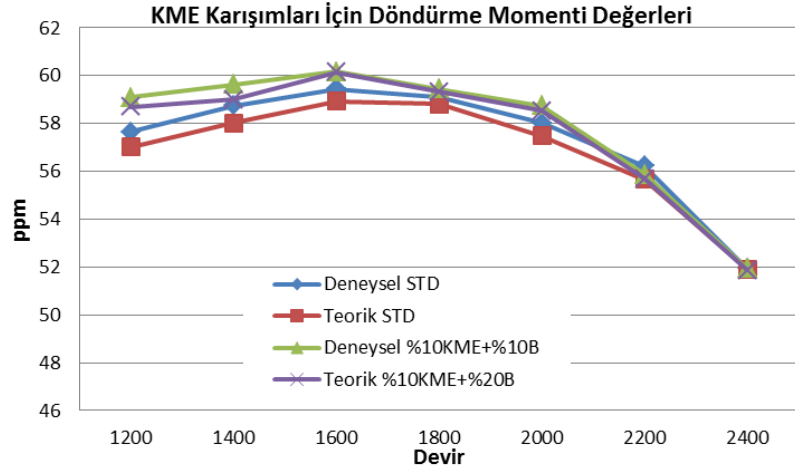
Tek bölgeyi yanma modeliyle hesaplanan moment değerlerinin deneysel veriler ile karşılaştırılması Şekil 6.7, Şekil 6.8, Şekil 6.9 ve Şekil 6.10'da verilmiştir. Geliştirilen teorik model verilerinin deneysel verilere ortalama %1 mertebesinde bir hatayla yakınsadığı gözlenmiştir. Yüksek devirlerde teorik modelin deneysel verilere çok daha fazla yakınsadığı saptanmıştır.



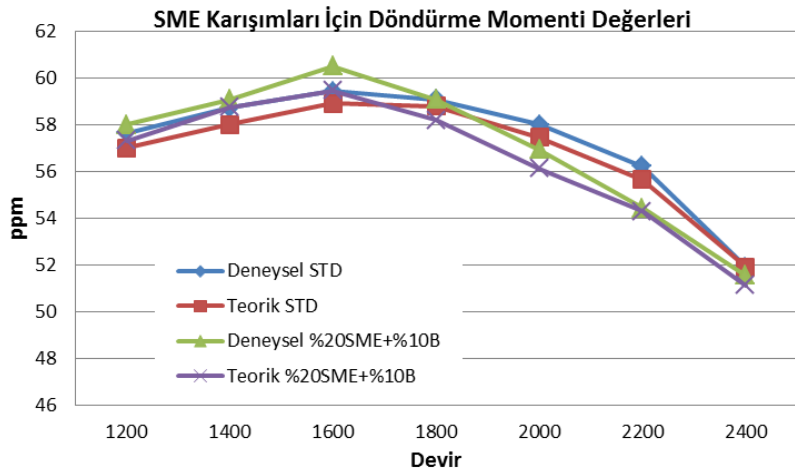
Şekil 6.7 Standart dizel yakıt için teorik ve deneysel moment değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 6.8 AME karışımları için teorik ve deneysel moment değerlerinin karşılaştırılması



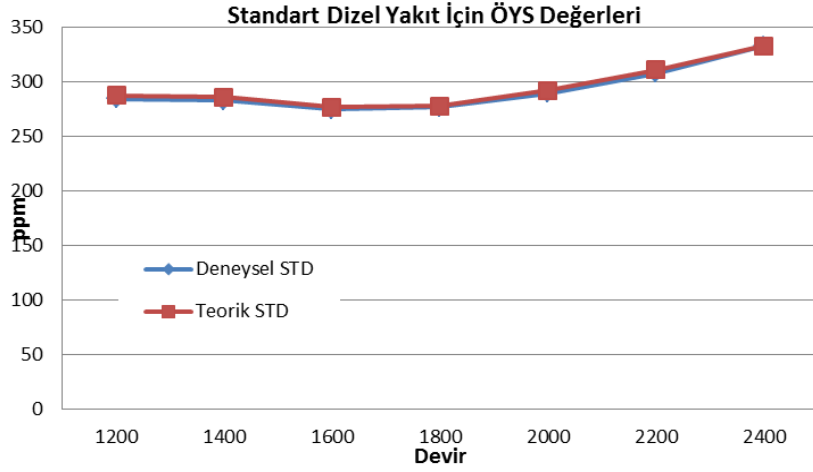
Şekil 6.9 KME karışımları için teorik ve deneysel moment değerlerinin karşılaştırılması



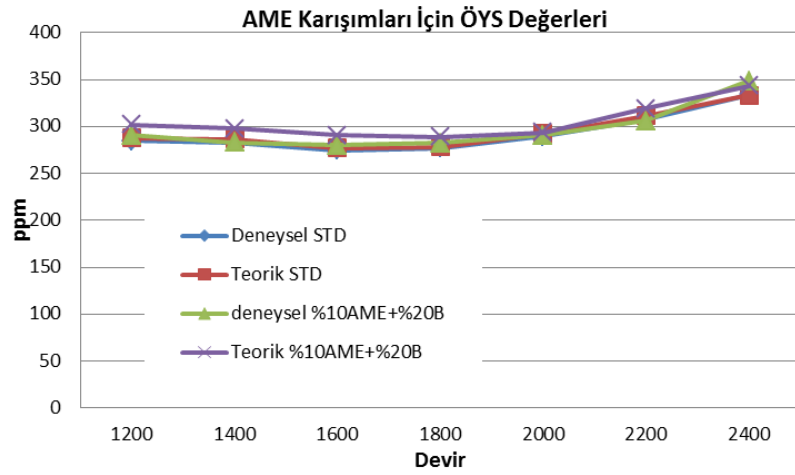
Şekil 6.10 SME karışımları için teorik ve deneysel moment değerlerinin karşılaştırılması

6.3.1.3 Özgöl Yakıt Sarfiyatı

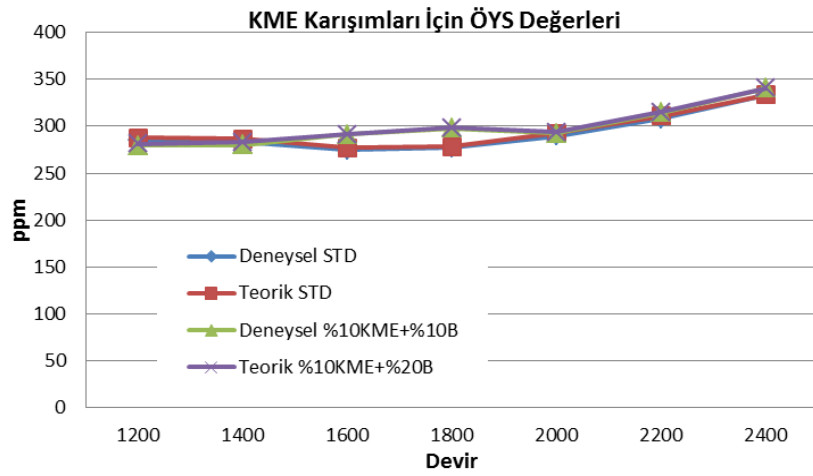
Tek bölgeli yanma modeliyle hesaplanan özgöl yakıt sarfiyatı değerlerinin deneysel veriler ile karşılaştırılması Şekil 6.11, Şekil 6.12, Şekil 6.13 ve Şekil 6.14’de verilmiştir. Geliştirilen teorik model verilerinin deneysel verilere ortalama %1,5 mertebesinde bir hatayla yakınsadığı gözlenmiştir. Yüksek ve düşük devirlerde teorik modelin deneysel verilere çok daha fazla yakınsadığı saptanmıştır.



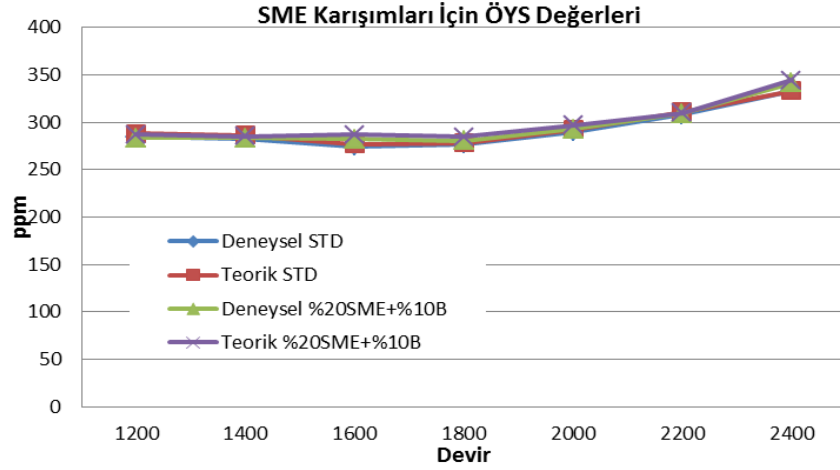
Şekil 6.11 Standart dizel yakıt için teorik ve deneysel ÖYS değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 6.12 AME karışımları için teorik ve deneysel ÖYS değerlerinin karşılaştırılması



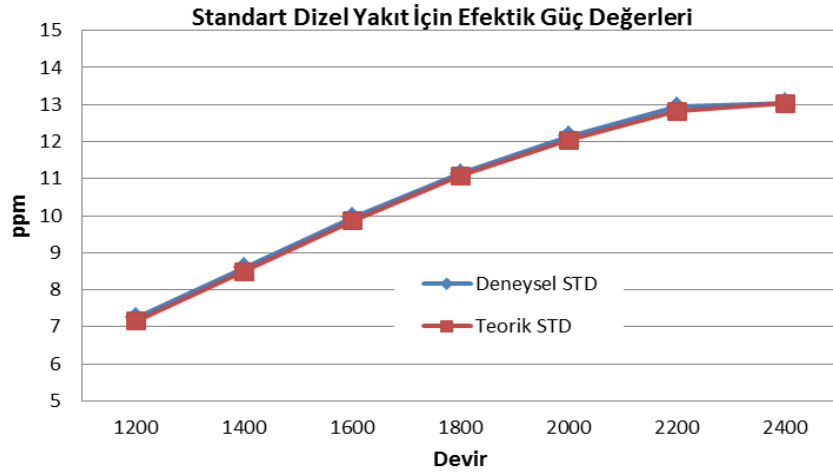
Şekil 6.13 KME karışımları için teorik ve deneysel ÖYS değerlerinin karşılaştırılması



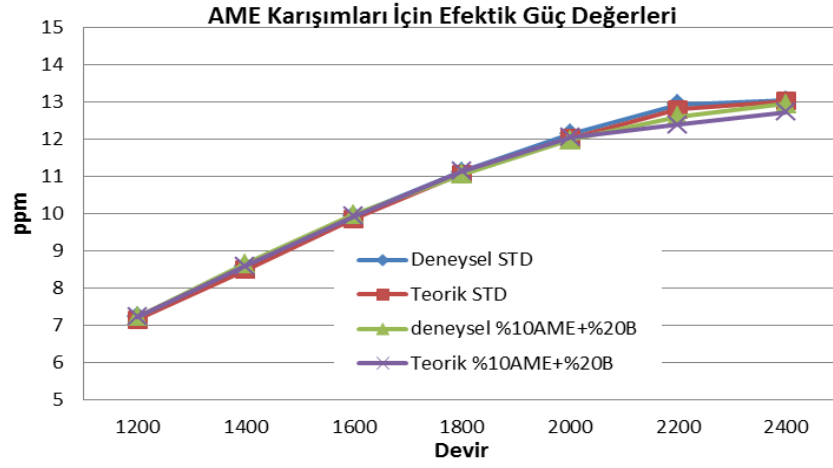
Şekil 6.14 SME karışımları için teorik ve deneysel ÖYS değerlerinin karşılaştırılması

6.3.1.4 Efektif Güç

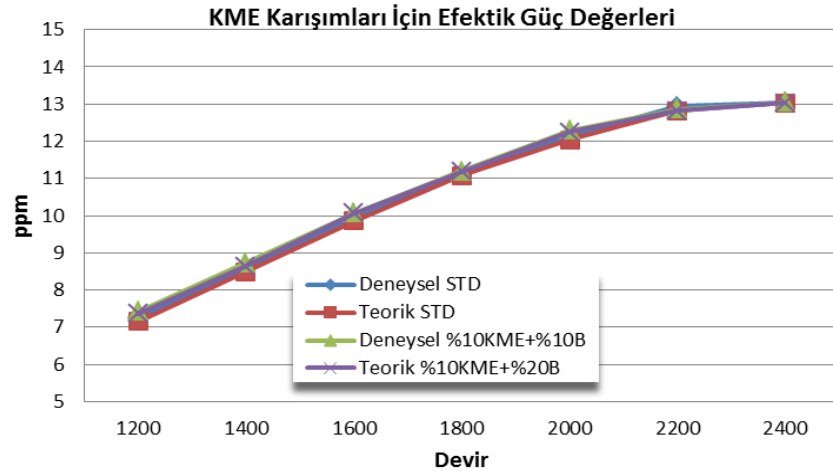
Tek bölgeli yanma modeliyle hesaplanan efektif güç değerlerinin deneysel veriler ile karşılaştırılması Şekil 6.15, Şekil 6.16, Şekil 6.17 ve Şekil 6.18’de verilmiştir. Geliştirilen teorik model verilerinin deneysel verilere ortalama %1 mertebesinde bir hatayla yakınsadığı gözlenmiştir.



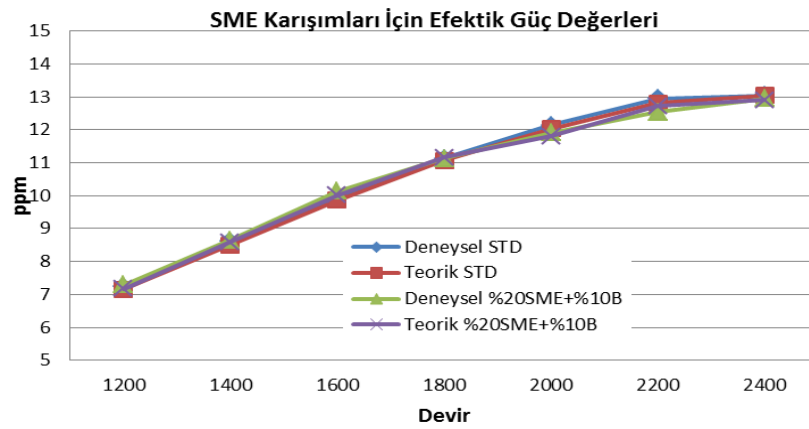
Şekil 6.15 Standart dizel yakıt için teorik ve deneysel efektif güç değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 6.16 AME karışımları için teorik ve deneysel efektif güç değerlerinin karşılaştırılması



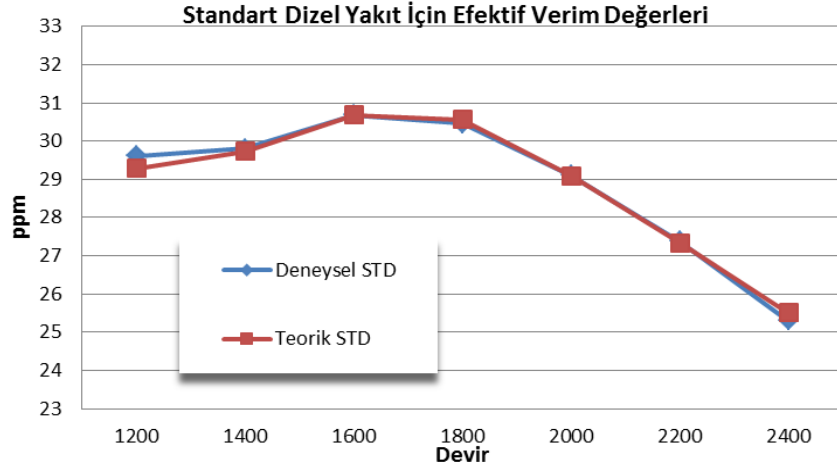
Şekil 6.17 KME karışımları için teorik ve deneysel efektif güç değerlerinin karşılaştırılması



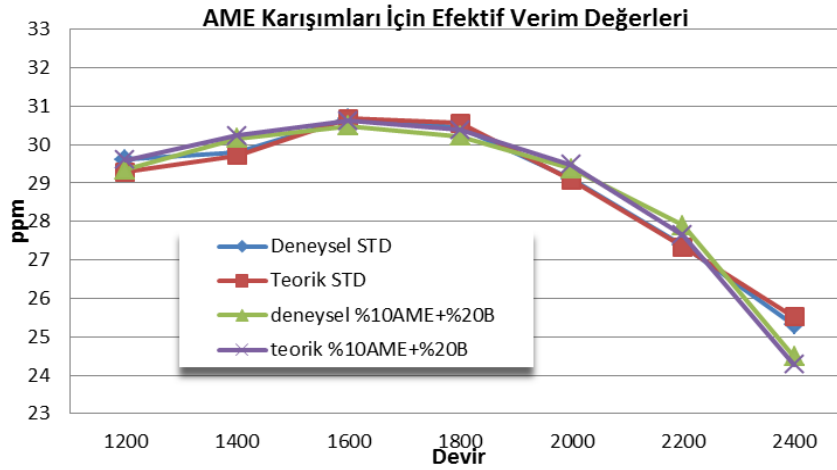
Şekil 6.18 SME karışımları için teorik ve deneysel efektif güç değerlerinin karşılaştırılması

6.3.1.5 Efektif Verim

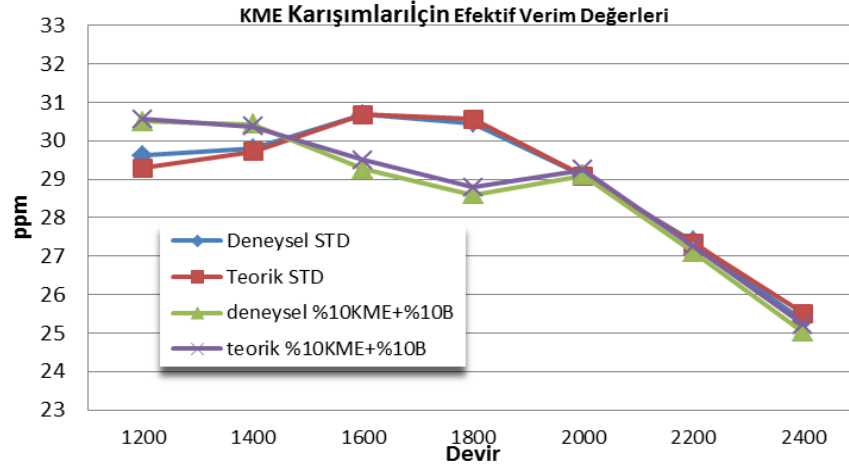
Tek bölgeli yanma modeliyle hesaplanan efektif verim değerlerinin deneysel veriler ile karşılaştırılması Şekil 6.19, Şekil 6.20, Şekil 6.21 ve Şekil 6.22’de verilmiştir. Geliştirilen teorik model verilerinin deneysel verilere ortalama %1,5 mertebesinde bir hatayla yakınsadığı gözlenmiştir.



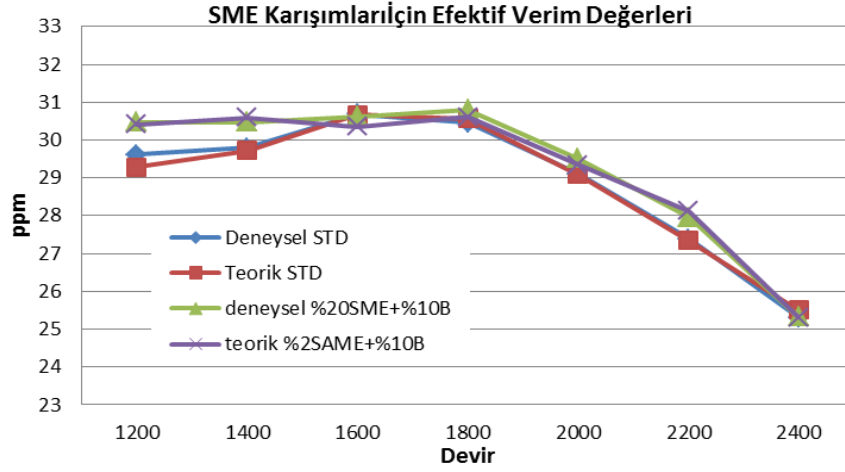
Şekil 6.19 Standart dizel yakıt için teorik ve deneysel efektif verim değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 6.20 AME karışımları için teorik ve deneysel efektif verim değerlerinin karşılaştırılması



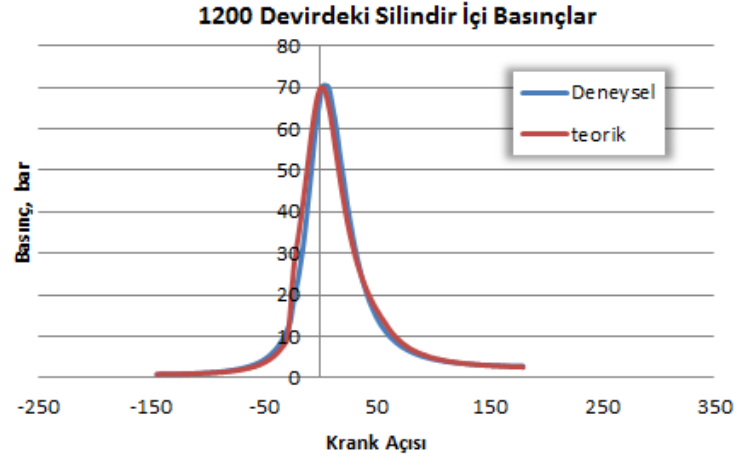
Şekil 6.21 KME karışımları için teorik ve deneysel efektif verim değerlerinin karşılaştırılması



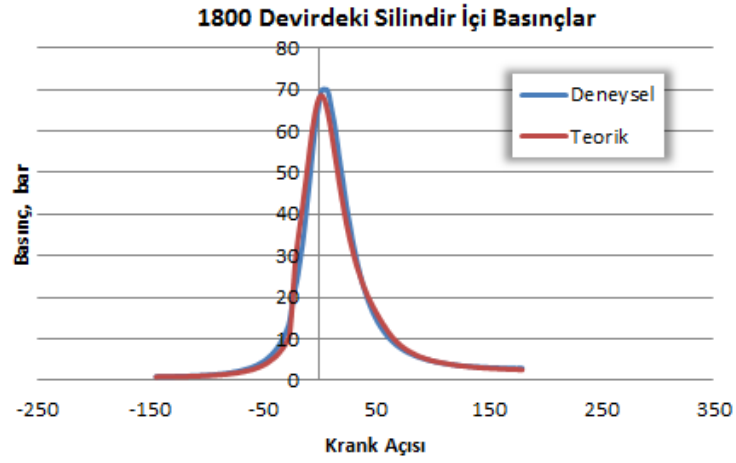
Şekil 6.22 KME karışımları için teorik ve deneysel efektif verim değerlerinin karşılaştırılması

6.3.1.6 Silindir İçi Basınçlar

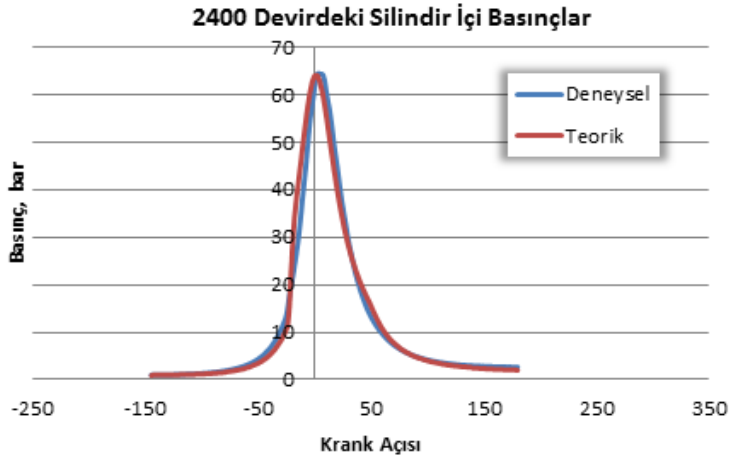
Tek bölgeli yanma modeliyle hesaplanan standart dizel yakıt kullanımı durumundaki silindir içi basınç değerlerinin deneysel veriler ile karşılaştırılması Şekil 6.23, Şekil 6.24, Şekil 6.25 ve Şekil 6.26'da verilmiştir. Tüm devir sayılarında teorik model ile deneysel verilerin büyük oranda yakınsadığı görülmektedir.



Şekil 6.23 Dizel yakıt kullanımında 1200 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar

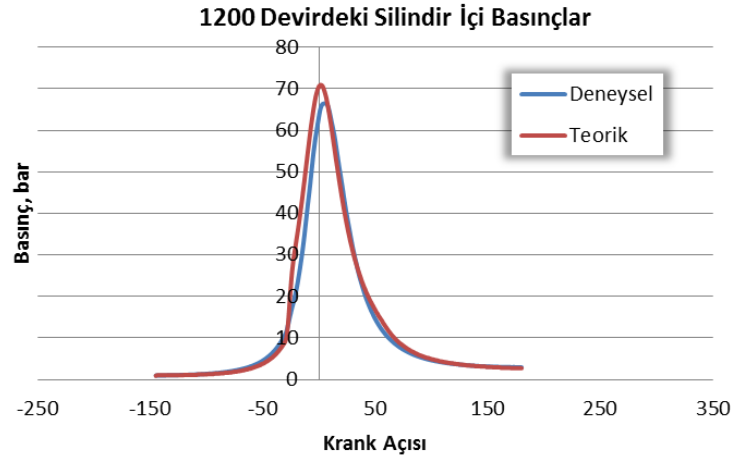


Şekil 6.24 Dizel yakıt kullanımında 1800 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar

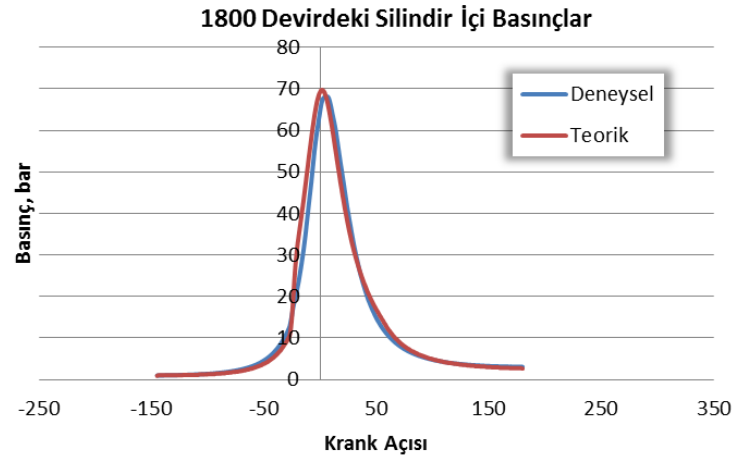


Şekil 6.25 Dizel yakıt kullanımında 2400 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar

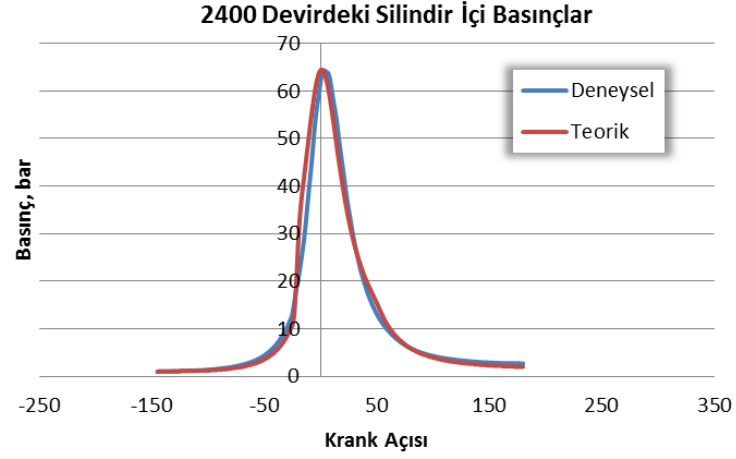
Tek bölgeyi yanma modeliyle hesaplanan AME karışımları kullanımı durumundaki silindir içi basınç değerlerinin deneysel veriler ile karşılaştırılması Şekil 6.27, Şekil 6.28, Şekil 6.29 ve Şekil 6.30’da verilmiştir. Tüm devir sayılarında teorik model ile deneysel verilerin büyük oranda yakınsadığı görülmektedir.



Şekil 6.26 %10AME+%20 Buhar uygulamasında 1200 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar

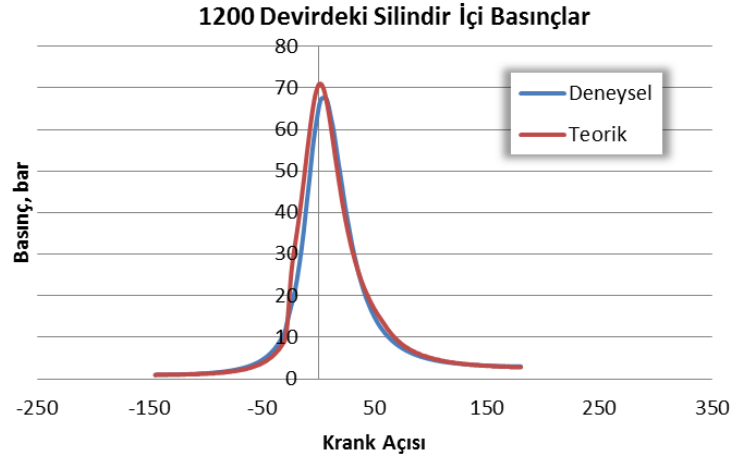


Şekil 6.27 %10AME+%20 Buhar uygulamasında 1800 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar

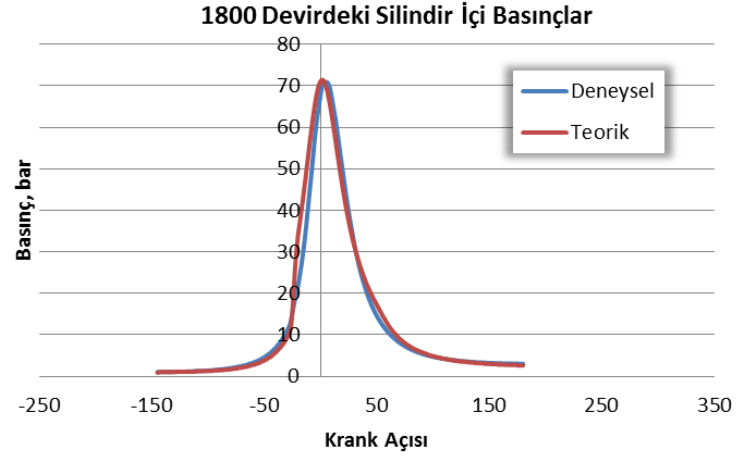


Şekil 6.28 %10AME+%20 Buhar uygulamasında 2400 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar

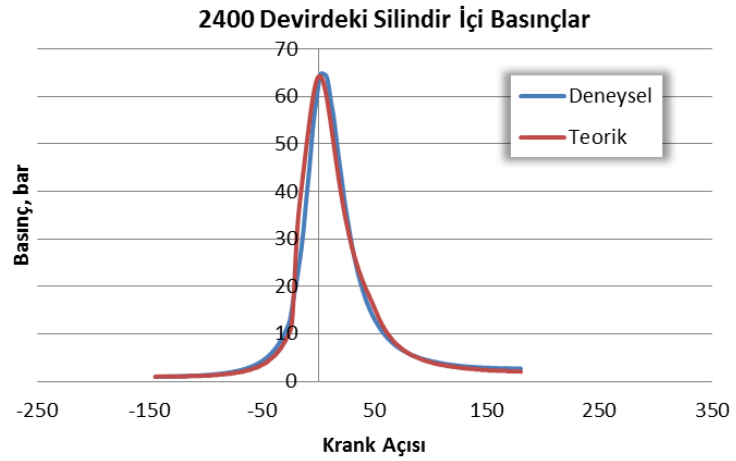
Tek bölgeli yanma modeliyle hesaplanan KME karışımları kullanımı durumundaki silindir içi basınç değerlerinin deneysel veriler ile karşılaştırılması Şekil 6.29, Şekil 6.30, Şekil 6.31 ve Şekil 6.32’de verilmiştir. Tüm devir sayılarında teorik model ile deneysel verilerin büyük oranda yakınsadığı görülmektedir.



Şekil 6.29 %10KME+%10 Buhar uygulamasında 1200 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar

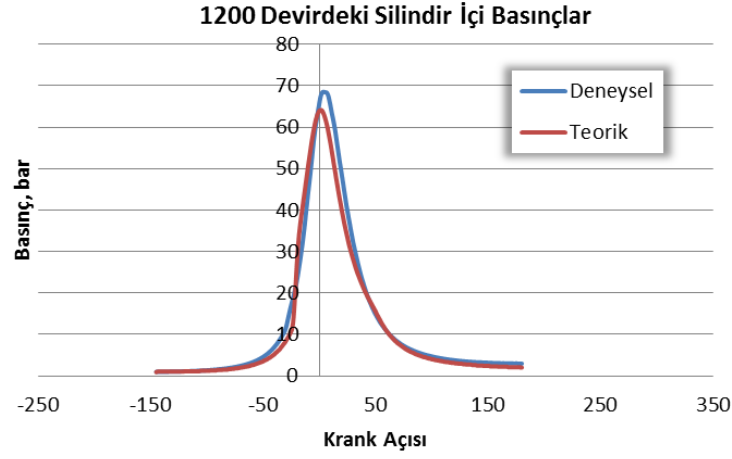


Şekil 6.30 %10KME+%10 Buhar uygulamasında 1800 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar

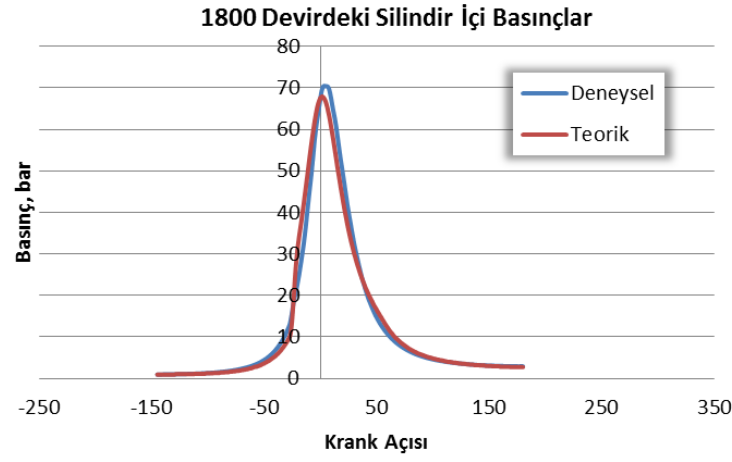


Şekil 6.31 %10KME+%10 Buhar uygulamasında 2400 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar

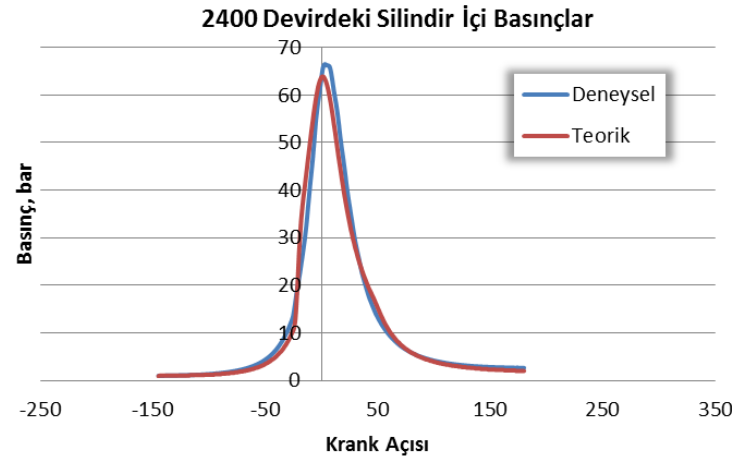
Tek bölgeyi yanma modeliyle hesaplanan SME karışımları kullanımı durumundaki silindir içi basınç değerlerinin deneysel veriler ile karşılaştırılması Şekil 6.32, Şekil 6.33, Şekil 6.34 ve Şekil 6.35’de verilmiştir. Tüm devir sayılarında teorik model ile deneysel verilerin büyük oranda yakınsadığı görülmektedir.



Şekil 6.32 %20 SME+%10 Buhar uygulamasında 1200 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar



Şekil 6.33 %20 SME+%10 Buhar uygulamasında 1800 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar



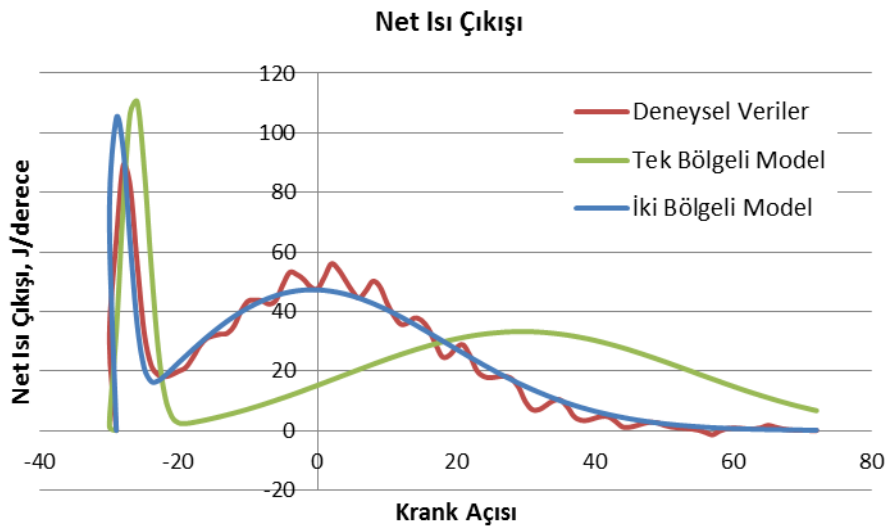
Şekil 6.34 %20 SME+%10 Buhar uygulamasında 1800 devirdeki deneysel ve teorik silindir içi basınçlar

6.3.2 İki Bölge Yanma Modeli

Tek bölge yanma modeli kullanılarak yürütülen teorik çalışmada, NO emisyonları ile döndürme momenti, özgül yakıt sarfıyatı, efektif güç ve efektif verim gibi performans parametreleri hesaplanmış, sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırılarak hata oranının %1-1,5 aralığında olduğu saptanmış ve modelin uygun sonuçlar verdiği görülmüştür. Net ısı çıkışı hesabında ise tek bölge yanma modelinin deneysel sonuçlara yakınsamadığı tespit edilmiştir. Bu yüzden net ısı çıkışı belirlenmesinde, iki bölge yanma modeli ile hesap yapılmıştır.

6.3.2.1 Net Isı Çıkışı

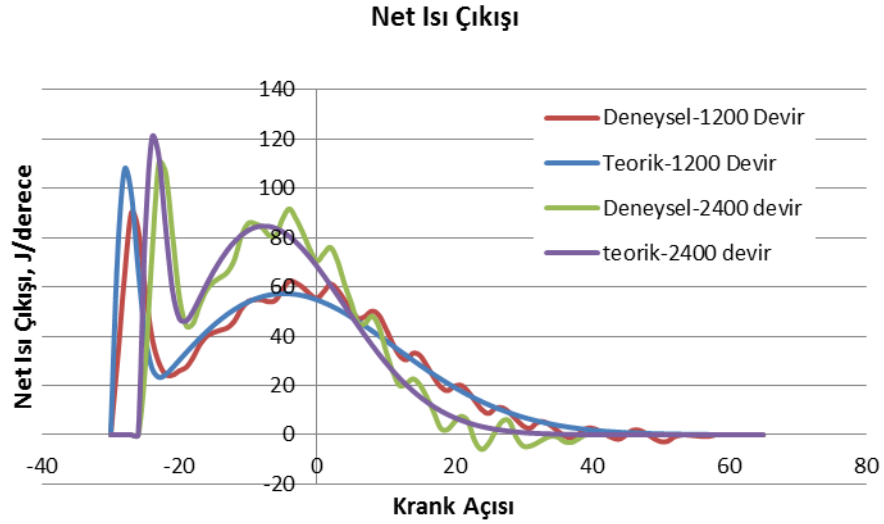
Motorun net ısı çıkışının krank açısına bağlı olarak değişimi şekil 6.35’da ki grafikte görülmektedir.



Şekil 6.35 Standart dizel yakıt kullanımında 1200 devirdeki net ısı çıkışı

Grafikte de görülebildiği gibi tek bölge yanma modeli ile hesaplanan net ısı çıkışı eğrisi, özellikle kontrollü yanma bölgesinde deneysel verilerin uzağında kalmaktadır. Bu farklılığın en önemli sebebi, modelde gaz kaçağı, artık gaz kesri ve özgül ısılar oranının sabit oranda ve hava-yakıt ideal karışım halinde olmasıdır. İki bölge yanma modeliyle hesaplanan sonuçlar ise deneysel veriler ile büyük oranda benzerlik göstermiştir.

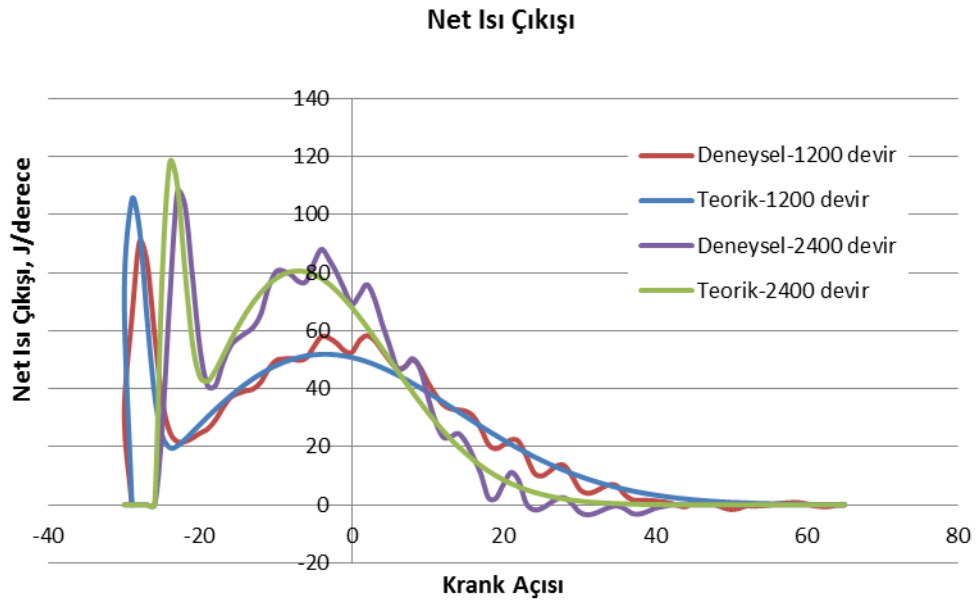
Şekil 6.36’da %10 AME karışımına %20 buhar enjeksiyonu uygulamasındaki net ısı çıkışları görülmektedir.



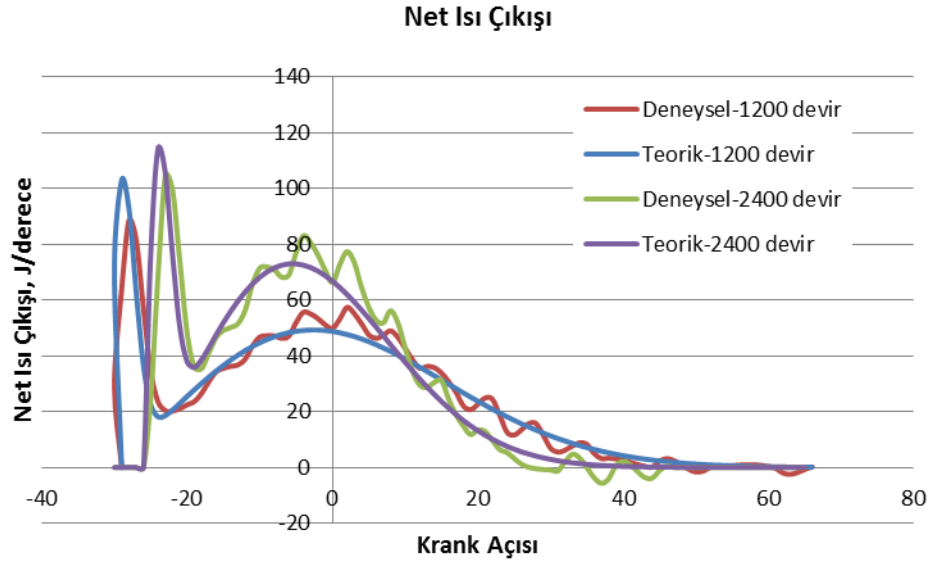
Şekil 6.36 %10 AME+%20 Buhar uygulamasındaki net ısı çıkışları

Grafikte de görülebileceği gibi devir sayısı arttıkça net ısı çıkışları da artmaktadır. Bu durum devir sayısı arttıkça sıcaklık değerlerinin çok yüksek değerlere çıkmasıdır.

Şekil 6.37’de %10 KME karışımına %10 buhar, Şekil 6.38’de %20 SME karışımına %10 buhar enjeksiyonu uygulamasındaki net ısı çıkışları görülmektedir.



Şekil 6.37 %10 KME+%10 Buhar uygulamasındaki net ısı çıkışları



Şekil 6.38 %20 SME+%10 Buhar uygulamasındaki net ısı çıkışları

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında farklı yakıtlarla çalışan tek silindirli tabi emişli bir dizel motoruna emme manifolduna farklı oranlarda su buharı püskürtme uygulaması yapılarak performans ve emisyonlara olan etkisi deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Tam yük şartlarında gerçekleştirilen deneysel çalışmada üç farklı tipte metil ester dizel yakıtla karışımli olarak (kütlece %10,%20) kullanılmış, uygulanan farklı oranlardaki (%10, %20, %30) buhar enjeksiyonunun emisyon ve performansta neden olduğu değişimler standart dizel yakıt değerleriyle karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Deneysel çalışmalarda dizel yakıtta ME katkısının döndürme momenti ve efektif güçlerde artış sağladığı tespit edilmiştir. Bu artışın, ME yakıtların yoğunluklarının yüksek olması sebebiyle, bir enjeksiyon zamanında silindire giren yakıt kütlesinin dizel yakıtta oranla daha fazla olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Buhar enjeksiyonu uygulaması özellikle düşük devirlerde moment değerlerinde yükselme sağlamış, yakıt türüne göre buhar miktarı artışının moment değişim eğilimine farklı etki ettiği gözlenmiştir. Silindir içerisinde buhar fazında su varlığının atomizasyonu ve yanmayı iyileştirerek moment artışına neden olduğu öngörülmektedir. En yüksek döndürme momenti %20 SME+%20Buhar uygulamasında ölçülmüştür. En yüksek efektif güçte yine aynı uygulamada sağlanmıştır.

Buhar enjeksiyonu uygulamasıyla incelenen durumların büyük çoğunluğunda döndürme momenti ve efektif gücün düşük devirlerde standart değer üzerinde olduğu, yüksek devirlerde bu trendin aksi yönde seyrettiği gözlenmiştir. Bu sebepten gemi dizelleri gibi ağır devirde çalışan dizel motorlarda buhar enjeksiyonu yöntemi herhangi bir güç kaybı olmadan uygulanabilir.

Farklı ME karışımları kullanımının özgül yakıt sarfiyatlarında artışa neden olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum ME yakıtların alt ısı değerlerinin dizel yakıtla oranla düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Buhar enjeksiyonu durumlarında ise özgül yakıt sarfiyatında azalma sağlandığı, incelenen durumların büyük çoğunluğunda özgül yakıt sarfiyatının standart değerin altına indiği tespit edilmiştir.

Özgül yakıt sarfiyatında sağlanan tasarruf sebebiyle biyodizel kullanan araçlarda buhar enjeksiyonu yöntemi yakıt sarfiyatını azaltma amaçlı olarak uygulanabilir. Ayrıca ağır hizmet vasıtaları ve gemi dizelleri gibi yakıt tüketiminin yüksek olduğu dizel motorlarda da buhar enjeksiyonu yönteminin uygulaması yakıt tüketiminde önemli miktarlarda tasarruf sağlayabilir. Yakıt tüketiminin azalması ile de hem işletme maliyetlerinde azalma, hem de çevreye salınan toplam zararlı emisyon miktarında düşüş elde edilecektir.

ME yakıtların içerdikleri yüksek miktarda oksijen nedeniyle NO_x emisyonlarında artış gözlenmiştir. Buhar enjeksiyonu ile ise NO_x emisyonlarının daha düşük değerlere çekilebildiği, tüm buhar enjeksiyonu oranlarında NO_x emisyonu seviyesinin standart değerin altına indiği tespit edilmiştir. Bu sebepten buhar enjeksiyonu yönteminin NO_x emisyonlarının azaltılmasında oldukça etkili olduğu görülmektedir. NO_x emisyonu değerlerinde sağlanan bu azalmanın yanma esnasında buharın alev cephesinde soğutma etkisi yaparak NO_x emisyonlarının ana oluşum nedeni olan yüksek sıcaklık değerlerini aşağıya çekmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu durum ölçülen silindir içi sıcaklıkları ile de doğrulanmıştır.

NO_x emisyonlarının kontrolü amaçlı buhar enjeksiyonu yöntemi, hem dizel yakıt, hem ME yakıtlarda tüm buhar oranlarında uygulanabilmekle beraber, emisyonlarda daha fazla azalmanın istendiği durumlar için optimum buhar oranı yakıt tipine göre farklılık göstermektedir. En fazla azalmayı sağlayan oran AME için %20, KME için %10 ve SME için %10 olarak belirlenmiştir. Buhar yüzdesi bu oranların üzerine çıktığında NO_x emisyonlarında ki azalma trendi tersine dönmekle beraber, yine de standart değerin altında kalmaktadır. NO_x emisyonundaki en fazla azalma %10 AME+%20 buhar durumunda 2200 devirde %25 olarak gözlenmiştir.

Buhar enjeksiyonu yönteminin CO ve HC emisyonlarında ise bir miktar artışa neden olduğu tespit edilmiştir. Bu artışın silindir içerisindeki buhar varlığının soğutma etkisinden kaynaklandığı düşünülmektedir.

Tez çalışmasının ikinci bölümünü oluşturan teorik çalışmada ise tek bölgeli ve iki bölgeli yanma modelleriyle NO emisyonu ve performans parametreleri modellenmiş, elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Tek bölgeli yanma modeliyle elde edilen NO emisyonu, döndürme momenti, özgül yakıt sarfiyatı, efektif güç, efektif verim ve silindir içi basınç değerlerinin deneysel verilerle büyük oranda örtüştüğü, hata oranının %1-%2 mertebesinde olduğu görülmüştür. Net ısı çıkışının hesaplanmasında ise tek bölgeli yanma modeli ile uygun sonuçlara ulaşılamamıştır. Bu nedenle uygulanan iki bölgeli yanma modeli ile elde edilen sonuçlar deneysel verilerle büyük oranda uygunluk sağlamıştır.

KAYNAKLAR

- [1] Law, C.K., (1977). "A Model for the Combustion of Oil/Water Emulsion Droplets", Combustion Science and Technology, Vol. 17, pp. 29-38
- [2] Abu-Zaid, M., (2004). "Performance of single cylinder, direct injection Diesel engine using water fuel emulsions", Energy Conversion and Management, 45 697–705
- [3] Armas, O., Ballesteros, R., Martos, F.J. ve Agudelo, J.R., (2004). "Characterization of light duty diesel engine pollutant emissions using water-emulsified fuel", Fuel 84 2005 1011–1018
- [4] Selim, M.Y.E. ve Elfeky, S.M.S., (2001). "Effects of diesel/water Emulsion on heat flow and thermal loading in a precombustion chamber diesel engine", Applied thermal engineering 21 1565-1582
- [5] Basha, S.J. ve Anand, R.B., (2011). "An experimental investigation in a diesel engine using carbon nanotubes blended water-diesel emulsion fuel", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 2011 225: 279
- [6] Subramanian, K.A. ve Ramesh, A., (2002). "Use of Diethyl Ether Along with Water-Diesel Emulsion in a Di Diesel Engine", SAE Technical Paper series 2002-01-2720
- [7] Subramanian, K.A., (2010). "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
- [8] Stanglmaier, R.H., Dingle, P.J. ve Stewart, D.W., (2008). "Cycle-Controlled Water Injection for Steady-State and Transient Emissions Reduction From a Heavy-Duty Diesel Engine", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008 (130) 032801-1
- [9] Chadwell, C.J., ve Dingle, P.J.G., (2008). "Effect of Diesel and Water Co-injection with Real-Time Control on Diesel Engine Performance and Emissions", SAE Technical Paper Series 2008-01-1190

- [10] Ohashi, H., Miyamoto, N., Ogawa, H. ve Wang, J., (1995). "Significant NO_x Reductions with Direct Water Injection into the Sub-Chamber of an IDI Diesel Engine", SAE Technical Paper Series 950609.
- [11] Brusca, S. ve Lanza fame, R., (2001). "Evaluation of the Effects of Water Injection in a Single Cylinder CFR Cetane Engine", SAE Technical Paper Series 2001-01-2012
- [12] 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", SAE Technical Paper Series 2006-01-1414
- [13] 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
- [14] Bedford, F. ve Rutland, C., (2000). "Effects of Direct Water Injection on DI Diesel Engine Combustion", SAE Technical Paper Series, 2000-01-2938.
- [15] Ramadhas, A.S., Jayaraj, S. ve Muraleedharan, (2005). "Characterization and effect of using rubber seed oil as fuel in the compression ignition engines". Renewable Energy, 30, 795-803.
- [16] Lee, C.S., Park, S.W. ve Kwon, S.I., (2005). "An Experimental Study on the Atomization and Combustion Characteristics of Biodiesel-Blended Fuels", Energy & Fuels, 19, 2201-2208
- [17] Sharp, C.A., Howell, S.A. ve Jobe, J., (2000). "The Effect of Biodiesel Fuels on Transient Emissions from Modern Diesel Engines, Part I Regulated Emissions and Performance", SAE Technical Paper Series, 2000-01-1967.
- [18] Agarwal, A.K. ve Das, L.M., (2001). "Biodiesel Development and Characterization for Use as a Fuel in Compression Ignition Engines", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of The Asme Volume: 123 Issue: 2 Pages: 440-447
- [19] Yoshimoto, Y. ve Tamaki, H., (2001). "Reduction of NO_x and Smoke Emissions in a Diesel Engine Fueled by Biodiesel Emulsion Combined with EGR", SAE Technical Paper Series 2001-01-0649
- [20] Tesfa, B., Mishra, R., Gu, F. ve Ball, A.D., (2012). "Water injection effects on the performance and emission characteristics of a CI engine operating with biodiesel", Renewable Energy 37 333-344
- [21] Parlak, A., Ayhan, V., Üst, Y., Şahin, B., Cesur, İ. ve Boru, B., (2010). "NO_x Emisyonlarının Azaltılmasında Yeni Bir Yöntem: Elektronik Kontrollü Su Buharı Enjeksiyonu", The 1st Global Conference on Innovation in Marine Technology and the Future of Maritime Transportation, 24-26 November 2010, İstanbul
- [22] Ashook, M.P., (2011). "Effect of Dimethyl Ether in a Selected Ethanol/Diesel Emulsified Fuel Ratio and Comparing the Performance and Emission of the Same to Diesel Fuel", Energy Fuels 25 3799-3805

- [23] Sharma, Y.C., Singh, B. ve Upadhyay, S.N., (2008). "Advancements in development and characterization of biodiesel: A review", Fuel 87 (2008) 2355–2373
- [24] Nigam, P.S. ve Singh, A., (2011). "Production of liquid biofuels from renewable resources", Progress in Energy and Combustion Science 37 52-68
- [25] Suh, H.K., Roh, H.G. ve Lee, C.S., (2008). "Spray and Combustion Characteristics of Biodiesel Diesel Blended Fuel in a Direct Injection Common-Rail Diesel Engine", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the Asme Volume 130 Issue 3 032807
- [26] Kutlar, O.A, Ergeneman, M, Mutlu, M ve Arslan, H, (1998). Taşıt Egzozundan Kaynaklanan Kirleticiler, Birsen Yayınevi, İstanbul
- [27] İlkılıç, C, (1999). Çeşitli Alternatif Yakıtların Dizel Motoru Emisyonlarına Etkilerinin Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ
- [28] Ayhan, V., (2009). Bir Dizel Motoruna Buhar Enjeksiyonunun NOx ve İş Emisyonlarına Etkisinin Araştırılması, doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya
- [29] Meriçboyu, A., Beker, Ü.G. ve Küçükbayrak, S., Kömür ve Çevre İlişkileri, Enerji, Çevre Ve Hukuku Ders Notları. Derleyen: Ayhan, V., (2009). Bir Dizel Motoruna Buhar Enjeksiyonunun NOx ve İş Emisyonlarına Etkisinin Araştırılması, doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya
- [30] Türk, C., (1998). Sabit Kaynaklardan Yayılan Azotoksitlerin Azaltılması ve Giderilmesi, Lisans Tezi İTÜ Kimya-Metalurji Fakültesi, Kimya Mühendisliği Bölümü, İstanbul. Derleyen: Ayhan, V., (2009). Bir Dizel Motoruna Buhar Enjeksiyonunun NOx ve İş Emisyonlarına Etkisinin Araştırılması, doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya
- [31] Index Mundi, World Biodiesel Production by Year, <http://www.indexmundi.com/energy.aspx?product=biodiesel&graph=production> , 21.05.2012.
- [32] Biofuels Platform, Production of biofuels in the world in 2009, <http://www.biofuels-platform.ch/en/infos/production.php> , 18.04.2012.
- [33] Huang, G.H., Chen, F., Wei, D., Zhang, X.W. ve Chen, G., (2010). "Biodiesel production by microalgal biotechnology", Applied Energy 87 2010 38–46
- [34] Mesut, E., (2011). Atık Ayçiçeği Yağından Biyodizel Üretimi Ve Ön Isıtma Uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük
- [35] Gökalp, B., (2009) "Biyodizel Katkılı Gemi ve Uçak Yakıtlarının İçten Yanmalı Motorlardaki Performansının İncelenmesi", Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

- [36] Altın, R., Çetinkaya, S. ve Yücesu, H.S., (2001). "The Potential of Using Vegetable Oil Fuels as Fuel for Diesel Engines" , Energy Conversion and Management Volume 42, Issue 5, March 2001, Pages 529–538
- [37] Fessenden, R.J. ve Fessenden, J.S., (1992). "Organik kimya", Tahsin Uyar, Güneş Kitabevi, İstanbul, 850-865; Derleyen: Mesut, E., (2011). Atık Ayçiçeği Yağından Biyodizel Üretimi ve Ön Isıtma Uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük
- [38] Ötleş, S., Biyodizel Üretim Yöntemleri, <http://eng.ege.edu.tr/~otles/foodwaste-oil.tripod.com/biodizel/id2.html> , 18.05.2012.
- [39] Haşımoğlu, C., (2005). Düşük Isı Kayıplı Bir Dizel Motorunda Biyodizel Kullanımının Performans ve Emisyon Parametrelerine Etkisi, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya
- [40] Elektrik İşleri Etüd İdaresi, Biyodizel Üretim Yöntemleri, http://www.eie.gov.tr/turkce/YEK/biyoenerji/02-biyodizel/bd_uretim.html , 18.04.2012.
- [41] Parlak, A., (2000). Aşırı Doldurmalı Seramik Kaplı Bir Dizel Motorunda Optimum Püskürtme Avansı ve Sıkıştırma Oranının Deneysel Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya
- [42] Ayhan, V., (2006). Metanol-Benzin Karışımlarının MgO-ZrO₂ Termal Bariyer Çemberli Bir Motorda Performans ve Emisyonlara Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya
- [43] Lif. A. ve Holmberg K., (2006). "Water-in-diesel emulsions and related systems", Advances in Colloid and Interface Science 123–126 231–239
- [44] Park, S.H., Kim, H.J., Suh, H.K. ve Lee C.S., (2009). "A study on the fuel injection and atomization characteristics of soybean oil methyl ester (SME)", International Journal of Heat and Fluid Flow 30 108–116
- [45] Sarvi, A., Kilpinen, P. ve Zevenhoven, R., (2009). "Emissions from large-scale medium-speed diesel engines: 3. Influence of direct water injection and common rail", FUEL Processing Technology 90 222-231
- [46] Andrews, G.E., (1988). "The reduction in diesel particulate emissions using emulsified fuels", SAE Technical Papers 880348
- [47] Heywood, J.B., (1988). "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGRAW-Hill Inc., Singapur, ISBN 0-07-100499-8 Derleyen: Safa, A., (2006). İçten Yanmalı Motorlarda Proses Ve Emisyon Modellemesi, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [48] Safa, A., (2006). İçten Yanmalı Motorlarda Proses Ve Emisyon Modellemesi, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [49] Ferguson, C.R. ve Kirkpatrick, A.T., (2001). Internal Combustion Engines Applied Thermosciences, Second Edition, John Wiley & Sons Inc., New York.

- [50] Hohenberg, G., (1979). "Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations," SAE Technical Paper 790825, doi:10.4271/790825.
- [51] Gonca, G., (2011). "Investigation of The Effects of Steam Injection into the Supercharged Diesel Engine with Running Miller Cycle on Performance and Emissions", PhD Thesis Progress Report.
- [52] Olikara, C., ve Borman, G., (1975). "A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to the Engines", SAE Tech.Paper 750468.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Taner ÇOŞGUN
Doğum Tarihi ve Yeri :21.04.1987 Balıkesir
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : tcosgun@yildiz.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	-
Lisans	Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2010
Lise	Fen Bilimleri	Balıkesir Fatma Emin Kutvar Anadolu Lisesi	2005

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2011-...	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi