

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**DİZEL MOTORLARINDA EMME HAVASINA SU EKLENMESİNİN MOTOR PERFORMANSI,
YANMA VE EKSOZ EMİSYONLARI ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL
OLARAK İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Gemi İnş. ve Gemi Mak. Yük. Müh. Mustafa TUTİ

**ŞUBAT 2022
TRABZON**



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**DİZEL MOTORLARINDA EMME HAVASINA SU EKLENMESİNİN MOTOR
PERFORMANSI, YANMA VE EKSOZ EMİSYONLARI ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN
DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Mustafa TUTİ

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce
"DOKTOR (GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSİ)"
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 18 / 01 / 2022

Tezin Savunma Tarihi : 17 / 02 / 2022

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Zehra ŞAHİN

Trabzon 2022

ÖNSÖZ

Dünyada enerji talebinin büyük bir kısmı petrol kaynaklarından karşılanmaktadır. Günümüzde kullanılan petrol kaynaklarının sınırlı oluşu, nüfusun günden güne artmasıyla petrol tüketiminin hızla artışı ve yakın gelecekte tükenme tehlikesi, ayrıca artan çevre kirliliği; çevreyi daha az kirlüten yenilenebilir alternatif yakıtların ve alternatif çözüm yollarının araştırılmasını gündeme getirmiştir. Bu bağlamda, dizel motorlarında su eklenmesi de alternatif çözümlerden birisi sayılabilir. Sunulan çalışmada; emme kanalından emilmekte olan havanın içerisine su eklenmesinin (EHSE) motor performansı, yanma, yanma süresi ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal bölümünde EHSE'nin motor performansı ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini inceleyebilmek için dizel motoru çevrimini hesaplayan bir matematik çevrim modeli de geliştirilmiştir.

Tez çalışması süresince deneyim, bilgi ve birikimlerini benimle paylaşan ve bu konunun yürütülmesinde, oluşumunda ve tez yazımında ilgi ve desteğini esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Zehra ŞAHİN'e ve çalışmalarımıza her zaman destek sağlayan ve özellikle tez konusunun belirlenmesinde bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım Sayın Prof. Dr. Orhan DURGUN'a sonsuz teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Tez çalışması boyunca desteklerinden dolayı KTÜ Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Dekan Yardımcısı Sayın Dr. Öğr. Üyesi İsmail ALTIN'a, Gemi İnşaatı ve Gemi Mak. Müh. Bölüm Başkanı Sayın Doç. Dr. Betül AYHAN SARAÇ'a, Gemi İnşaatı ve Gemi Mak. Müh. Bölümü'ndeki hocalarıma ve araştırma görevlisi arkadaşlarıma, deneylerin yapıldığı KTÜ Müh. Fak. Makina Müh. Bölümü'ne, deneylerinin yapılmasındaki katkılarından dolayı Gemi İnş. ve Gemi Mak. Yük. Müh. Orhan Nazım AKSU'ya, tez çalışmamda kullanılan motorun deney sistemine montajındaki çabalarından dolayı Dr. Öğr. Üyesi Coşkun BAYRAM'a, deney sistemindeki elektronik sistemin çalıştırılmasındaki desteklerinden dolayı, veri derleme kartı için programı da hazırlamış olan Dr. Öğr. Üyesi Mehmet TURHAL'a ve Dr. Makina Müh. M. Mustafa KURT'a, laboratuvarındaki her türlü yardımlarından dolayı Tek. Şenol DÜBÜŞ'e çok teşekkür ederim.

Tüm eğitim-öğretim hayatım boyunca maddi ve manevi desteğini esirgemeyerek beni bugünlere getiren aileme, tez çalışmam sürecinde her zaman bana destek veren sevgili eşim Gamze TUTİ'ye, kızım Cemresu ve oğlum Egemen TUTİ'ye sonsuz şükran ve teşekkürlerimi sunarım.

Mustafa TUTİ

Trabzon 2022

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Doktora Tezi olarak sunduğum “Dizel Motorlarında Emme Havaına Su Eklenmesinin Motor Performansı, Yanma ve Eksoz Emisyonları Üzerindeki Etkilerinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Zehra ŞAHİN’nin sorumluluğunda tamamladığımı, verileri kendim topladığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 17/02/2022

Mustafa TUTİ

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET.....	VIII
SUMMARY.....	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	X
TABLolar DİZİNİ.....	XIII
SEMBOLLER DİZİNİ.....	XV
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Literatür Taraması.....	4
1.2.1. Dizel Motorlarında Su Eklenmesi ile İlgili Deneysel Çalışmalar.....	5
1.2.1.1. Su-Dizel Yakıtı Karışımı (Su-Dizel Yakıtı Emülsiyonu) Yöntemi.....	5
1.2.1.2. Suyun Silindire Doğrudan Püskürtülmesi.....	14
1.2.1.3. Emme Kanalımda Emme Havaına Su Eklenmesi.....	18
1.2.2. EHSE'nin Diğer Yöntemlerle Karşılaştırılması.....	27
1.2.3. Dizel Motoru Çevrimleri ile İlgili Sayısal Modelleme Çalışmaları.....	29
1.2.3.1. Dizel Motoru Çevrimini Hesaplamak İçin Kullanılan Boyutlu Modeller ve Uygulamaları.....	29
1.2.3.2. Dizel Motorlarında Termodinamik Esaslı Modelleme Çalışmaları ve Uygulamaları...32	
1.2.3.2.1. Tek Bölge Modeller.....	33
1.2.3.2.2. Çok Bölge Modeller (ÇBM)	38
1.3. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı.....	43
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	48
2.1. Deneysel Çalışma.....	48
2.1.1. Deney Düzenekinin Genel Tanıtımı.....	49
2.1.2. Hata Analizi ve Belirsizlikler.....	55
2.1.3. Veri Derleme Kartıyla Verilerin Derlenmesi ve Deney Motorunun ÜÖN'sının Belirlenmesi.....	55

2.1.4.	Motor Karakteristiklerinin Hesabı.....	58
2.1.5.	Eksoz Emisyonları Değerlerinin Değişim Oranlarının Hesaplanması.....	60
2.1.6.	Açığa Çıkan Isı Oranının Hesaplanması.....	60
2.1.7.	($\Delta\theta$) Yanma Süresi Bağıntısının Belirlenmesi İçin Geliştirilen Ampirik Bağıntının Tanıtılması.....	61
2.2.	Sayısal Çalışma.....	67
2.2.1.	Geliştirilen Termodinamik Çevrim Modelinde Uygulanan Kabul ve Varsayımlar.....	68
2.2.2.	Emme İşlemi.....	68
2.2.3.	Sıkıştırma, Yanma ve Genişleme İşlemlerinin Hesaplanması.....	72
2.2.4.	Eksoz İşlemi.....	81
2.2.5.	Motor Karakteristiklerinin Hesaplanması.....	82
2.2.5.1.	Ortalama İndike Basınç ve İndike Verim.....	82
2.2.5.2.	Ortalama Efektif Basınç ve Mekanik Kayıplar Basıncı.....	83
2.2.5.3.	Mekanik Verim, Efektif Verim, Özgül Yakıt Tüketimi, Efektif Güç ve Döndürme Momenti.....	83
2.2.6.	Geliştirilen Termodinamik Çevrim Modelinde Kullanılan Alt Modeller.....	84
2.2.6.1.	SDY Durumunda, Düşük Sıcaklıklardaki Yanma Ürünlerinin Kmol Oranlarının ve Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi.....	85
2.2.6.2.	SDY Durumunda, Yüksek Sıcaklıktaki Yanma Ürünlerinin Yapısının ve Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi.....	90
2.2.6.3.	EHSE Durumunda Ferguson'un (1986) Orijinal Programında Yapılan Değişiklikler.....	95
2.2.6.3.1.	EHSE Durumu İçin Emme ve Sıkıştırma İşlemi Boyunca Silindirdeki Dolgunun Kmol Sayılarının ve Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi...	95
2.2.6.3.2.	EHSE Durumunda Yüksek Sıcaklıktaki Yanma Ürünlerinin Yapısının Belirlenmesi.....	97
2.2.6.4.	Isı Transferinin Hesabı.....	99
2.2.6.5.	Tutuşma Gecikmesi Hesabı.....	100
2.2.7.	Sunulan Modelde Kullanılan Bilgisayar Programının Tanıtılması ve Programın Akış Şeması	101
3.	BULGULAR VE TARTIŞMA.....	104
3.1.	Giriş.....	104
3.2.	DeneySEL Bulgular ve İrdellemeler.....	104
3.2.1.	EHSE'nin ÖYT ve Eksoz Emisyonları Üzerindeki Etkilerinin DeneySEL Olarak İncelenmesi.....	105

3.2.2.	EHSE'nin Silindir Basınçları, Silindir Sıcaklıkları, Açığa Çıkan Isı Oranı ve Yanma Süresi Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi.....	135
3.2.2.1.	2000 d/d'da EHSE'nin Silindir Basınçları, Silindir Sıcaklıkları, Açığa Çıkan Isı Oranı ve Yanma Süresi Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi....	135
3.2.2.2.	2500 d/d'da EHSE'nin Silindir Basınçları, Silindir Sıcaklıkları, Açığa Çıkan Isı Oranı ve Yanma Süresi Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi.....	140
3.2.2.3.	3000 d/d'da EHSE'nin Silindir Basınçları, Silindir Sıcaklıkları, Açığa Çıkan Isı Oranı ve Yanma Süresi Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi....	143
3.2.2.4.	3500 d/d'da EHSE'nin Silindir Basınçları, Silindir Sıcaklıkları, Açığa Çıkan Isı Oranı ve Yanma Süresi Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi....	146
3.2.2.5.	4000 d/d'da EHSE'nin Silindir Basınçları, Silindir Sıcaklıkları, Açığa Çıkan Isı Oranı ve Yanma Süresi Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi....	150
3.2.3.	2000 d/d'da 120 Nm Yük Durumunda, EHSE'nin Silindir Basınçları, Silindir Sıcaklıkları, Açığa Çıkan Isı Oranı ve Yanma Süresi Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi.....	153
3.2.4.	Geliştirilen Ampirik Yanma Süresi Bağıntısının, Test Motorunda Deneyi Yapılamayan Koşullar İçin Uygulanması.....	156
3.3.	Sayısal Bulgular ve İrdelemeler.....	157
3.3.1.	SDY İçin Sunulan Modelin Doğruluğunun Kontrolü.....	158
3.3.2.	Emme Kanalından Emilmekte Olan Havanın İçerisine Su Püskürtülmesi (EHSE) Durumunda Sayısal Modelin Güvenilirliğinin Kontrolü.....	183
3.3.3.	Geliştirilen Model Kullanılarak Yapılan Sayısal Uygulamalar.....	205
4.	SONUÇLAR.....	215
5.	ÖNERİLER.....	226
6.	KAYNAKLAR.....	228

ÖZGEÇMİŞ

Doktora Tezi

ÖZET

DİZEL MOTORLARINDA EMME HAVASINA SU EKLENMESİNİN MOTOR PERFORMANSI, YANMA VE EKSOZ EMİSYONLARI ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Mustafa TUTİ

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Gemi İnşaatı ve Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Zehra ŞAHİN
2022, 238 Sayfa

Bu çalışmada dizel motorlarında emme havasının içerisine su eklenmesinin (EHSE) motor performansı, yanma ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmada; bir otomotiv dizel motorunda farklı oranlarda suyun emme havasına eklenmesinin etkileri, farklı yükler ve motor devir sayıları altında incelenmiştir. Deneysel sonuçlardan, seçilen su oranlarında (SO'nda) özgül yakıt tüketiminin (ÖYT) 2000 d/d'de genel olarak azaldığı, ancak 4000 d/d'de arttığı belirlenmiştir. EHSE, azot oksit (NO_x) emisyonlarını da tüm devirlerde önemli ölçüde azaltmıştır. Ayrıca, EHSE genellikle silindir basınçlarını arttırmış, ancak silindir sıcaklıklarını, açığa çıkan ısı oranlarını (HRR) ve yanma sürelerini (YS) azaltmıştır. Bu çalışmada ayrıca, deneysel HRR değerleri kullanılarak, YS'leri için ampirik bir bağıntı geliştirilmiştir.

Sayısal çalışmada; dizel motorları çevriminin hesaplanmasında, Ferguson'un termodinamik modeli kullanılmış ve yeni varsayımlarla uyarlanarak geliştirilmiştir. Öncelikle, modelin SDY ve EHSE için güvenilirliği, literatürdeki deneysel ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılarak kontrol edilmiştir. Daha sonra, model, test motoru için denenmemiş 2250 d/d'da % (5 ve 7.5) SO için uygulanmıştır. İlgili SO'nda efektif gücün (EG) azaldığı, ÖYT'nin arttığı ve NO_x emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı belirlenmiştir. Ayrıca; geliştirilen model, 2021 Renault Talisman'da kullanılan dizel motoru için, 4000 d/d'de % (3, 6 ve 9) SO için uygulanmıştır. Söz konusu çalışma sonunda, % (3 ve 6) SO için, ÖYT'de önemli bir kötüleşme olmadan EG'nin arttığı ve NO_x emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dizel motoru, Termodinamik model, Emme havasına su ekleme, Açığa çıkan ısı oranı, Yanma süresi, NO_x emisyonları

PhD. Thesis

SUMMARY

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF ADDING WATER TO THE INTAKE AIR ON ENGINE PERFORMANCE, COMBUSTION AND EXHAUST EMISSIONS IN DIESEL ENGINES

Mustafa TUTİ

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Naval Architecture and Marine Engineering
Supervisor: Prof. Zehra ŞAHİN
2022, 238 Pages

In this study, the effect of the water addition into the intake air (WAIA) on engine performance, combustion and exhaust emissions in diesel engines have been investigated experimentally and numerically. In the experimental study, different ratios of WAIA have been studied in an automotive diesel engine under different loads and engine speeds. It is determined from experimental results that brake specific fuel consumption (BSFC) generally decreases at 2000 rpm, but BSFC increases at 4000 rpm for selected water ratios (WRs). Also, WAIA reduces nitrogen oxides (NO_x) emissions significantly at all speeds. Besides, WAIA generally increases cylinder pressures, but it mostly decreases cylinder temperatures, heat release rates (HRR) and combustion durations (CDs). Also, an empirical correlation has been developed for estimating CDs using the experimentally HRR values.

In the numerical study, Ferguson's thermodynamic model has been used and adapted with new assumptions to compute the diesel engine cycle. Firstly, the reliability of the model for NDF and WAIA has been controlled by comparing the experimental and numerical results with that of studies in the literature. The model has been applied in the test engine at untested 2250 rpm and (5 and 7.5) % WRs condition. It has been found that the effective power (EP) decreases, the BSFC increases and NO_x emissions significantly decrease for these WRs. Also, the model has been applied to a diesel engine, which is used in 2021 Renault Talisman, for (3, 6 and 9) % WRs at 4000 rpm. It is determined that for (3-6) % WRs, EP increase, and NO_x emissions reduce significantly without much deterioration in the BSFC at 4000 rpm.

Key Words: Diesel engine, Thermodynamic model, Water addition into the intake air, Heat release rate, Combustion duration, NO emissions

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No:

Şekil 1.1.	Su-dizel yakıt karışımının (emülsiyonunun) uygulanması durumunda yanma işlemi.....	14
Şekil 1.2.	Suyun farklı bir enjektör ile yanma odasına püskürtüldüğü yöntemin şematik gösterimi	15
Şekil 1.3.	(a) Emme havasına su püskürtülmesinde kullanılan adapte edilmiş karbüratör.....	19
Şekil 1.3.	(b) Emme havasına su püskürtülmesi için elektronik kontrollü su püskürtme donanımı	20
Şekil 2.1.	(a) Deney düzeneğinin ölçme panelinin önden görünüşü (b) Renault K9K 700 deney motorunun deney düzeneğine montajlı hali (c) deney düzeneğinin arka bölümünün bir kısmının görünüşü.....	50
Şekil 2.2.	Deney sisteminin şematik görünüşü	53
Şekil 2.3.	Adapte edilmiş karbüratörün sisteme montaj edilmiş haldeki görünüşü.....	54
Şekil 2.4.	DiCom 4000 eksoz gazı analiz cihazı	54
Şekil 2.5.	Deney sistemine yerleştirilen sensörlerden alınan sinyallerin elektronik kontrol ünitesi ve veri derleme kartı ile bilgisayara aktarılmasını gösteren şematik resim.	56
Şekil 2.6.	60-2 Tip volanın şematik gösterimi.....	57
Şekil 2.7.	Renault K9K 700 tipi motorunun ÜÖN sensörünün ürettiği örnek bir sinyal..	58
Şekil 2.8.	Bilgisayar programının akış şeması.....	103
Şekil 3.1.	2000 d/d'da ve 7 farklı yük altında (a) ÖYT'nin su oranına göre değişimleri (b) ÖYT'de SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları.....	107
Şekil 3.2.	4000 d/d'da ve 6 farklı yük altında (a) ÖYT'nin su oranına göre değişimleri (b) ÖYT'de SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları.....	109
Şekil 3.3.	2000 d/d'da ve 7 farklı yük altında (a) CO ₂ 'nin su oranına göre değişimleri (b) CO ₂ 'de SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları	110
Şekil 3.4.	2000 d/d'da ve 7 farklı yük altında (a) CO'nun su oranına göre değişimleri (b) CO'da SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları	112
Şekil 3.5.	4000 d/d'da ve 6 farklı yük altında (a) CO ₂ 'nin su oranına göre değişimleri (b) CO ₂ 'de SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları	114
Şekil 3.6.	4000 d/d'da ve 6 farklı yük altında (a) CO'nun su oranına göre değişimleri (b) CO'da SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları	115
Şekil 3.7.	2000 d/d'da ve 7 farklı yük altında (a) NO _x 'in su oranına göre değişimleri (b) NO _x 'de SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları	118

Şekil 3.8.	2000 d/d'da ve 7 farklı yük altında (a) Hava fazlalık katsayısının su oranına göre değişimleri (b) Hava fazlalık katsayısında SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları.....	121
Şekil 3.9.	4000 d/d'da ve 6 farklı yük altında (a) NO _x 'in su oranına göre değişimleri (b) NO _x 'de SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları.....	125
Şekil 3.10.	4000 d/d'da ve 6 farklı yük altında (a) Hava fazlalık katsayısının su oranına göre değişimleri (b) Hava fazlalık katsayısının SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları.....	127
Şekil 3.11.	2000 d/d'da ve 7 farklı yük altında (a) HC'lerin su oranına göre değişimleri (b) HC'lerde SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları	129
Şekil 3.12.	4000 d/d'da ve 6 farklı yük altında (a) HC'lerin su oranına göre değişimleri (b) HC'lerde SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları	131
Şekil 3.13.	2000 d/d'da ve 7 farklı yük altında (a) Opasitenin su oranına göre değişimleri (b) Opasitede SDY'ye göre oluşan artma ve azalma oranları	133
Şekil 3.14.	4000 d/d'da ve 6 farklı yük altında (a) Opasitenin su oranına göre değişimleri (b) Opasitede SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları	134
Şekil 3.15.	2000 d/d'da, EHSE durumu için; a) silindir basınçlarının b) silindir sıcaklıklarının c) açığa çıkan ısıнын KMA'ya göre değişimleri.....	139
Şekil 3.16.	2500 d/d'da, EHSE durumu için; a) silindir basınçlarının b) silindir sıcaklıklarının c) açığa çıkan ısıнын KMA'ya göre değişimleri.....	142
Şekil 3.17.	3000 d/d'da, EHSE durumu için; a) silindir basınçlarının b) silindir sıcaklıklarının c) açığa çıkan ısıнын KMA'ya göre değişimleri.....	146
Şekil 3.18.	3500 d/d'da, EHSE durumu için; a) silindir basınçlarının b) silindir sıcaklıklarının c) açığa çıkan ısıнын KMA'ya göre değişimleri.....	149
Şekil 3.19.	4000 d/d'da, EHSE durumu için; a) silindir basınçlarının b) silindir sıcaklıklarının c) açığa çıkan ısıнын KMA'ya göre değişimleri.....	152
Şekil 3.20.	2000 d/d'da 120 Nm yük durumunda, EHSE durumu için; a) silindir basınçlarının b) silindir sıcaklıklarının c) açığa çıkan ısıнын KMA'ya göre değişimleri	156
Şekil 3.21.	2000 d/d'da sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncının, b) silindir sıcaklığının ve c) açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması	164
Şekil 3.22.	4000 d/d'da sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncının, b) silindir sıcaklığının ve c) açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması	168
Şekil 3.23.	1500 d/d'da $\varepsilon=17.5$ 'te; sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı ve b) açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Rajak vd. (2018)'nin deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılması	171

Şekil 3.24. 1500 d/d'da $\epsilon=18.5$ 'te; sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı, b) açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Rajak vd. (2018)'nin deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılması	174
Şekil 3.25. 1500 d/d'da $\epsilon=17.5$ 'te; sunulan modelden elde edilen açığa çıkan ısı oranı değişiminin Puhan vd. (2009)'nin deneysel ve model sonuçlarıyla karşılaştırılması.....	176
Şekil 3.26. 2200 d/d'da; sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı, b) silindir sıcaklığı ve c) açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılması	180
Şekil 3.27. Sunulan modelden SDY için hesaplanan a) Efektif güç değerleri ve b) ÖYT değerlerinin Kızıltan'ın (1988) deneysel verileri ile karşılaştırmaları	182
Şekil 3.28. 2000 d/d'da % 6 su oranı için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncının, b) silindir sıcaklığının ve c) açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması.....	188
Şekil 3.29. 2000 d/d'da % 10 su oranı için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncının, b) silindir sıcaklığının ve c) açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması.....	192
Şekil 3.30. 4000 d/d'da % 6 su durumu için sunulan sayısal modelden elde edilen a) silindir basıncının, b) silindir sıcaklığının ve c) açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması.....	196
Şekil 3.31. 4000 d/d'da % 10 su oranı için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncının, b) silindir sıcaklığının ve c) açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması.....	199
Şekil 3.32. 2200 d/d'da % 20 su oranında; sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı, b) silindir sıcaklığı ve c) açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Kökkülünk (2012)'ün deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılması	204
Şekil 3.33. 2250 d/d'da SDY, % 5 ve % 7.5 su oranları için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı, b) silindir sıcaklığı ve c) açığa çıkan ısı oranı değerlerinin değişimi	211
Şekil 3.34. Renault Talisman taşıtında kullanılan M9R tipi dizel motorunda, 4000 d/d'da; SDY, % 3, % 6 ve % 9 su oranları için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncı, b) silindir sıcaklığı ve c) açığa çıkan ısı oranı değerlerinin değişimleri.....	214

TABLÖLAR DİZİNİ

Sayfa No:

Tablo 2.1. Deney motorunun teknik özellikleri	51
Tablo 2.2. DiCom 4000 eksoz gazı analiz cihazının ölçüm aralıkları	52
Tablo 2.3. Basınç sensörünün teknik özellikleri	55
Tablo 2.4. Devir sayılarına karşılık seçilen yük değerleri	61
Tablo 2.5. 120 Nm yük durumunda; farklı devirlerde ve farklı su oranlarında eğrilerden okunan yanma süreleri	62
Tablo 2.6. 105 Nm yük durumunda; farklı devirlerde ve farklı su oranlarında eğrilerden okunan yanma süreleri	62
Tablo 2.7. 90 Nm yük durumunda; farklı devirlerde ve farklı su oranlarında eğrilerden okunan yanma süreleri	62
Tablo 2.8. 75 Nm yük durumunda; farklı devirlerde ve farklı su oranlarında eğrilerden okunan yanma süreleri	63
Tablo 2.9. Düşük sıcaklıkta yanma ürünlerinin kmol sayıları, v_i (kmol/kmol hava)	85
Tablo 2.10. Düşük sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesabı için gerekli a_i katsayıları	89
Tablo 2.11. K denge katsayısının hesaplanmasında kullanılan A, B, C, D ve E katsayıları ..	91
Tablo 2.12. Yüksek sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesabı için gerekli katsayılar	94
Tablo 2.13. EHSE durumunda düşük sıcaklıkta yanma ürünlerinin v_i kmol sayıları	96
Tablo 3.1. 2000 d/d’de farklı yük ve farklı su oranlarında maksimum sıcaklıklar, oluştukları KMA değerleri ve SDY’ye göre ortalama sıcaklıkların artma azalma durumları	119
Tablo 3.2. 4000 d/d’de farklı yük ve farklı su oranlarında maksimum sıcaklıklar, oluştukları KMA değerleri ve SDY’ye göre ortalama sıcaklıkların artma azalma durumları ...	122
Tablo 3.3. Tam yük durumunda (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) d/d devir sayılarında, SDY durumu ve yaklaşık % (2, 4, 6, 8 ve 10) su oranları için yanma süresi değerleri	139
Tablo 3.4. 2250 d/d’de, 3 farklı yük altında ve farklı su oranlarında ampirik bağıntıdan hesaplanan yanma süreleri	157
Tablo 3.5. Sayısal uygulamada kullanılan motorların başlıca temel özellikleri	159
Tablo 3.6. 2000 d/d’da sunulan modelde motor performans parametrelerinin, Şahin vd. (2018) ile Tuti’nin (2012) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılması	163
Tablo 3.7. 4000 d/d’da sunulan modelde motor performans parametrelerinin, Şahin vd. (2018) ile Tuti’nin (2012) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılması	167

Tablo 3.8. 1500 d/d'de, tam yük durumunda ve farklı sıkıştırma oranları için sunulan modelden elde edilen motor performans parametrelerinin, Rajak vd. (2018)'nin deneysel ve model sonuçlarıyla karşılaştırılması	173
Tablo 3.9. Sunulan modelden hesaplanan motor performans parametrelerinin, Puhan vd.(2009)'nin deneysel ve model sonuçlarıyla karşılaştırılması	175
Tablo 3.10. 2200 d/d'da; sunulan modelden hesaplanan motor performans parametrelerinin, Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve model sonuçlarıyla karşılaştırılması.....	179
Tablo 3.11. 1300 d/d'da sunulan modelden hesaplanan motor performans parametrelerinin Kızıltan'ın (1988) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılması	181
Tablo 3.12. 2000 d/d'da % 6 su oranı için sunulan modelden elde edilen motor performans parametrelerinin, Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılması	186
Tablo 3.13. 2000 d/d'da % 10 su oranı için sunulan modelde elde edilen motor performans parametrelerinin, Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılması	190
Tablo 3.14. 4000 d/d'da % 6 su oranı için sunulan modelden elde edilen motor performans parametrelerinin, Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılması	194
Tablo 3.15. 4000 d/d'da % 10 su oranı için sunulan modelden elde edilen motor performans parametrelerinin, Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılması	198
Tablo 3.16. 2200 d/d'da % 20 su oranı sunulan modelden hesaplanan motor performans parametrelerinin, Kökkülünk (2012)'ün deneysel ve sayısal model sonuçlarıyla karşılaştırılması	203
Tablo 3.17. 2250 d/d devir sayısında, SDY, % 5 ve % 7.5 su oranları için efektif güç, ÖYT, NO emisyonunun hacimsel oranı ve tutuşma gecikmesi değerleri	207
Tablo 3.18. Renault Talisman/ M9R motorunun teknik özellikleri	209
Tablo 3.19. Renault Talisman taşıtında kullanılan M9R tipi dizel motorunda 4000 d/d devir sayısında, SDY, % 3, % 6 ve % 9 su oranları için efektif güç, ÖYT, NO emisyonunun hacimsel oranı, 100 km'deki yakıt tüketimi ve tutuşma gecikmesi değerleri ve SDY'ye göre oluşan artma ve azalma oranları.....	212

SEMBOLLER DİZİNİ

AÖN	: Alt ölü nokta
B_t	: Toplam yakıt tüketimi [kg/h]
b_e , ÖYT	: Özgül yakıt tüketimi [kg/kWh]
B	: Silindir çapı [mm]
CO	: Karbonmonoksit
CO ₂	: Karbondioksit
C	: Kütle kaçağı katsayısı
c_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı [kJ/kgK]
c_v	: Sabit hacimdeki özgül ısı [kJ/kgK]
$c_{p,m}$	: Karışımın sabit basınçtaki özgül ısı [kJ/kgK]
ÇBM	: Çok bölgeli modeller
DP	: Direkt püskürtmeli
EHSE	: Emme kanalındaki emme havasına su eklenmesi
ECP	: Dengedeki yanma ürünleri
FARG	: Yakıt-hava-artık eksoz gazları
F_s	: Stokiometrik yakıt-hava oranı
f	: Kütleli artı eksoz gazları katsayısı
H_u	: Yakıtın alt ısı değeri [kJ/kg]
H_{min}	: Molar (hacimsel) stokiometrik hava miktarı [kmol hava/kmol yakıt]
KMA	: Krank mili açısı [°]
l_b	: Biyel eksenleri arası uzaklık [m]
m	: Sıkıştırma işlemi başlangıcındaki toplam kütle [kg]
m_a	: Sıkıştırma işlemi başlangıcındaki havanın kütlesi [kg]
m_f	: Yakıtın kütlesi [kg]
M_d	: Döndürme momenti [Nm]

M_1	: Emilen taze dolgunun kmol sayısını [kmol]
$\dot{m}_1$	: Kayıp kütle miktarı [kg/s]
$m_{f,i}$	: Püskürtülen yakıtın kütlesi [kg]
$\dot{m}_{f,i}$	: Püskürtülen yakıtın kütleli debisi [kg/s]
n	: Devir sayısı [d/d]
n_N	: Nominal devir sayısı [d/d]
n_1	: Püskürtme parametresi
N	: Toplam kmol sayısı
NO_x	: Azotoksit emisyonları
$\mu_{w,m}$	: Karışımın molekül kütlesi [kg/kmol]
$\mu_{w,f}$	: Yakıtın molekül kütlesi [kg/kmol]
$\mu_{w,w}$	: Suyun molekül kütlesi [kg/kmol]
N_e	: Efektif güç [kW]
P	: Anlık silindir basıncı [MPa]
P_a	: Emme sonu basıncı [MPa]
P_r	: Artık eksoz gazları basıncı [MPa]
P_{me}	: Ortalama efektif basınç [MPa]
P_0	: Dış ortam basıncı (açık hava basıncı) [MPa]
P_{mi}	: Ortalama indike basınç [MPa]
$P_{m,m}$	: Mekanik kayıplar ortalama basıncı [MPa]
P_i	: Püskürtme basıncı [MPa]
R_u	: Üniversal gaz sabiti [kJ/kmolK]
R_m	: Karışımın gaz sabiti [kJ/kgK]
R	: Su oranı [%]
S	: Strok uzunluğu

T_a	: Emme sonu sıcaklığı [K]
T_0	: Dış ortam sıcaklığı [K]
T	: Anlık silindir sıcaklığı [K]
T_w	: Silindir duvar sıcaklığı [K]
T_r	: Artık eksoz gazları sıcaklığı [K]
U	: İç enerji [kJ]
$\ddot{O}N$	: Üst ölü nokta
V	: Anlık silindir hacmi [cm^3]
V_0	: Ölü hacim [cm^3]
V_h	: Strok hacmi [cm^3]
V_m	: Emme sisteminin en dar kesitindeki hız [m/s]
$V_{p,m}$	: Ortalama piston hızı [m/s]
W_i	: İndike iş [kJ]
Z	: Silindir sayısı
y_i	: Yanma ürünlerinin kmol oranları
v_i	: Yanma ürünlerinin kmol sayısı [kmol/kmol gaz]
η_e	: Efektif verim
ω	: Açısal hız [1/s],[r/s]
ε	: Sıkıştırma oranı
θ	: Krank mili açısı [$^\circ$]
θ_s	: Püskürtme avansı [$^\circ$ KMA]
$\Delta\theta$	: Yanma süresi [$^\circ$ KMA]
ε_m	: Molar hacimsel stokiometrik yakıt-hava oranı
$\Gamma(n)$	: Gama fonksiyonu

- $\dot{x}_i$: Püskürtülen yakıtın kütleli debisinin, toplam püskürtülen yakıt kütleline oranı
- τ_{TG} : Tutuşma gecikmesi [° KMA]
- ϕ : Ekiyalans oranı

Üst İndis :

- : Zamana veya krank mili açısına göre türev

Alt İndisler:

- TG : Tutuşma gecikmesi
- e : Efektif
- 0 : Standart koşullar
- s : Püskürtme başlangıcı
- w,m : Karışımın kütlesi
- w,f : Yakıtın kütlesi
- w,w : Suyun kütlesi

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Enerji, günlük hayatın vazgeçilmez bir parçasıdır ve enerji ihtiyacı günümüzde dünyada oldukça önemli bir yer tutmaktadır. Son elli yılda ulaşım sektörünün gelişmesiyle yaygınlaşan sanayileşme, nüfusun günden güne artışı ve insanların yaşam kalitesinin büyük gelişim göstermesi, enerji gereksinimini gittikçe dahada arttırmaktadır. Öte yandan günümüzde ise dünyada ihtiyaç duyulan enerjinin % 80'i fosil yakıtlardan karşılanmaktadır (Yılankırkan, 2020).

Fosil yakıt kullanımının hızlı artışıyla belirlenebilmiş sınırlı petrol rezervleri günden güne azalmaktadır (Durgun, 2018). Buna karşılık artan petrol talebi ile petrol fiyatları da giderek artmakta ve bu da dünyadaki ekonomi siyasetini doğrudan etkilemektedir. Son zamanlarda enerji gereksinimi dünya siyasetine yön veren, savaşların kaderini belirleyen, hatta sınırların yeniden çizilmesine yolaçan en önemli nedenlerden biri olmuştur. Yakın zamanda, dünya petrollerinin en bol olduğu Ortadoğu'da 1980 Irak-İran ve 1990-2003 Irak-ABD savaşları başta olmak üzere çok sayıda savaş ve kriz çıkmıştır. Bunlar petrol ambargolarına ve dünya pazarlarında farklı sürelerde ve miktarlarda petrol kesintilerine ve dolayısıyla, petrol fiyatlarının yükselmesine neden olmuştur (Bayraç, 2005) .

Öte yandan petrol kaynaklarının kullanımına bağlı olarak metan, karbondioksit gibi doğal sera gazları emisyonları artmakta ve bunun sonucunda küresel ısınma, iklim değişiklikleri, su kaynaklarının azalması, besin kıtlığı, kuraklık, deniz seviyesinin yükselmesi ve biyoçeşitliliğin azalması gibi pek çok olumsuz sonuç ortaya çıkmaktadır. Dünyada petrol kaynaklı yakıtların yaygın kullanımı sonucu ortaya çıkan bu olumsuz durumlar, uluslararası toplumda duyarlılığı arttırmış, çevre bilincinin gelişmesine neden olmuş ve böylece ülkeler çevreyi korumak amacıyla yasal düzenlemeler yapmış ve gittikçe daha sıkı kısıtlamalar getirmektedirler. Bu bağlamda; uluslararası düzeyde, taşıtlardan yayılan kirletici eksoz emisyonlarını azaltmaya yönelik adımlar atılmıştır. 1997 yılında birçok ülke tarafından emisyon değerlerini azaltmayı amaçlayan Kyoto protokolü oluşturulmuştur. Protokolde, sanayileşmiş ülkeler, 1990'daki emisyon oranlarını 2008-2012 yılları arasında yüzde beş oranında azaltmayı taahhüt etmişlerdir. 2012 sonuna kadar ulaşılmaması düşünülen hedefler, öngörülen tarihte gerçekleşmemiştir.

Katar'da yapılan BM İklim Değişikliği Konferansı'nda yeniden büyük bir başarısızlığa düşülmesinin önüne geçilerek Kyoto Protokolünün 2020'ye dek uzatılması kararlaştırılmıştır. Ayrıca; Avrupa Birliği ülkelerinde geçerli olan Euro emisyon standartları ile motorlu taşıtlardan yayılan gazlardan ve parçacıklardan oluşan zararlı eksoz emisyonlarının kademeli olarak belirli bir takvim içerisinde azaltılması hedeflenmektedir (Altunakar, 2014; Küçüktürk vd., 2019). Çevreye salınan zararlı emisyonların azaltılması konusunda dünyada yürürlüğe giren katı yasal düzenlemeler, motor üreticilerini eksoz kaynaklı kirletici bileşenlerin azaltılması konusunda önlem almaya zorlamaktadır. Dolayısıyla, üretici firmalar bir taraftan emisyonların azaltılması konusunda önlemler alırken diğer taraftan rekabet edebilirlik açısından temiz yanma sistemleri, motor performansında artmayı ve yakıt tüketimde iyileşmeleri sağlayacak yeni teknolojileri de geliştirmek zorunda kalmaktadırlar (Durgun, 2018).

Son zamanlarda, motor üreten firmaların hibrit ve elektrikli taşıtlar konusundaki araştırma geliştirme çalışmaları oldukça popüler duruma gelmiştir. Hatta büyük otomotiv firmaları da bu konu ile ilgili oldukça başarılı çalışmalara imza atmaktadırlar. Ancak mevcut alt yapı durumu nedeniyle yine de fosil türevi yakıtların kullanılmasına karşın içten yanmalı motorlardan vazgeçmek kolay olmayacaktır. Bu nedenle daha çevreci, daha güçlü, daha ekonomik içten yanmalı motorların geliştirilmesine yönelik yapılan çalışmalar da büyük bir hızla devam etmektedir (Arabacı, 2007; TÜİK, 2010).

Bilindiği gibi günümüzde; içten yanmalı termik makineler olan benzin ve dizel motorları ticari karayolu taşıtlarında ve deniz taşımacılığında yaygın bir biçimde kullanılmaktadır. Dizel motorlarının benzin motorlarına göre yakıt tüketiminin düşük olması, termik verimlerinin yaklaşık % 40 düzeylerinde olması, daha fakir karışımla çalışabilmeleri, bütün yüklerde daha verimli çalışabilmeleri ve yüksek sıkıştırma oranları nedenleriyle, orta ve ağır hizmet tipi taşıtlar için dizel motorları en çekici güç kaynağı olma özelliğini sürdürmektedir (Ban-weiss vd., 2007; Durgun, 2018). Dizel motorlarının bu avantajlarına karşılık; eksoz gazları içerisinde fazla oranda azot oksit (NO_x) ve is emisyonlarının bulunması, gürültü düzeylerinin yüksek olması gibi dezavantajları da vardır. Dizel motorlarının yük ve yolcu taşımacılığında yaygın olarak kullanıldığından, hem dizel motorlarından kaynaklanan emisyonların azaltılması hem de dizel motor performansının iyileştirilmesi gerekmektedir.

Dizel motor performansını iyileştirecek ve daha çevreci dizel motorlarının geliştirilmesine katkı sağlayacak farklı teknolojik yaklaşımlar ve gelişmeler

uygulanmaktadır. Örneğin; son yıllarda teknolojik gelişme olarak, dizel motorunda enjektörün içine monte edilmiş minyatür bir basınç sensörüyle püskürtme eylemlerinin izlenmesi sağlanmıştır. Akıllı hassas arıtma teknolojisi adı verilen bu teknolojiye; dünyanın en temiz, en sessiz, en verimli dizel motoru olduğu ileri sürülen bu motorlarda yakıt püskürtülmesi sürekli olarak optimize edilmektedir (Core, 2018). Bu gelişmesinin yanı sıra common-rail yüksek basınçlı yakıt püskürtme donanımı, elektronik yakıt püskürtme kontrolü, geliştirilmiş emme ve eksoz sistemleri, turboşarj sistemi uygulaması, seçici katalitik indirgeme (SCR) teknolojisi uygulaması, havanın koşullandırılmasına yönelik soğutucu uygulaması, eksoz gazlarının tekrar dolaşıma sokulması (EGR), katalitik konverterin kullanımı bu gelişmelerin en önemlilerinden bazılarını oluşturmaktadır. Son yıllardaki bu tür gelişmelerin sonucu olarak; dizel motorlarında yakıtın tam olarak ve yüksek verimde yanmasını sağlanarak, motor verimi ve motor gücü arttırılmış olmaktadır. Ayrıca; bahsedilen teknolojik gelişmelerin yanı sıra dizel motorlarında farklı alternatif yakıtların ve farklı alternatif çözümlerin uygulanması ile motor performansını iyileştirmeye ve eksoz emisyonlarının azaltılmasına yönelik çalışmalar da sürdürülmektedir (Avcı vd., 1995; Durgun, 1988; Soysal, 2008; Şahin vd., 2015; Şahin vd., 2010). Dizel motorlarında ek su kullanımı bu alternatif çözümlere bir örnek olarak verilebilir. Aslında; 1950'lerden beri benzin ve dizel motorlarında yanma verimini arttırmak ve eksoz emisyonlarını azaltmak amaçları ile suyun farklı şekillerde kullanımı pek çok bilim insanı tarafından ilgiyle karşılanmış ve konu ile ilgili bazı deneysel ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Son yıllarda ise; dizel motorlarında ek suyun kullanımı ile ilgili hem deneysel (Ayhan ve Ece, 2019; Jhalani vd., 2019; Mahmood vd., 2019; Şahin vd., 2018; Tuti, 2012; Yılmaz vd., 2014) ve hem de sayısal (Kökkülünk, 2012; Lamas vd., 2013; Parlak vd., 2019; Sandeep vd., 2019; Tamma vd., 2003) çalışmaların sayısı artmıştır.

Dizel motorlarında suyun kullanımı ile ilgili deneysel çalışmaların oldukça zaman alıcı, yüksek maliyetli olduğu ve fazla iş gücü gerektirdiği bilinmektedir. Özellikle basınç-hacim veya basınç-krank mili açısı verilerinin alındığı deneysel sistemlerin çok pahalı olduğu bilinmektedir. Ayrıca eksoz emisyonlarını çok hassas bir şekilde ölçebilecek eksoz gazı analiz cihazları da çok maliyetlidir. Bu nedenle özellikle bilgisayar kapasitelerinin arttığı ve yazılım teknolojilerinin geliştiği günümüzde sayısal çalışmaların önemi artmıştır. Dizel motorları için dizel çevrimini hesaplayabilen bir bilgisayar programı hazırlanıp ilgili programın doğruluğu kontrol edildikten sonra dizel motorları ile ilgili çok sayıda değişik uygulamalar kısa zamanda yapılabilmektedir. Özellikle dizel motorlarında kullanılan

alternatif yakıtların veya su kullanımının yanma, motor performansı ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri ilgili çevrim programları kullanılarak ekonomik bir şekilde kısa sürede belirlenebilmektedir (Kökkülünk vd., 2013; Lamas Galdo vd., 2020; Parlak vd., 2019; Pehlivan ve Altın, 2019; Rajak vd., 2018; Şahin, 2002; Şahin ve Durgun, 2007, 2008).

Sunulan çalışmada; emme kanalından emilmekte olan havanın içerisine su püskürtülmesinin (EHSE) motor performansı, yanma, yanma süresi ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Deneysel çalışma bölümünde EHSE'nin motor performansı, yanma, yanma süresi ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri ayrıntılı olarak incelenmiştir. Deneylerde ölçülen bazı veriler sayısal çalışmadaki çevrim programının doğruluğunu kontrol etmek için de kullanılmıştır. Deneysel veriler kullanılarak EHSE durumunda açığa çıkan ısı oranının, silindir basıncının ve silindir sıcaklığının KMA'ya göre değişimleri incelenmiştir. Saf dizel yakıtı (SDY) ve EHSE durumları için deneysel olarak elde edilen verilerden yararlanarak ısı analizinin uygulanması ile yanma süreleri belirlenmiştir. Bunun yanında tam yük ve ara yük durumlarında, farklı devir sayıları için $\Delta\theta$ (KMA) yanma süreleri kullanılarak n (d/d) devir sayısına, R (%) su oranına ve Y (Nm) yük değerlerine bağlı olarak yanma süresini veren ampirik bir bağıntı da geliştirilmiştir. Sayısal çalışma bölümünde; önce dizel çevrimini SDY durumu için hesaplayabilen bir çevrim programı geliştirilmiştir. Söz konusu çevrim programını hazırlarken çevrimi oluşturan emme, sıkıştırma, yanma, genişleme ve eksoz işlemlerinin uygun varsayımlarla hesaplanmıştır. Burada uyarlanan çevrim programında, emme ve eksoz işlemleri Durgun (2007) tarafından geliştirilen hesap yöntemi kullanılarak modellenmiştir. Sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri ise Ferguson (1986) tarafından geliştirilen hesap yöntemi kullanılarak modellenmiştir. Daha sonra SDY için uyarlanan çevrim programı su kullanımı durumu için düzenlenmiş ve geliştirilmiştir.

Aşağıda sunulan bölümde; dizel motorlarında suyun kullanımının yanma, motor performansı ve eksoz emisyonları üzerindeki etkisinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesine yönelik literatürde geçen başlıca çalışmalar kısaca özetlenecektir.

1.2. Literatür Taraması

Sunulan tez çalışmasında dizel motorlarında ek suyun kullanımının etkilerinin; hem deneysel hem de sayısal olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Bu nedenle; sunulan literatür araştırması iki bölümden sunulmuştur. Birinci bölümde dizel motorlarında ek suyun

kullanımı ile ilgili literatürde verilen deneysel çalışmalar kısaca özetlenecektir. İkinci bölümde ise önce SDY ile ve daha sonra da dizel motorlarında ek su kullanımı ile ilgili sayısal çalışmalara yer verilmiştir.

1.2.1. Dizel Motorlarında Ek Su Kullanımı ile İlgili Deneysel Çalışmalar

1950'lerden beri dizel motorlarında su kullanımı ile ilgili çok değişik çalışmalar yapılmıştır (Mahmood vd., 2019; Sandeep vd., 2019; Zhang vd., 2017). Günümüzde çevre kirliliğinin önemli ölçüde artması nedeniyle dizel motorlarında ek su kullanımı ile ilgili çalışmaların sayısı daha da artmıştır. Literatürden bilindiği gibi, su kullanımı dizel motorlarının en önemli kirleticisi olan NO_x 'leri önemli ölçüde azaltmaktadır (Ayhan ve Ece, 2019; K.A.Subramanian, 2011; Şahin vd., 2018; Tauzia vd., 2010; Tunca vd., 2017; Tuti, 2012). Suyun dizel motorlarında çok farklı yöntemlerle kullanılmasına karşın; yapılan literatür taraması sonunda üç ana yöntemin daha yaygın olarak uygulandığı görülmüştür. Söz konusu yöntemler; emülsiyon (su-dizel yakıtı karışım) yöntemi, suyun silindire doğrudan püskürtülmesi yöntemi ve emme kanalında emme havası içerisine su püskürtülmesi yöntemi şeklinde gruplandırılabilir (Ayhan ve Ece, 2019; Shojaei vd., 2019; Şahin vd., 2018). Literatürde yaygın olarak uygulanan bu yöntemlere ilişkin çalışmalar aşağıda kısaca sunulacaktır.

1.2.1.1. Su-Dizel Yakıtı Karışımı (Su-Dizel Yakıtı Emülsiyonu) Yöntemi

Su ile dizel yakıtının doğrudan karıştırılıp daha sonra ilgili karışımın yakıt tankına eklendiği çalışmalar genellikle su-dizel yakıtı karışımları (emülsiyonları) diye adlandırılmaktadır (Abu-Zaid, 2004; Hountalas vd., 2006; Lif ve Holmberg, 2006). Suyun ve dizel yakıtının yoğunlukları birbirinden farklı olduğundan ve kolay karışmayan sıvılar olduklarından söz konusu karışım heterojen yapıda olmaktadır. İlgili heterojenliği ortadan kaldırmak için yani su ile dizel yakıtını homojen olarak karıştırabilmek için bir karıştırıcı donanımı ve farklı surfaktan maddeler kullanmak gerekmektedir. Bu şekilde hazırlanan su-dizel yakıtı karışımları, genellikle motorun yakıt püskürtme sisteminde herhangi bir değişiklik yapılmadan kullanılmaktadır (Lif ve Holmberg, 2006). Literatürde su-dizel yakıt karışımları ile ilgili değişik çalışmalar yapılmıştır ve söz konusu çalışmalar sonucunda motor performansı ve eksoz emisyonları açısından ümit verici sonuçlar elde edilmiştir. Aşağıdaki

bölümde literatürde su-dizel yakıtı karışımları ile ilgili yapılan çalışmalar kısaca özetlenmiştir.

Canfield (1999), su-dizel yakıtı karışımları ile ilgili deneysel bir yüksek lisans tez çalışması yapmıştır. Burada Amerika Birleşik Devletleri mobil havacılık yer ekipmanlarında kullanılan dizel motorlarında su-dizel yakıtı karışımları kullanılarak çevre kirliliğinin azaltılması amaçlanmıştır. Deneylerde 2 zamanlı, direkt püskürtmeli 4 silindirli bir dizel motoru kullanılmıştır. % (30, 40 ve 45) gibi farklı oranlarda su-dizel yakıtı ve % 0.4 surfaktan madde karışımları kullanılmıştır. Bu çalışmada, ana yakıt olarak askeri araçlarda kullanılan dizel yakıtından yararlanılmıştır. Ayrıca ilgili çalışmada jet yakıtı-su karışımları da incelenmiştir. Su kullanımının NO_x emisyonlarını, eksoz gazı sıcaklıklarını, adyabatik alev sıcaklıklarını azalttığı, CO emisyonunu ise arttırdığı belirlenmiştir. Ayrıca; %30 su-dizel yakıtı karışımında, adyabatik alev sıcaklığında % 5.7 azalma olduğu görülmüştür.

Lin ve Wang (2004); % (10 ve 20) gibi farklı su-dizel yakıtı karışımlarının, 4 silindirli, 4 zamanlı bir gemi dizel motorunda, motor performansı ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Burada; suyun dizel yakıtı ile homojen karışımını sağlamak için; su-dizel karışımı, 5000 d/d'lık yüksek devirli bir karıştırıcı ve surfaktan madde kullanılarak 1 dakika süresince karıştırılmıştır. % (10 ve 20) su-dizel yakıtı karışımlarının NO_x emisyonlarını önemli ölçüde azalttığı ve CO emisyonunu ve ÖYT'yi artırdığı belirlenmiştir. Ayrıca, su miktarının artışıyla, ÖYT ve CO emisyonunda artışlar daha etkili olmuştur. NO_x emisyonlarında maksimum azalmanın % 20 su-dizel yakıtı karışımında, % (19-24) aralığında değerler aldığı belirlenmiştir.

Abu-Zaid (2004); tek silindirli, direkt püskürtmeli bir dizel motorunda su-dizel yakıtı karışımlarının kullanımının motor performans parametreleri üzerindeki etkilerini (1200-3300) d/d devir sayısı aralığında deneysel olarak incelemiştir. Yazar, ilgili çalışmada, hacimsel olarak % (0, 5, 10, 15 ve 20) oranlarında su kullanılmıştır. Su ile dizel yakıtının homojen karışım oluşturabilmesi için 1500 d/d devir sayısında dönebilen elektrikli bir karıştırıcı ve % 2 oranında surfaktan madde kullanılmıştır. Çalışma sonunda, su-dizel yakıtı karışımlarının kullanılmasının motorun yanma verimini arttırdığı belirlenmiştir. Bunun yanında; su-dizel yakıtı karışımlarının ÖYT'yi ve eksoz gazı sıcaklıklarını azalttığı, döndürme momentini, efektif gücü ve efektif verimi arttırdığı deneysel olarak görülmüştür. Özellikle; % 20 su oranında efektif verimde % 3.5 artış olmuştur. Söz konusu çalışmada su-dizel yakıtı karışımlarının eksoz emisyonları üzerindeki etkileri incelenmemiştir.

Selim ve Ghannam (2007); su-dizel yakıtı karışımlarının motor performans parametreleri üzerindeki etkilerini tek silindirli değişken sıkıştırma oranına sahip, ön yanma odalı bir dizel motorunda deneysel olarak incelemişlerdir. % (10, 20 ve 30) su-dizel yakıtı karışımları ve ayrıca farklı oranlarda surfaktan madde farklı karıştırma hızında ve süresinde karıştırılmıştır ve hazırlanan karışımlar için farklı kararlı kalma süreleri belirlenmiştir. Örneğin; % 10 su-dizel yakıtı karışımı, % 0.2 surfaktan eklenmesiyle, 15000 d/d'da, 2 dakika karıştırılmıştır ve % 20 su-dizel yakıtı karışımı ise, % 1 surfaktan eklenmesiyle, 15000 d/d'da, 10 dakika karıştırılmıştır. Sonuçta ilgili karışımların yaklaşık dört hafta kararlı kaldığı görülmüştür. % 30 su-dizel yakıtı karışımı, % 1.7 surfaktan eklenmesiyle, 20000 d/d'da 30 dakika karıştırıldığında ise bu karışımın yaklaşık bir hafta kararlı kaldığı görülmüştür. Aslında bu çalışmadan, su-dizel yakıtı karışımı yönteminin uygulamasının zaman alıcı ve pek pratik olmadığı görülebilir. Su-dizel yakıtı karışımlarının kullanılması durumunda yakıt demetinin şeklinin pek fazla değişmediği çekilen fotoğraflardan görülmüştür. Ayrıca; kullanılan test motorunun, yüksek sıkıştırma oranlarında, yüksek oranlarda su kullanımı durumunda düşük sıkıştırma oranlarına göre daha kararlı çalıştığı belirlenmiştir. Bu sonuçlara ek olarak, su-dizel karışımlarının efektif gücü çok az azalttığı ve ÖYT'yi de arttırdığı görülmüştür. Söz konusu çalışmada da su-dizel yakıtı karışımlarının eksoz emisyonları üzerindeki etkileri incelenmemiştir.

Fahd vd. (2013); 4 silindirli, 2.5 L'lik direkt püskürtmeli, turboşarjlı Toyota marka bir dizel motoru kullanılarak su-dizel yakıtı karışımının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak değerlendirmişlerdir. Bu çalışmada, %10 su-dizel yakıtı karışımının etkilerini % (25, 50, 75 ve 100) gibi 4 farklı yük durumu ve farklı devir sayılarında incelemişlerdir. Yazarlar bu çalışmada silindir basıncı değerlerini deneysel olarak ölçmüştür ve ölçülen basınç değerlerinde yararlanarak ısı açığa çıkma analizi de yapmışlardır. Çalışma sonunda; % 10 su-dizel yakıtı karışımının, silindir basıncı değerlerini düşük devirlerde biraz azalttığını ancak yüksek devirlerde SDY'nin basınç değerlerine çok yakın değerler oluştuğunu belirlemişlerdir. Yazarlar bu durumu aşağıdaki gibi yorumlamışlardır: Yüksek devirlerde suyun mikro patlamaları, SDY ile havanın daha hızlı ve homojen karışmasına yardım etmiştir ve bunun sonucunda da yanma işlemi iyileşmiştir. Yanmanın iyileşmesi de basınç değerlerini pek azaltmamıştır. Düşük devirlerde, % 10 su-dizel yakıtı karışımı durumunda tutuşma gecikmesinin daha uzun olduğu ve bu nedenle % 10 su-dizel yakıtı karışımı için hızlı yanma fazında açığa çıkan ısı oranının daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Ancak; yüksek devirlerde % 10 su-dizel yakıtı karışımı

yanmasının daha kısa sürmesinden dolayı açığa çıkan ısı oranı da SDY'den düşük çıkmıştır. Ayrıca söz konusu çalışmada; % 10 su-dizel yakıtı karışımının, efektif gücü çok az azalttığı ve ÖYT'yi önemli ölçüde arttırdığı tespit edilmiştir. Bunların yanında; % 10 su-dizel yakıtı karışımının seçilen tüm çalışma koşullarında eksoz gazı sıcaklığını ve NO emisyonlarını azalttığı görülmüştür. Ancak; ilgili su karışımının, CO emisyonunu düşük yük ve düşük devirlerde önemli ölçüde arttırdığı ancak yüksek devirlerde ise azalttığı belirlenmiştir.

Zhang vd. (2013); 4 silindirli, turboşarjlı bir dizel motorunda, % (0, 10, 20 ve 30) su-dizel yakıtı karışımları ile emme havasının % (21, 22, 23 ve 24) oksijenle zenginleştirilmesi uygulamalarının, 2000 d/d'de tam yük ve tam yükün % 57'sine denk gelen (180 Nm) yük durumları için ÖYT ile NO ve is emisyonları üzerindeki etkileri deneysel olarak incelemiştir. Burada; SDY ile farklı oranlardaki suyun homojen olarak karıştırılabilmesi için ultrasonik karıştırıcı kullanılmıştır. Burada ayrıca; emme manifoldundan emilmekte olan havanın üzerine oksijen tüpü ile ek oksijen gönderilerek emme havası oksijenle zenginleştirilmiştir ve hava içerisindeki oksijen oranı kademeli olarak % 24 kadar artırılmıştır. Çalışma sonunda; 180 Nm motor yükünde; % 20 su-dizel yakıtı karışımı ile, emme havasının % 21 ve % 21.5 oranlarında oksijenle zenginleştirildiği ve tam yük altında; % 10 ve % 15 su-dizel yakıtı karışımı ile emme havasının % 21 ve % 22 oranlarında oksijenle zenginleştirildiği durumlarda, NO ve is emisyonlarının azaldığı fakat; ÖYT'nin % 5'i geçmeyecek oranda arttığı belirlenmiştir. Bu çalışmada; su kullanımının NO emisyonlarını azaltmada çok etkili olduğu görülmüştür. Literatürden emme havasının oksijenle zenginleştirilmesinin, yanma sonu sıcaklıklarını ve dolayısı ile NO emisyonlarını önemli ölçüde arttırdığı bilinmektedir (Song vd., 2004; Zannis vd., 2007).

Kumar vd. (2013); deneysel çalışmalarının ilk bölümünde tek silindirli su soğutmalı dizel motorunda, % 10 su-dizel yakıtı karışımı kullanımının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Deneysel çalışmaların ikinci bölümünde ise; % 10 su-dizel yakıtı karışımının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini, püskürtme avansını (25, 23 ve 21) KMA şeklinde değiştirerek incelemişlerdir. Burada; 23 KMA motorun orijinal püskürtme avansı değeridir. Bu çalışmada; % 10 su-dizel yakıtı karışımına hacimsel olarak % 2 surfaktan madde eklenmiştir ve söz konusu % 10 su-dizel yakıtı-surfaktan madde karışım (2000-15000) d/d hızında karıştırılmıştır ve kararlı hale getirilmiştir. Çalışmanın birinci bölümünün sonunda; % 10 su-dizel yakıtı karışımının kullanımının, yanmayı iyileştirdiği ve efektif verimi arttırdığı görülmüştür. Ancak; % 10 su-dizel yakıtı karışımında ÖYT'yi biraz arttırmıştır.

Bunlara ek olarak, ilgili karışımın; CO, HC, NO_x ve is emisyonlarını azalttığı belirlenmiştir. Çalışmanın ikinci bölümünün sonunda ise, efektif verimin; 25 KMA püskürtme avansında, orijinal püskürtme avansına göre arttığı, ancak 21 KMA püskürtme avansında ise azaldığı görülmüştür. ÖYT’de ise, 25 KMA püskürtme avansında, orijinal püskürtme avansına göre azalma, 21 KMA püskürtme avansında ise artma belirlenmiştir. HC, CO ve is emisyonlarının; 25 KMA püskürtme avansında, orijinal püskürtme avansına göre azaldığı, 21 KMA püskürtme avansında ise arttığı görülmüştür. NO_x emisyonlarının ise, hem 25 KMA püskürtme avansında hem de 21 KMA püskürtme avansında, orijinal püskürtme avansına göre azaldığı gözlenmiştir. NO_x emisyonlarında; orijinal püskürtme avansına göre en fazla azalma ise, 21 KMA püskürtme avansında gerçekleşmiştir. Bu çalışma sonunda, % 10 su-dizel yakıtı karışımının 25 KMA püskürtme avansında kullanılmasının motor performansı ve eksoz emisyonları açısından daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

Sharma vd. (2013), tek silindirli ve değişken sıkıştırma oranına sahip (17:1 ve 18:1) bir dizel motorunda, % (5, 10, 15, 20 ve 25) hacimsel oranlarındaki su-dizel yakıtı karışımlarının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Burada deneyler iki farklı sıkıştırma oranında ve farklı motor yüklerinde yapılmıştır. Deneylerde su-dizel yakıtı karışımlarına, Span80 (sorbitan monooleat) ve Tween80 (polioksietilen sorbitan monooleat) gibi iki farklı surfaktan madde karıştırılmıştır. Ayrıca ilgili karışımlar (5000-15000) d/d aralığında çalışan bir karıştırıcı kullanılarak kararlı hale getirilmiştir. Bu çalışmada; yazarlar su-dizel yakıtı ve surfaktan maddelerin karıştırılma sürelerini ve hızlarını inceleyerek, seçilen karışımların ne kadar zaman kararlı kaldığını belirlemiştir. Örneğin; 15000 d/d hızında, 10 dakika karıştırılan % 25 su-dizel yakıtı karışımı bir hafta kararlı durumda faz ayrışması olmadan kalmıştır. Bu deneysel çalışma sonunda aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır. Seçilen 17:1 ve 18:1 sıkıştırma oranları ve tüm yükler için, su kullanımı ile yanma sonu sıcaklıkları azalmıştır ve bunun sonucunda NO_x emisyonları SDY’ye göre oldukça düşük çıkmıştır. 18:1 sıkıştırma oranında yüksek yük değerlerinde, % 25 su-dizel yakıtı karışımı ile NO_x emisyonları ortalama olarak % 31.48 düzeyinde azalmıştır. Aynı şekilde; 17:1 sıkıştırma oranında yüksek yük değerlerinde, % 20 su-dizel yakıtı karışımı ile NO_x emisyonları % 23.95 düzeyinde azalmıştır. Buradan ek su kullanımı ile NO_x emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı görülmüştür. Aynı şekilde; ek su kullanımı ile is emisyonu da önemli ölçüde azalmıştır. Yine 18:1 sıkıştırma oranında su kullanımı ile isteki azalma 17:1 sıkıştırma oranından daha etkili olmuştur. Her iki sıkıştırma oranında seçilen tüm çalışma koşullarında ek su kullanımı ile

CO ve HC emisyonları da genellikle azalmıştır. Seçilen tüm sıkıştırma oranları ve yükler için, ek su kullanımı ile efektif verim az da olsa artmıştır ancak ÖYT ise genellikle azalmıştır. Çalışma sonunda; 18:1 sıkıştırma oranında, % 10 su-dizel yakıtı karışımı efektif verim için en iyi durum ve 17:1 sıkıştırma oranında, % 25 su-dizel yakıtı karışımı ÖYT için en iyi durum olarak belirlenmiştir. Bu çalışmada; seçilen her iki sıkıştırma oranı için, su-dizel yakıtı karışımlarının eksoz emisyonları ve motor karakteristikleri açısından olumlu sonuçlar verdiği görülmüştür.

Yılmaz vd. (2014), tek silindirli dört zamanlı direkt püskürtmeli bir dizel motorunda, % 10 ve % 15 su-dizel yakıtı karışımlarının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelenmişlerdir. Deneylerde, suyun dizel yakıtı ile iyi karışabilmesi için Span80, Tween80 ve mono etilen glikol gibi farklı surfaktanlar kullanılmıştır. Elde edilen su-dizel yakıtı karışımlarından E1 karışımı; % 87 dizel yakıtı, % 10 su, % 0.8 span, % 1.2 tween, % 1 mono etilen glikol, E2 karışımı ise; % 82 dizel yakıtı, % 15 su, % 0.9 span, % 1.1 tween, % 1 mono etilen glikol içermektedir. Çalışma sonunda; deneylerde E1 karışımı kullanılmasıyla motorun döndürme momentinde % 23.3 oranında azalma görülmüştür. Ancak söz konusu karışımın; CO, NO_x ve is emisyonlarında sırasıyla % 5.7, % 10.7 ve % 12.7 azalmalar sağladığı belirlenmiştir. Sonuç olarak; E1 karışımının, eksoz emisyonlarını azaltmasına rağmen motorun döndürme momentini önemli ölçüde azalttığı görülmüştür. Aynı şekilde, E2 karışımının kullanılmasıyla CO, NO_x ve is emisyonlarında sırasıyla % 45.9, % 26.9 ve % 18.8 azalmalar sağlanmıştır ancak, döndürme momentinde % 17.72'lik azalma meydana geldiği belirlenmiştir. Yazarlar, E2 karışımı kullanılmasının eksoz emisyonlarını azaltmak için uygulanabileceğini önermişlerdir. Ancak bu çalışmada; E1 ve E2 karışımlarında, 7. günden sonra faz ayrışması ve çökelme meydana geldiği belirtilmiştir. Bunun önlenmesi için taşıtta veya motorda sürekli bir karıştırıcının kullanılması gerektiği önerilmiştir. Bu durum ise, söz konusu yöntemin uygulanmasının pek ekonomik olmadığını göstermiştir.

Mahmood vd. (2019) tek silindirli, dört zamanlı bir dizel motorunda % (0, 5, 10, 15 ve 20) gibi hacimsel su-dizel yakıtı karışımlarının eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Burada, deneyler % (25, 50, 75 ve 100) gibi farklı yük durumları için 1500 d/d devir sayısında yapılmıştır. Bu çalışmada, su-dizel yakıtı karışımlarının kararlılığını uzun süre korumak için Tween20 ve oleik asit surfaktan maddeleri kullanılmıştır. Deneylerde kullanılan karışımlar 3000 d/d'lık bir mekanik karıştırıcıyla (20-25) dakika karıştırılarak kararlı hale getirilmiştir. Çalışma sonunda; NO_x

ve is emisyonlarının tüm yüklerde ve tüm su-dizel yakıt karışımlarında SDY'ye göre önemli ölçüde azaldığı belirlenmiştir. Burada, % 20 su-dizel yakıtı karışımı uygulandığında, NO_x emisyonlarında % 32.3'lük ve is emisyonunda ise % 38.8'lik azalma sağlanmıştır. Bunlara ek olarak CO_2 'de; % (5, 10, 15 ve 20) su-dizel yakıtı karışımlarında sırasıyla % 4, % 8.7, % 12 ve % 14.3 düzeyinde artışlar görülmüştür. HC'lerde; % 5 su-dizel karışımı uygulandığında % 8.3 oranında azalma gözlenirken, % (10, 15 ve 20) su-dizel yakıtı karışımı uygulandığında ise sırasıyla % 2, % 9.3 ve % 12.6 düzeyinde artışlar gerçekleşmiştir. CO'da ise, % 5 ve % 10 su-dizel yakıtı karışımlarında sırasıyla % 11 ve % 2.5 oranında azalma gözlenirken, % 15 ve % 20 su-dizel yakıtı karışımlarında ise sırasıyla % 9 ve % 14.4 mertebesinde artışlar belirlenmiştir. Söz konusu çalışma sonunda % (5 ve 10) gibi düşük su oranlarında eksoz gazı emisyonlarının genel olarak azaldığı görülmüştür. Ayrıca; ek su kullanımı ile CO_2 'nin artması yanmanın iyileştiğinin bir göstergesi olabilir. Bu çalışmada su kullanımının motor performans parametreleri üzerindeki etkileri incelenmemiştir.

Shojaei vd. (2019); 4 zamanlı, tek silindirli bir deney motorunda dizel yakıtına biyodizel, su ve seryum oksit (CeO_2) karıştırılmasının eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Burada, % 95 saf dizel yakıtı ve % 5 biyodizel karışımına (B5), kütsel olarak % 6 oranında su ve surfaktan madde karıştırılmış (B5W6) ve ilgili karışım 10 dakika boyunca ultrasonik karıştırıcıyla homojen hale getirilmiştir. Daha sonra elde edilen B5W6 karışımına seryum oksit eklenmiştir ve B5W6M60 karışımı elde edilmiştir. B5, B5W6 ve B5W6M60 karışımlarının etkileri, deney motorunda tam yük durumunda ve farklı devirlerde incelenmiştir. Bu çalışmada, B5 karışımına suyun eklenmesi ile karışımın alt ısı değeri meydana gelebilecek düşüklüğü gidermek için CeO_2 kullanmışlardır. Çalışmanın sonunda, biyodizel-dizel yakıtı karışımına (B5) hem suyun hem de seryum oksitin eklenmesi karışımın viskozitesini kötüleştirmiştir. Biyodizel kullanımı ile yani B5; NO_x emisyonlarını artırmış, ancak bu karışıma su eklenmesi ile NO_x emisyonları da önemli ölçüde azalmıştır. NO_x emisyonlarında maksimum azalma ise B5W6M60 karışımının uygulandığı durumda oluşmuştur. B5W6M60 karışımının kullanılmasıyla NO_x emisyonlarındaki azalmalar B5W6, B5 ve SDY'ye göre sırasıyla % 8, % 12 ve % 10 mertebelerinde bulunmuştur. B5W6 (% 6 su içeren B5) karışımının CO ve HC emisyonlarını B5 karışımına göre önemli ölçüde azalttığı görülmüştür. Ayrıca; B5W6M60 karışım yakıtının kullanılmasıyla da CO ve HC emisyonlarını B5W6'ya göre sırasıyla % 5 ve % 10 düzeylerinde azaltmıştır. Bu çalışma sonunda biyodizel-dizel yakıtı karışımına su ve seryum oksit karıştırılmasının eksoz emisyonlarını azaltma açısından daha

etkili bir karışım olduğu belirlenmiştir. Ayrıca eksoz emisyonlarını azaltma açısından, biyodizel-dizel yakıtı-su karışımının yalnızca biyodizel-dizel yakıtı karışımına göre daha etkili olduğu görülmüştür.

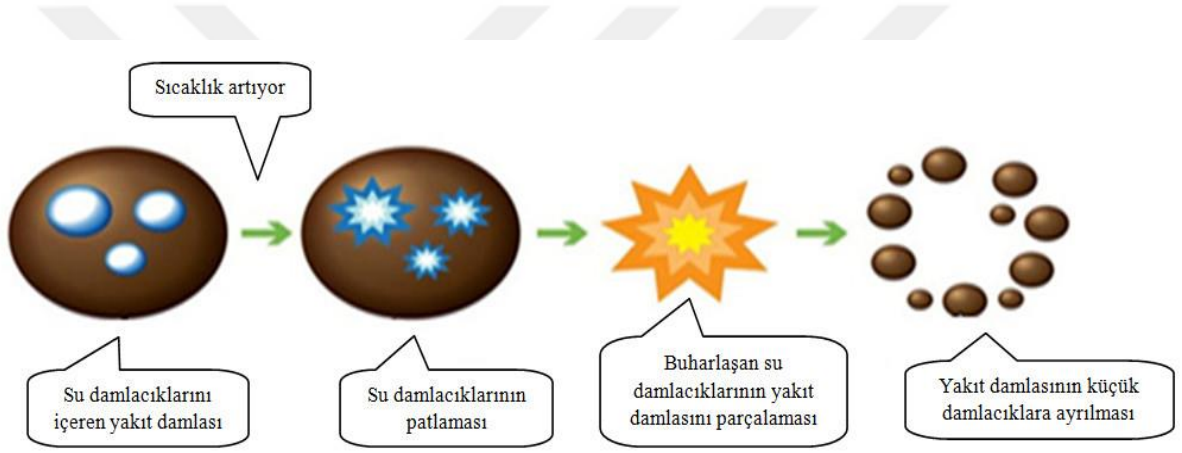
Jhalani vd. (2019); tek silindirli, 4 zamanlı, su soğutmalı direkt püskürtmeli bir dizel motorunda, % (0, 5, 10, 15 ve 20) su-dizel yakıtı karışım oranları kullanımının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Test motoru (18, 19, 20, 21 ve 22) gibi değişken sıkıştırma oranlarına sahiptir. Deneysel çalışmada önce SDY için optimum sıkıştırma oranı deneyleri yapılmıştır ve indike verim açısından en iyi sıkıştırma oranı 21:1 olarak belirlenmiştir. Ardından; % (5, 10, 15 ve 20) su-dizel yakıtı karışımlarına, % 3 surfaktan madde karıştırılarak, ilgili karışımların eksoz emisyonları ve indike verim üzerindeki etkileri 21:1 sıkıştırma oranında incelenmiştir. Çalışma sonunda, % 15 su-dizel yakıtı karışımının, eksoz emisyonları ve indike verim açısından en uygun karışım olduğu görülmüştür. % 15 su-dizel yakıtı karışımı için % 3 ve % 4 surfaktan madde kullanımı incelendiğinde; % 4 surfaktan kullanıldığında kararlılığın ve indike verim, % 3 surfaktan madde kullanımına göre daha iyi sonuç verdiği görülmüştür. Ayrıca; % 4 surfaktan kullanıldığında, NO_x emisyonlarının % 3 surfaktan madde kullanımına göre daha az olduğu belirtilmiştir. Bu çalışmada ayrıca, optimum sıkıştırma oranını belirlemek üzere % 4 surfaktan ve % 15 su-dizel yakıtı karışımı (18, 19, 20, 21 ve 22) sıkıştırma oranları için test edilmiştir ve en uygun sıkıştırma oranı 20:1 olarak bulunmuştur. Optimize edilmiş % 4 surfaktanlı % 15 su-dizel yakıtı karışımında, SDY'ye göre NO_x ve is emisyonlarında sırasıyla % 25.1, % 50'lik azalmalar belirlenmiştir. İndike verim ise; % 4 surfaktanlı, % 15 su-dizel yakıtı karışımında, SDY'ye göre % 9.28 düzeyinde artış gerçekleşmiştir. Bu çalışma sonunda, genel olarak su-dizel yakıtı karışımlarının temiz yanma teknolojileri olarak kullanılabileceği ve standartlaştırılması gerektiği sonucuna varılmıştır.

El Shenawy vd. (2019); tek silindirli, 4 zamanlı, su soğutmalı, kısmen ön karışım dolgulu sıkıştırma ateşlemeli (PPCCI) dizel motorunda, % (3, 6 ve 9) su-dizel yakıtı karışımlarının kullanılmasının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Burada, deneyler farklı yük durumlarında (% 0 ile % 80 aralığında) ve 1500 d/d devir sayısında yapılmıştır. Söz konusu çalışmada; su-dizel yakıtı karışımları, 3000 d/d devrinde çalışan bir karıştırıcı ile bir saat karıştırılarak homojen hale getirilmiştir. Çalışmanın sonunda; ÖYT'de, tüm su oranlarında tüm yüklemelerde SDY'ye göre iyileşme görülmüştür. En düşük ÖYT değerleri, tüm

yüklemelerde % 9 su-dizel yakıtı karışımında elde edilmiştir. En yüksek efektif verim değerleri, tüm yüklemeler için yine % 9 su-dizel yakıtı karışımında bulunmuştur. NO_x emisyonları tüm yüklemelerde su oranının artmasıyla azalma gözlenmiştir. Maksimum azalma % 9 su-dizel yakıtı karışımında, % 33.6 düzeyinde gerçekleşmiştir. Tüm yüklemelerde; CO, HC ve opaklık emisyonlarının minimum değerleri % 9 su-dizel yakıtı karışımlarında görülmüştür. CO, HC ve opaklık emisyonları SDY'ye göre sırasıyla % 56, % 40 ve % 7 oranlarında azalmıştır. Söz konusu çalışmada, su oranının artmasının, ÖYT ve efektif verimde iyileşmeye; CO, HC, opasite ve NO_x emisyonlarında azalmaya yol açtığı söylenebilir. Ayrıca çalışma sonunda, % 9 su-dizel yakıtı karışımının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları açısından en iyi karışım oranı olduğu görülmüştür.

Yukarıda verilen literatür araştırmasından görüldüğü gibi, su-dizel yakıtı karışımı yönteminin dizel motorlarında uygulanması ile motor performansı parametrelerinin iyileştiği, NO_x ve is emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı görülmüştür. Bu yöntemle dizel motorlarında NO_x emisyonlarının azalması özellikle çok önemlidir. Bilindiği gibi NO_x , dizel motorlarının en önemli kirleticilerinden biridir (Heywood, 1989). Bu yöntemde; su-dizel yakıtı karışımı sıkıştırılmış basınç ve sıcaklığı artırılmış havanın üzerine püskürtülmektedir. Püskürtülen karışım, hava içerisinde ince damlacıklara ayrılmaktadır. Bu şekilde oluşan damlacıkların içerisindeki suyun dizel yakıtına göre daha önce buhar haline geldiği öngörülebilir. Böylece; yakıt damlacıklarının içinde buharlaşan su kabarcıklarının patlaması ile yakıt damlacıkları daha küçük çaplı damlacıklara ayrılabilir. Burada anlatılan olay Şekil 1.1'de şematik olarak gösterilmiştir. Ayrıca; su kabarcıklarının patlaması akım karışıklıkları meydana getirebilir. Bu karışıklıkların, daha sonra püskürtülecek su-dizel yakıtı karışımının hava ile daha hızlı ve homojen karışmasına yardım edebilir. Literatürden çok iyi bilindiği gibi dizel motorlarında yanma işlemi dizel yakıtı ile havanın homojen ve hızlı karışması ile kontrol edilmektedir (Heywood, 1989). Böylece su-dizel yakıtı karışımlarının yanma odasına püskürtülmesi ile meydana gelecek akım karışıklıklarının yanmaya katkı sağladığı ve yanma verimini artırdığı literatürde değişik araştırmacılar tarafından belirtilmiştir (Deepti Khatri, 2020; E.A.El Shenawy, 2019; Kökkülünk vd., 2013; Kumar vd., 2013). Ayrıca literatürden, söz konusu yöntemle ek suyun dizel motorlarında kullanımı ile yanma işlemi sırasında silindir sıcaklıklarının daha düşük olduğu görülmüştür. Bunun sonucunda da söz konusu yöntemin dizel motorlarında uygulanması ile NO_x emisyonları önemli ölçüde azalmıştır. Bu yöntemin uygulanmasının pratik bir çözüm olarak görülmesine karşın; suyun dizel yakıtı ile homojen karışabilmesi için hem sürfaktan madde kullanılması ve hem de

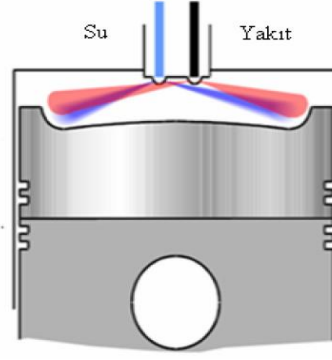
yüksek devir sayısına sahip bir karıştırıcının kullanılması gerekmektedir. Literatür araştırmasından anlaşılabileceği gibi, suyun dizel yakıtı ile homojen karışım oluşturabilmesi için yüksek devir sayısına sahip karıştırıcı ile yaklaşık 1 saat gibi uzun süre karıştırılması gerekmektedir. Bu şekilde homojen hale getirilen su-dizel yakıtı karışımı uzun süre boyunca homojen halde kalamamaktadır ve faz ayrışması meydana gelmektedir. Bu nedenle ilgili yöntemin bir taşıtta veya motorda uygulanması durumunda sürekli çalışan bir karıştırıcıya ihtiyaç olacaktır. Böylece; ilgili karıştırıcının kullanılması motorun gücünü bir ölçüde azaltacaktır. Bu olumsuzluklarına karşın; suyun bu yöntemle dizel motorlarında kullanımı durumunda NO_x ve is emisyonlarının önemli ölçüde azalması çok önemlidir ve gelecekte temiz bir dünya için bu yöntemin uygulanması önerilebilir.



Şekil 1.1. Su-dizel yakıt karışımının (emülsiyonunun) uygulanması durumunda yanma işlemi (Park vd., 2016)

1.2.1.2. Suyun Silindire Doğrudan Püskürtülmesi

Bu yöntemde, su farklı bir enjektörle doğrudan doğruya yanma odasına püskürtülmektedir. Bu uygulamada Şekil 1.2’de görülebileceği gibi, yanma odasında yakıt püskürtme enjektörünün yanında bir de su püskürtme enjektörü bulunmaktadır. Bu nedenle; bu yöntemin uygulanabilmesi için motorda değişikliklerin yapılması zorunlu olmaktadır. Ayrıca suyun doğrudan yanma odasına püskürtülebilmesi (SDP) için daha ileri ve hassas teknolojilerin kullanılması gerekmektedir. Yapılan literatür araştırması sonucu; SDP yönteminin, su-dizel yakıtı karışımı ve daha sonra anlatılacak olan emme havasına su püskürtülmesi (EHSE) yöntemlerine göre daha az sayıda uygulandığı görülmüştür. Söz konusu yöntemin uygulandığı çalışmalar aşağıda kısaca sunulmuştur.



Şekil 1.2. Suyun farklı bir enjektör ile yanma odasına püskürtüldüğü yöntemin şematik gösterimi (Broman, 2000)

Sarvi vd. (2009); 4 zamanlı, turboşarjlı, denizcilik uygulamalarında kullanılan büyük bir dizel motorunda (silindir başına 1 MW güç veren) SDP yönteminin uygulanmasının eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Söz konusu dizel motoru, doğrudan su püskürtme ve common-rail(CR)(ortak hatlı yakıt püskürtme) sistemleri ile donatılmıştır. Bu çalışmada SDP yönteminin etkileri, dizel motorunun tahrik modunda kullanılması durumunda farklı çalışma koşullarında incelenmiştir. Ayrıca; ilgili çalışmada CR püskürtme sisteminin dizel motorunun jeneratör modunda kullanıldığı farklı çalışma koşullarında eksoz emisyonları üzerindeki etkileri de incelenmiştir. Ardından; SDP püskürtme yöntemi, CR püskürtme yöntemi ile uygulanarak hem suyun hem de CR püskürtme sisteminin eksoz emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Burada, SDP yönteminin uygulanması; ağır dizel yakıtı (ADY) ve hafif dizel yakıtı (HDY) tipleri, tahrik (sevk) ve jeneratör çalışma modları ve değişken motor yükleri % (25, 50, 75 ve 100) göz önüne alınarak gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonunda; her iki çalışma modunda, her iki yakıt tipinde tüm yüklerde SDP yönteminin uygulanması ile NO_x emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı görülmüştür. SDP yönteminin uygulanması ile; HC'ler, tüm yüklerde her iki çalışma modunda, ADY kullanımıyla biraz artarken, HDY kullanımıyla önemli ölçüde azalmıştır. SDP yönteminin uygulanması ile; CO emisyonu, en düşük motor yükünde (% 25) ve tahrik çalışma modu dışında; diğer tüm yüklemelerde ve çalışma modlarında arttığı belirlenmiştir. SDP yöntemi uygulanmasıyla; is emisyonu ise, tüm yüklerde, her iki çalışma modunda, ADY kullanımıyla % 15 düzeyinde artış göstermiştir. SDP yönteminin uygulanması ile; PM'lerde, tüm yüklemelerde, tahrik çalışma modunda, ADY kullanımı ile % 10 düzeyinde artış belirlenmiştir. Yakıt türü ve çalışma modunun etkisi ile ilgili olarak, en düşük emisyonlar HDY kullanımı ve jeneratör çalışma modunda elde edilmiştir. Söz konusu

çalışmada, yalnızca CR püskürtme sisteminin kullanıldığı jeneratör çalışma modunda, tüm yüklemelerde, ADY ve HDY türlerinde NO_x emisyonları biraz artmıştır. Ancak; SDP yöntemi CR püskürtme sistemi ile uygulandığında seçilen tüm çalışma koşullarında NO_x emisyonları yaklaşık % 50 oranında azalmıştır. Yani; SDP yönteminin CR püskürtme sistemi ile uygulanması durumunda NO_x emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı görülmüştür. Aynı şekilde, SDP yönteminin CR püskürtme sisteminin kullanıldığı jeneratör çalışma modunda seçilen iki farklı dizel yakıtı kullanımı ile HC'lerin; yalnızca CR püskürtme sisteminin uygulandığı duruma göre seçilen tüm çalışma koşullarında önemli ölçüde azaldığı belirtilmiştir. Burada da, su kullanımının HC'ler üzerinde olumlu etkisi görülmüştür. Ancak; ilgili çalışmada yalnızca CR püskürtme sisteminin kullanıldığı jeneratör çalışma modunda, CO ve is emisyonlarının her iki yakıt için seçilen tüm çalışma koşullarında azaldığı belirlenmiştir. SDP yönteminin CR püskürtme sisteminin kullanıldığı jeneratör çalışma modunda ise CO ve is emisyonlarının arttığı gözlenmiştir. Bu çalışma sonunda; SDP yönteminin güncel olan CR püskürtme sistemi ile uygulandığında NO_x emisyonlarının % 50 gibi, önemli ölçüde azaldığı ve diğer eksoz emisyonlarının da azaldığı görülmüştür.

Zhang vd. (2017), SDP yönteminin etkilerini, iki silindirli common-rail püskürtme sistemine sahip bir dizel motorunda incelemişlerdir. Test motorunun püskürtme sistemi bu çalışmada mekanik püskürtme sisteminden common rail püskürtme sistemine modifiye edilmiştir. Söz konusu çalışmada SDP yönteminin suyun yanma odasına püskürtülmeye başladığı açı (suyun püskürtme avansı) ve suyun püskürtme süresinin yani silindire püskürtülen su miktarının da yanma karakteristikleri ve indike verim üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmada; suyun püskürtme avansları ÜÖN'dan (180, 150, 120, 90, 60 ve 30) KMA önce ve suyun püskürtme süreleri (0.3, 0.4 ve 0.8) ms şeklinde seçilmiştir. Burada suyun doğrudan silindire püskürtülmesi ve SDY'nin püskürtülmesi için iki ayrı Bosch marka enjektör kullanılmıştır. Çalışma sonunda; suyun püskürtme avansının 180 KMA ve püskürtme süresi 0.4 ms seçilmesi durumunda indike verimin SDY'ye göre % 4.08 oranında arttığı belirlenmiştir. Suyun püskürtme süresinin 0.4 ms olduğu ve farklı püskürtme avansı değerlerinde deneyler yapıldığında, püskürtme avansının azalması durumlarda, yani su sıkıştırma işlemi sırasında ÜÖN'ya daha yakın bir zamanda püskürtüldüğünde indike verimin azaldığı görülmüştür. Bununla birlikte, suyun püskürtme süresi 0.8 ms ve farklı püskürtme avansı altında incelendiğinde, suyun ÜÖN daha yakın püskürtülmesi durumunda indike verimin arttığı deneysel olarak belirlenmiştir. Ancak; 0.8 ms püskürtme süresi için,

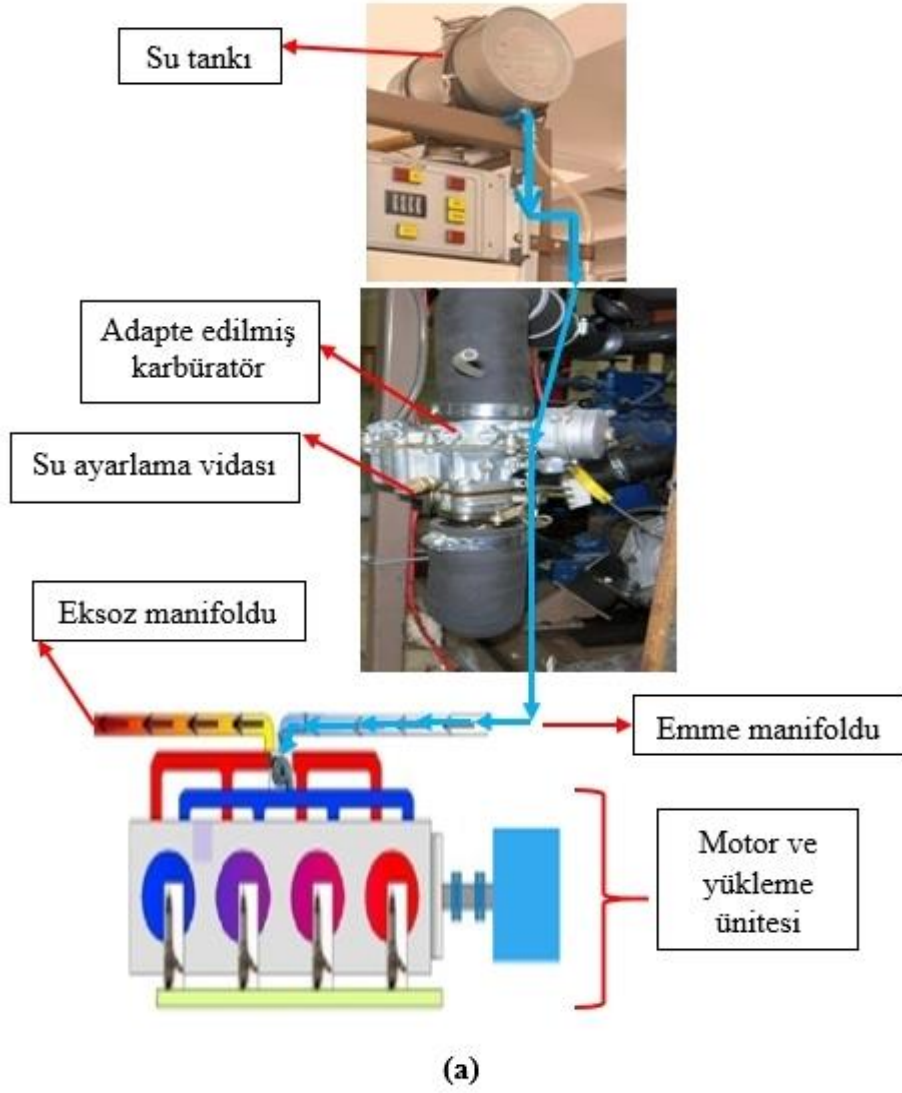
püskürtme avansının 30 KMA'dan daha büyük olması durumun indike verimdeki artışın % 1 gibi düşük düzeylerde olduğu görülmüştür. Yalnızca püskürtme avansının 30° KMA olması durumunda indike verimdeki artış % 2 düzeyinde bulunmuştur. Suyun püskürtme süresinin 0.3 ms olması durumundaki sonuçlar suyun püskürtme süresinin 0.4 ms olmasına benzer çıkmıştır. Bununla birlikte 0.4 ms durumundaki sonuçların daha iyi olduğu görülmüştür. Suyun etkileri her iki püskürtme süresinde farklı püskürtme avansları altında incelendiğinde, püskürtme avansı azaldıkça indike verimin azaldığı; indike verimdeki azalmanın 0.3 ms'lik püskürtme süresi için daha fazla olduğu görülmüştür. Bu çalışma sonunda sıkıştırma işlemi sırasında silindire farklı bir enjektörle az miktarda suyun püskürtülmesinin indike verimi iyileştirdiği belirlenmiştir. Ayrıca çalışma sonunda silindire az miktarda su püskürtüldüğünde, suyun sıkıştırma işleminin başlarında püskürtülmesinin indike verim açısından daha iyi olduğu görülmüştür. Bununla birlikte eğer silindire püskürtülecek su miktarı fazla ise, suyun sıkıştırma işleminin sonlarına doğru yani ÜÖN'ya daha yakın bir zamanda püskürtülmesinin efektif verim açısından daha iyi olduğu deneysel olarak belirlenmiştir. Aslında bu çalışma sonunda; indike verimin % 4.08 oranında arttığı durumunda, suyun püskürtme süresi 0.4 ms ve püskürtme avansı 180 KMA görülmüştür. Yani suyun sıkıştırma işleminin hemen başlangıcında hava içerisine püskürtülmesi durumu en iyi durum olarak belirlenmiştir. Başka bir anlatımla burada az miktarda suyun emme havasına emme işleminin hemen sonunda püskürtülmesinin en iyi durum olduğunu anlaşılmaktadır. Böylece, durum aslında sunulan tezde uygulanacak olan, emme manifoldunda emme havasına su püskürtülmesi durumunun, iyiliğini de vurgulamaktadır.

Ayhan ve Ece (2019); direkt püskürtmeli, su soğutmalı, tek silindirli SuperStar marka bir dizel motorunda, SDP'nin motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişler ve elde edilen sonuçları SDY durumuyla karşılaştırmışlardır. Deneysel çalışmada; su, farklı bir enjektörle ve yüksek basınçlı bir pompa ile püskürtülmüştür. Burada su miktarı SDY'nin % (10, 20, 30 ve 40) olacak şekilde seçilmiştir. İlgili çalışmada; su miktarı ve suyun püskürtme avansı elektronik kontrol ünitesi ile kontrol edilmiştir. Çalışma sonunda SDP ile NO_x emisyonlarının % 30, HC'lerin % 50 oranlarında azaldığı belirlenmiştir. Ayrıca burada; SDP ile efektif gücün % 6 oranında arttığı ve ÖYT'de % 8.5 oranında azaldığı görülmüştür. Söz konusu çalışmada; SDP yönteminin uygulanmasının NO_x emisyonlarını önemli ölçüde azalttığı ancak ilgili yöntemin uygulanmasının çok pahalı olduğu belirtilmiştir.

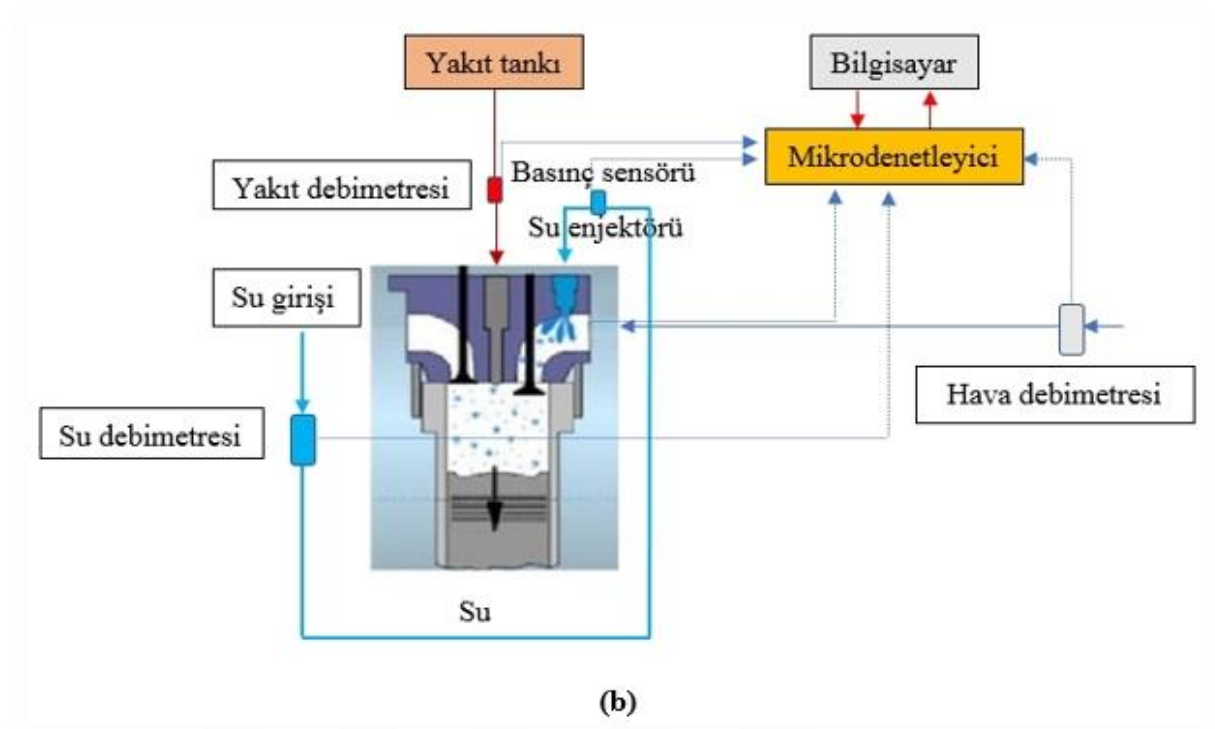
Yapılan literatür araştırmasından anlaşılabacağı gibi, SDP'nin dizel motorlarında uygulanması ile genel olarak motor performans parametrelerinin iyileştiği ve NO_x emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı görülmüştür. Özellikle SDP yönteminin uygulanmasıyla genel olarak HC'lerin azaldığı, CO ve is emisyonlarının arttığı gözlenmiştir. Literatürde de; SDP yönteminin, dizel motorlarında uygulanmasının NO_x emisyonlarını azaltmak için kullanılan en etkili yöntem olduğu bilinmektedir (Ayhan, 2009). Yine literatürden; dizel motorlarında NO_x oluşumunun en önemli evresinin, yanmanın başladığı anla maksimum basıncın oluştuğu an arasındaki süre olduğu bilinmektedir (Heywood, 1989). Bu zaman aralığında suyun yanma odasına püskürtülmesi, NO_x emisyonlarının oluşumuna yol açan yüksek silindir sıcaklıkları diğer su kullanım yöntemlerine göre daha fazla düşmesini sağlamaktadır. Bunun sonucu olarak da NO_x emisyonları önemli düzeyde azalmaktadır. Yukarıda da açıklandığı gibi; SDP yönteminde; su farklı bir enjektör ile doğrudan doğruya yanma odasına püskürtülmektedir. Bu nedenle, SDP yönteminin uygulanabilmesi için motorda yapısal değişikliklerin yapılması ve ayrıca su püskürtme sistemin etkin biçimde çalışabilmesi için ileri teknoloji gerektiren kontrol donanımlarının kullanılması gerekmektedir. Bu durumlar, SDP yönteminin başlıca yetersizlikleri arasında yer almaktadır.

1.2.1.3. Emme Kanalında Emme Havasına Su Eklenmesi

Bu yöntemde; su, emme kanalında emilen havanın içerisine püskürtülmektedir. Suyun püskürtülebilmesi için literatürde genellikle adapte edilmiş bir karbüratör veya elektronik kontrollü bir püskürtme donanımı kullanılmaktadır (Durgun, 2018; Kızıltan, 1988; Soysal, 2008). Örnek olarak, suyu emme havasına püskürtmek için kullanılan adapte edilmiş bir karbüratör Şekil 1.3 (a)'da ve elektronik kontrollü su püskürtme sistemi Şekil 1.3 (b)'de bir arada gösterilmiştir. Sunulan çalışmada da, emme havasına suyu püskürtmek için Şekil 1.3 (a)'da gösterilen adapte edilmiş bir karbüratörün kullanılması düşünülmüştür. Aşağıda; son yıllarda literatürde EHSE yönteminin uygulandığı çalışmaların başlıcalarına ilişkin kısaca bilgi verilecektir.



Şekil 1.3. (a) Emme havasına su püskürtülmesinde kullanılan adapte edilmiş karbüratör (Şahin vd., 2014)



Şekil 1.3. (b) Emme havasına su püskürtülmesi için kullanılan elektronik kontrollü su püskürtme donanımı (Paro, 2005)

Tauzia vd. (2010); güncel modern bir taşıt dizel motorunda EHSE'nin eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Buradaki deneysel çalışmada su; emme havasının içerisine su buharı olarak püskürtülmüştür. Deneyler (1500, 1665, 2050 ve 2000) d/d devirlerinde, farklı yükler altında ve farklı su miktarlarında gerçekleştirilmiştir. Burada ayrıca EHSE'nin yanında eksoz gazı resirkülasyonunun (EGR) etkileri de araştırılmıştır. Çalışmada, hem EGR hem de su püskürtülmesi durumları ayrı ayrı incelenmiş ve karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmanın sonunda; NO_x emisyonlarındaki en yüksek azalmalar, hem düşük ve hem de yüksek yük durumları için yüksek su oranlarında elde edilmiştir. Burada dizel yakıtının kütleli olarak % (60-65) oranında su kullanıldığında NO_x emisyonlarında % 50 azalma sağlanmıştır. Düşük yüklerde hava fazlalık katsayısı yüksek olduğundan; EGR, PM emisyonlarını çok fazla arttırmaksızın NO_x emisyonlarını azaltmıştır. Böylece; EGR uygulamasının sonuçları düşük yüklerde EHSE yönteminin sonuçlarına göre daha iyi çıkmıştır. İlgili çalışmada, yüksek yüklerde, EHSE yöntemi ile PM emisyonlarında çok fazla artma olmadan NO_x emisyonları azalmıştır. Bununla birlikte, yüksek yüklerde EGR'yle, NO_x 'ler azalmasına rağmen PM emisyonları önemli düzeyde artış göstermiştir. Sonuç olarak; yüksek yüklerde EHSE yönteminin, NO_x emisyonlarını EGR yöntemine göre daha etkili bir biçimde azalttığı anlaşılmaktadır.

Tesfa vd. (2012) biyodizel ile çalışan dört zamanlı, dört silindirli, direkt püskürtmeli turboşarjlı bir dizel motorunda EHSE'nin motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada; biyodizel ile çalışan bir dizel motorunun emme havasına su eklenmesinin etkilerinin deneysel olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Burada su, emme havasının içerisine bir su kaynağına bağlı elektrikli pompa ile püskürtülmüştür. Bu çalışmada deneyler, iki farklı su oranı (1.8 kg/h ve 3 kg/h), farklı yükler altında ve farklı devir sayılarında yapılmıştır. Çalışma sonunda; yüksek ve orta yük durumlarında EHSE ile efektif verimde ve ÖYT'de önemli bir değişiklik olmadığı görülmüştür. Bununla birlikte, düşük yüklerde, EHSE ile efektif verimin % 3 oranında azaldığı ve ÖYT'nin ise % 4 oranında arttığı görülmüştür. Ayrıca ilgili çalışmada, EHSE ile NO_x emisyonlarının % 50 oranında azaldığı ve CO emisyonunun ise % 40 düzeyinde arttığı belirlenmiştir. Bunlara ek olarak, EHSE'nin silindir basınçları ve açığa çıkan ısı oranı üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı belirlenmiştir.

Tuti (2012); turboşarjlı common-rail püskürtme sistemine sahip bir taşıt dizel motorunda, EHSE'nin motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. İlgili çalışmada deneyler; farklı yüklemeler uygulanarak, farklı motor devirlerinde ve farklı su oranlarında gerçekleştirilmiştir. EHSE yönteminde; su emme havasının içerisine, ana memesi değiştirilebilen adapte edilmiş bir karbüratör aracılığıyla yaklaşık % 2, % 4, % 6, % 8 ve % 10 oranlarında püskürtülmüştür. Çalışma sonunda, modern bir taşıt dizel motorlarında EHSE'nin motor performansını iyileştirdiği, NO_x emisyonlarını ve K is faktörünü önemli ölçüde azalttığı belirlenmiştir. NO_x emisyonlarındaki azalmalar % 6 su oranından sonra daha etkili olmuştur. NO_x emisyonlarında maksimum azalmalar; 2500 d/d'da tam yükte, % 9.4 su oranında, % 12.489 ve 3000 d/d'da tam yükte % 9.464 su oranında % 11.885 olarak belirlenmiştir. K is faktörü, (2000, 2500 ve 3000) d/d gibi motor hızlarında su oranı arttıkça azalmıştır. K is faktöründeki maksimum azalma 3000 d/d'da % 11.71 su oranında, % 41.75 olarak belirlenmiştir. Bu çalışmada, seçilen çalışma koşullarında ÖYT'nin genel olarak SDY'ye yakın değerler verdiği ve bazı kısıtlı durumlarda ise azaldığı görülmüştür. 2500 d/d'da, % (4-6) su oranlarında ÖYT'de, ortalama olarak % 0.5 azalma sağlanmıştır. EHSE ile efektif güç ise SDY değerlerine yakın değerler almıştır. Efektif güçte maksimum artma; 3000 d/d'da tam yükte, % 6.543 su oranında, % 1.173 düzeyinde elde edilmiştir.

Nour vd. (2016), tek silindirli bir dizel motorunda eksoz manifolduna su püskürtülmesinin motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini

deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmada; emme işlemi sırasında, eksoz supabının açılmasıyla eksoz manifolduna su püskürtülmüştür. Burada, püskürtülen su, eksoz gazları birlikte silindir içerisine gönderilmiştir. Yani bu çalışmada eksoz gazı resirkülasyonu su ile gerçekleştirilmiştir. Böyle, su ve EGR gazları, emme ve sıkıştırma işlemleri boyunca hava ile iyice karışmış ve daha sonra püskürtme ve yanma işlemleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada yazarların amacı, eksoz gazlarının sıcaklığı ile suyun yanma işleminden önce tamamen buhar haline getirilmesidir. Böylece yanma işlemi sırasında silindir sıcaklıklarının düşürülmesi sağlanarak NO_x emisyonlarının ve isin azaltılması amaçlanmıştır. Burada; eksoz manifolduna su püskürtülmesinin, suyun püskürtme zamanlamasının ve su miktarının etkileri farklı çalışma koşulları için incelenmiş ve ulaşılan sonuçlar SDY ve susuz EGR ile karşılaştırılmıştır. Püskürtülen su miktarı (6, 12, 24 ve 40) mg/çevrim, suyun püskürtme zamanları (350 ve 400) KMA ve EGR oranları % (10 ve 25) olarak belirlenmiştir. Çalışmanın sonunda; silindir basınçlarının, sadece % 10 ve % 25 EGR oranlarında sırasıyla % 5.7 ve % 10.6 düzeylerinde azaldığı görülmüştür. Aynı EGR oranlarına ek olarak su püskürtülmesi ile silindir basınçlarında, sadece EGR kullanımına göre ortalama % 3 oranında bir artış gözlenmiştir. EGR ile su püskürtülmesinin birlikte uygulanması durumunda ön yanma evresinde açığa çıkan ısı oranında artış olduğu belirlenmiştir. Bu durum suyun eklenmesi ile yanmanın iyileşmesinden kaynaklandığı şeklinde yorumlanmıştır. Bununla birlikte su eklenmesinin ve EGR'nin birlikte uygulandığı çalışma koşullarında ise tutuşma gecikmesi artmıştır. Yalnızca; % 10 ve % 25 EGR uygulandığında; ortalama indike basınç SDY'na göre sırasıyla % 4.1 ve % 14 düzeyinde azalmıştır. Bununla birlikte; su püskürtülmesi % 10 EGR ile uygulandığında ve su püskürtme zamanları (350 ve 400) KMA olarak seçildiğinde, ortalama indike basınç sırasıyla % 2.6 ve % 2.7 düzeylerinde artmıştır. Ayrıca; su püskürtülmesi % 25 EGR ile uygulandığında ve su püskürtme zamanları (350 ve 400) KMA olarak seçildiğinde, ortalama indike basınç sırasıyla % 11 ve % 11.4 düzeylerinde artmıştır. NO_x emisyonlarında; sadece EGR kullanımı ve EGR'ye ek olarak su püskürtülmesi durumları için ortalama % 85'e varan azalma belirlenmiştir. NO_x emisyonlarındaki en fazla azalma; % 25 EGR durumunda ve % 25 EGR'de suyun 400 KMA'da 40 mg/çevrim olarak püskürtülmesi durumunda gerçekleşmiştir. Su püskürtülmesi %10 ve % 25 EGR ile uygulandığında is emisyonu, % 40 oranında azalmıştır. Bununla birlikte, EGR yalnız başına uygulandığında is emisyonu önemli derecede artmıştır. Böylece; çalışmada, EGR ile ek su kullanımının NO_x ve is emisyonlarını önemli ölçüde azalttığı deneysel olarak gösterilmiştir.

Şahin vd. (2018); direkt püskürtmeli bir taşıt dizel motorunda, EHSE'nin açığa çıkan ısı oranı, ÖYT ve NO_x emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada; EHSE uygulaması (3500 ve 4000) d/d gibi yüksek devir sayılarında, farklı yükler altında, % 2, % 4, % 6, % 8 ve % 10 gibi farklı su oranlarında gerçekleştirilmiştir. Burada da, EHSE için uyarlanmış bir karbüratör kullanılmıştır. Söz konusu çalışma sonunda; tüm çalışma koşullarında, EHSE ile NO_x emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı belirlenmiştir. 3500 d/d'de; seçilen tüm çalışma koşulları için EHSE ile açığa çıkan ısı oranı genel olarak artmıştır ve bunun sonucu olarak da ilgili devir sayılarında ve tüm çalışma koşullarında ÖYT de azalmıştır. İlgili yayında; 3500 d/d, EHSE ile yanmanın iyileştiği ve bunun sonucunda da ÖYT'nin azaldığı belirtilmiştir. 4000 d/d ise, EHSE ile açığa çıkan ısı oranı genel olarak azalmıştır ve bunun sonucunda da ÖYT de artmıştır. 4000 d/d da ise EHSE ile yanmanın istenildiği kadar iyileşmediği görülmüştür.

Subramanian (2011), EHSE ve su-dizel yakıt karışımı yöntemlerinin uygulanmasının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini karşılaştırmalı şekilde deneysel olarak incelemiştir. Tüm testler sabit 1500 d/d devir sayısında yapılmıştır. Söz konusu deneysel çalışmada; EHSE yönteminde, su emme havasına elektronik kontrollü bir enjektör aracılığı ile püskürtülmüştür. Su-dizel yakıtı karışımında ayrıca kütleli % 1 oranında surfaktan madde kullanılmıştır. Su-dizel yakıtı ve surfaktan maddeyi karıştırabilmek için bir santrifüj pompa kullanılmıştır. Hazırlanan karışımın kararlı hale gelebilmesi için bir buçuk gün beklenmiştir. Çalışmanın sonunda, dizel motorunda her iki yöntemle su kullanılmasıyla NO_x emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı görülmüştür. Su-dizel yakıtı karışımında, tam yük durumunda, NO_x emisyonları; 1034 ppm'den 645 ppm'e ve EHSE'de ise 1034 ppm'den 643 ppm'e inmiştir. İS emisyonunda ise; tam yük durumunda, su-dizel yakıtı karışımında 3.6 BSU'dan 2.7 BSU'ya ve EHSE uygulamasında 3.6 BSU'dan 3.2 BSU'a belirlenmiştir. Tam yük durumunda su-dizel yakıtı karışımı yöntemi uygulandığında NO_x emisyonlarının ve isin azalması EHSE yöntemine göre daha etkili olmuştur. Bununla birlikte, su-dizel yakıtı karışımı yönteminde CO ve HC emisyonlarının EHSE yöntemine göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Ayrıca, EHSE yönteminde maksimum silindir basıncı değerinin, tutuşma gecikmesinin ve maksimum basınç artma oranının su-dizel yakıtı karışım yöntemine göre daha düşük olduğu görülmüştür.

Gowrishankar vd. (2020); su-dizel yakıt karışımı ve EHSE yöntemlerinin uygulanmasının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini karşılaştırmalı şekilde deneysel olarak araştırmışlardır. Deneyler; 4 zamanlı, tek silindirli,

sabit 1500 d/d'de farklı yüklemelerde çalışan, tarımsal su pompalama uygulamalarında kullanılan stasyonier bir dizel motorunda yapılmıştır. Söz konusu deneysel çalışmada; EHSE yönteminde, emme işlemi sırasında emme manifolduna su püskürtmek için elektronik olarak kontrol edilen bir püskürtme sistemi geliştirilmiş ve test motoruna eklenmiştir. Su-dizel yakıtı karışımının hazırlanmasında ayrıca 1:9 oranında surfaktan maddelerde kullanılmıştır. Elde edilen karışım, 5000 d/d'da bir karıştırıcı ile 2 dakika boyunca karıştırılıp homojen duruma getirilmiştir. Uygulanan her iki yöntemde su oranı kütlece % 3 düzeyinde tutulmuştur. Çalışmanın sonunda; dizel motorunda her iki yöntemle su kullanılması seçilen tüm yük durumlarında, NO_x emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı görülmüştür. NO_x emisyonları su-dizel yakıtı karışımı yönteminde %38 düzeyinde, EHSE yönteminde ise % 75 oranında azalmıştır. Su-dizel yakıtı karışımıyla is emisyonunda ise maksimum % 13 düzeyinde azalma sağlanmıştır. Buna karşın; is emisyonu, EHSE yönteminde SDY'nin iki katından daha fazla artmıştır. EHSE yönteminin uygulanması ile efektif verim orta ve yüksek yük değerlerinde SDY ile aynı değerleri almış ancak düşük yük değerlerinde ise azalmıştır. Su-dizel yakıtı karışım yönteminde ise; efektif verim düşük ve orta yüklerde SDY'nin değerlerine çok yakın değerler almıştır, yüksek yüklerde % 5 oranında artmıştır. Benzeri şekilde; su dizel yakıtı karışımı yönteminde ÖYT % 5 düzeyinde azalmıştır. Bununla birlikte; EHSE yönteminin uygulanması ile ÖYT değerleri SDY'nin değerlerine çok yakın olmuştur. Tam yük durumunda basınç değişimi her iki yöntemde SDY ile çok benzer çıkmıştır. Ancak düşük yüklerde özellikle EHSE uygulamasında elde edilen basınç eğrisinin değişiminin SDY'den biraz farklı olduğu belirlenmiştir. EHSE ile tutuşma gecikmesi biraz arttığından yanmanın daha geç başladığı tahmin edilmektedir. Bu durumun basınç eğrisine yansıdığı ve basınç artışının daha sonra olduğu söylenebilir. Seçilen tüm yük durumlarında, hem su-dizel yakıtı karışımı ve hem de EHSE yöntemlerinde; elde edilen maksimum basınç değerleri SYD'den düşük çıkmıştır. Ancak EHSE uygulamasında elde edilen basınç değerleri su-dizel yakıtı karışımı yönteminden daha düşük olmuştur. Her iki yöntemde ve tam yük durumunda açığa çıkan ısı oranı eğrisinin değişiminin SDY'nin eğrisine benzer karakterde olduğu görülmüştür. Ancak % 20 düşük yük durumunda açığa çıkan ısı oranı eğrilerinden, suyun her iki yöntemle kullanımı durumunda yanmanın daha geç başladığı ve bu nedenle düşük yükte açığa çıkan ısı oranı eğrilerinin SDY'den biraz farklı olduğu görülmüştür. Ayrıca; açığa çıkan ısı oranı eğrilerinin yorumlanmasından, % 20 düşük yük durumunda maksimum açığa çıkan ısı oranının, EHSE durumunda SDY'ye çok yakın olmasına karşın, su-dizel yakıtı karışımı yönteminde SDY'den daha düşük çıktığı

anlaşılmaktadır. Tam yükte, hem EHSE yönteminde hem de su-dizel yakıtı karışımı uygulamasında açığa çıkan maksimum ısı oranları SDY'den yüksektir. Bununla birlikte, su-dizel yakıtı karışımında açığa çıkan maksimum ısı oranı EHSE yöntemine göre daha yüksek olmuştur. Bu çalışmada, EHSE uygulaması yalnızca NO_x açısından su-dizel yakıtı karışımı yöntemine göre daha etkin olmuştur. Bununla birlikte; su-dizel yakıtı karışımı yöntemi motor performansının iyileşmesinin yanı sıra, aynı zamanda NO_x ve is emisyonlarını azaltabilme üstünlüğü de sunmuştur.

Gowrishankar vd. (2020); su-dizel yakıt karışımı ve EHSE yöntemlerinin kullanımının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini karşılaştırmalı şekilde deneysel olarak değerlendirmişlerdir. Aslında bu çalışma yukarıda verilen çalışma ile hemen hemen aynı koşullarda yapılmıştır. Burada farklı olan yalnızca emme havasına püskürtülen suyun buhar fazına getirilmesi ve daha sonra suyun buhar fazında emme havası içine püskürtülmesidir. Bunu gerçeklemek amacıyla, burada suyun buhar haline getirilmesi için ayrıca bir buhar üretim sistemi kullanılmıştır ve su buharı konsatrasyonunu kontrol etmek için bir de kontrol vanası kullanılmıştır. Çalışmanın sonunda; dizel motorunda her iki yöntemle ek su kullanılmasıyla seçilen tüm yük durumlarında, NO_x emisyonlarının azaldığı görülmüştür. NO_x emisyonlarındaki maksimum azalmalar; su-dizel yakıtı karışımında % 14, EHSE yönteminde ise % 10 düzeylerinde olmuştur. Yazarların yukarıdaki çalışması dikkate alındığında, su buhar olarak emme havasının içerisine püskürtüldüğünde NO_x 'lerdeki azalmaların suyun sıvı halde püskürtülmesi durumuna göre çok daha az olduğu görülmektedir. İs emisyonu her iki yöntemde de azalmış olmakla birlikte; su-dizel yakıtı karışım yöntemindeki azalmalar daha etkili olmuştur. İs emisyonunda, su-dizel yakıtı karışımında düşük yüklerde % 60 düzeyinde maksimum azalma elde edilmiştir. EHSE yönteminde ise is emisyonu düşük yüklerde % 25 oranında azalmıştır. Yazarların yukarıda tanıtılan çalışması göz önüne alındığında, suyun buhar olarak emme havasına püskürtülmesi durumunda is emisyonunun bir ölçüde azaldığı anlaşılmaktadır. Oysa, su sıvı halde püskürtüldüğünde is emisyonu önemli ölçüde artmaktaydı. EHSE yönteminin uygulanması ile; efektif verim ve ÖYT seçilen yük tüm yük durumları için pek fazla değişmemiştir. Fakat, düşük yük durumunda efektif verim azalmış ve ÖYT ise artmıştır. Su-dizel yakıtı karışım durumunda ise; efektif verim, seçilen tüm çalışma koşullarında genel olarak artmıştır ve efektif verimdeki maksimum artış % 3 düzeyinde olmuştur. Aynı şekilde, su-dizel yakıtı karışımı yönteminde ÖYT, seçilen tüm yük durumları için SDY'den % 8 oranında daha düşük değerler almış, yalnızca düşük yük durumunda % 2

düzeyinde yüksek olmuştur. Tam ve % 20 düşük yük durumları için silindir basınçlarının değişim eğrisinin, her iki yöntemde SDY'ne benzer karakterde olduğu görülmüştür. % 20 düşük yük durumunda, su-dizel yakıtı karışımında ve EHSE yönteminde yanma SDY'den daha geç başlamaktadır. Ancak; tam yük durumunda, su-dizel yakıtı karışımı, EHSE yöntemi ve SDY durumlarında yanmanın başlangıç zamanlarındaki farklılıklar gözardı edilebilecek düzeyde olmuştur. Seçilen tüm yük durumlarında, her iki yöntemden elde edilen maksimum basınç değerleri SDY'den yüksek çıkmıştır. Bununla birlikte, EHSE uygulamasında elde edilen basınç değerleri su-dizel yakıtı karışımı yönteminden daha düşük olmuştur. Tam yük durumu için, her iki yöntemde açığa çıkan ısı oranı eğrisinin değişiminin SDY'nin eğrisine benzer karakterde olduğu görülmüştür. Ancak % 20 düşük yük durumunda açığa çıkan ısı oranı eğrilerinde, uygulanan her iki yöntemde yanmanın daha geç başladığı ve bu nedenle düşük yükte her iki yöntemde açığa çıkan ısı oranı eğrilerinin SDY'den biraz daha farklılık gösterdiği anlaşılmaktadır. % 20 yük durumunda açığa çıkan ısı oranı eğrilerinden görülebileceği gibi maksimum açığa çıkan ısı oranı EHSE durumunda SDY'ye ile hemen hemen aynı olmakla birlikte, su-dizel yakıtı karışımı yönteminde SDY'den daha yüksek olmaktadır. Tam yükte maksimum açığa çıkan ısı oranı EHSE durumunda SDY'ye ile neredeyse aynı olmasına karşın, su-dizel yakıtı karışımı durumunda ise hem EHSE'ye hem de SDY'ye göre en yüksek düzeyde değerler almaktadır. Yazarların her iki çalışması incelendiğinde, EHSE yönteminin uygulamasında suyun buhar fazında kullanılmasının, is emisyonlarını azalttığı, bununla birlikte suyun sıvı fazında kullanılmasının is emisyonlarını önemli ölçüde arttırdığı görülmektedir. Ayrıca, EHSE yönteminin uygulanmasında NO_x 'lerdeki azalma ise su buharı durumunda daha az olmuştur. Böylece; su-dizel yakıtı karışımı yönteminin uygulanması ile hem motor performansının iyileştiği, hem de NO_x ve is emisyonlarının ikisinin de birlikte aynı anda azaldığı görülmektedir.

Yukarıdaki bölümlerde ayrıntılı biçimde irdelendiği gibi; su-dizel yakıtı yönteminde suyun dizel yakıtı ile homojen karışım oluşturabilmesi için ek karıştırıcılar kullanılması ve surfaktan maddelerden yararlanılması gerekmektedir. Uzun bir süreç sonucu hazırlanabilen su-dizel yakıtı karışımı buna rağmen homojenliğini uzun süre koruyamamaktadır. Bütün bunlara karşın bu yöntemle motor performansında pek fazla değişim olmaksızın eksoz emisyonları önemli ölçüde azalmaktadır. Yanma odasına farklı bir enjektörle su püskürtülmesi yönteminde ise yanmanın kontrolü daha iyi yapılabilmeyle birlikte, ilgili donanımın kurulumu ve uygulanması zor ve pahalıdır. Bütün bunlar göz önüne alındığında; EHSE yönteminin diğer su kullanım yöntemlerine göre daha pratik şekilde ve ekonomik

olarak uygulanabildiği görülmektedir. Ayrıca; bu yöntemin uygulanması ile NO_x 'lerdeki azalmalar diğer yöntemlere göre daha belirgin olmaktadır. EHSE'nin uygulanması ile PM, CO ve HC emisyonlarının ve motor performans karakteristiklerinin pek değişmediği belirlenmiştir. Bunlara ek olarak; yapılan literatür değerlendirmesi sonunda EHSE yönteminin uygulanmasına ilişkin çoğunlukla eksoz emisyonlarının incelendiği, motor performans parametrelerinin incelendiği çalışmaların ise daha az sayıda olduğu görülmüştür. Ayrıca, hem motor performans karakteristiklerine hem de eksoz gazı emisyonlarına ilişkin çalışmalarda seçilen çalışma koşullarının sınırlı bir alanı kapsadığı görülmüştür.

Literatürde dizel motorlarında ek su kullanımı ile ilgili sayısal modelleme çalışmaları da mevcuttur. Sunulan tez çalışmasının ana amaçlarından biri de; EHSE'nin motor performans parametreleri üzerindeki etkilerinin uygun bir motor çevrim programı geliştirilerek sayısal olarak incelenmesidir. Bu nedenle dizel motorlarında ek su kullanımı ile ilgili literatürde yer alan başlıca sayısal çalışmalar da incelenerek irdelenmiş ve bu çalışmaların kısa bir değerlendirmesi Bölüm 1.2.3'de sunulmuştur.

1.2.2. EHSE'nin Diğer Yöntemlerle Karşılaştırılması

Bölüm 1.2'de, ek suyun dizel motorlarında kullanımı ile ilgili literatür araştırması verilmiştir. Literatürde suyun, dizel motorlarında 3 farklı yöntemle kullanıldığı görülmektedir. Sunulan tez çalışmasında da EHSE yöntemi uygulanmıştır. Bu nedenle aşağıdaki paragraflarda EHSE yönteminin diğer yöntemlerle karşılaştırılması kısaca sunulacaktır.

Yukarıdaki bölümlerde anlatıldığı gibi; su-dizel yakıtı karışımı yönteminin dizel motorlarında uygulanabilmesi ve suyun SDY ile kararlı bir karışım oluşturabilmesi için surfaktan madde kullanılması gerekmektedir. Ayrıca, söz konusu karışımın kararlı hale gelmesi için yüksek devirli karıştırıcılara da gerek duyulmaktadır. Böylece suyun SDY ile homojen bir karışım oluşturabilmesi için karışımın uzun süre karıştırılması gerekmektedir. Yine de bu karışım kısa sürede bozulmaktadır yani; su ile SDY karışımının homojenliği kısa sürede bozulmaktadır. Bu nedenle; söz konusu yöntemin dizel motorlu taşıtlarda uygulanması durumunda motordan güç alan bir karıştırıcının sürekli olarak kullanılması gerekmektedir. İlgili yöntemin uygulanmasında dizel motorunun yakıt sisteminde önemli bir değişiklik yapılmamaktadır. Bu nedenle, dizel yakıtına eklenecek su miktarı fazla yüksek seçilememektedir. Bu yöntemde, su-dizel yakıtı karışımının

hazırlanmasında ve karışımın homojenliğinin korunmasında yukarıda değinilen uyarlamalar göz önüne alındığında; EHSE'ye göre hızlı uygulanabilen bir yöntem olmadığı, uygulayıcılar için zaman kaybı oluşturduğu söylenebilir. Sonuçta; surfaktan maddeye gerek duyulması ve karışımın homojenliğinin sürekliliğini sağlayan bir karıştırıcının kullanılmasının ek bir maliyet getirmesi de EHSE'ye göre, yöntemin yetersiz yönlerini oluşturmaktadır.

SDP yönteminde ise, suyun doğrudan yanma odasına püskürtülmesi için ek bir enjektör gerekmektedir. Ayrıca söz konusu yöntemde suyun enjektöre gönderilmesinde yüksek basınçlı bir su pompası kullanılmaktadır. Su pompası ve su enjektörün eş zamanlı çalışması için bir elektronik kontrol ünitesi gerekmektedir. Kontrol ünitesi ek maliyet getirmekle birlikte böylece püskürtülecek suyun miktarı hassas şekilde ayarlayabilmektedir. SDP yönteminde; gerek ek bir su enjektör donanımının kullanımı ve motorda yapısal değişikliklere ihtiyaç duyulması, gerekse suyun püskürtülmesinin sağlıklı çalışabilmesi için ileri teknoloji bir alt yapı gereksinimi bu yöntemin oldukça pahalı ve zahmetli olduğunun göstergesidir. Ancak SDP yönteminde yanma işleminin kontrolü daha iyi yapılabilmektedir. Bütün bu durumlar ışığında, SDP yönteminin EHSE yöntemine göre uygulanabilirlik açısından daha zor ve pahalı bir yöntem olduğu söylenebilir.

EHSE yöntemi için ilgili literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde, bu yöntemin iki şekilde uygulandığı görülebilir. Bunlardan elektronik kontrollü bir su püskürtme donanımının kullanılması, EHSE yöntemi uygulama şekillerinden biridir. Elektronik kontrollü püskürtme donanımının kullanılmasında; püskürtülen suyun miktarı motorun farklı devir ve yük durumlarında harcanan yakıt miktarına göre, sensörlerden alınan verilerin bir mikrodenetleyicide değerlendirilmesiyle duyarlı biçimde olarak belirlenebilmektedir. Ayrıca; elektronik kontrollü püskürtme sisteminin yapısı gereğince, motor devirleri, gaz kolu konumları, KMA bilgisi ve ÜÖN sensörü verilerinin sisteme girilmesi gerekmektedir. Bu nedenlerle sistemin uygulanmasında, elektronik ve yazılımsal teknoloji desteği gerektirmektedir.

EHSE yönteminin bir başka pratik uygulama şeklide, suyun adapte edilmiş bir karbüratör ile emme kanalında emme havasının içerisine püskürtülmesidir. Bu yöntemde motorda yapısal olarak pek fazla değişiklik yapılmamaktadır. Adapte edilmiş karbüratör aracılığı ile emme havası içerisine püskürtülecek su miktarı kolaylıkla ayarlanabilmektedir ve karbüratörün çalışma ilkesi gereği motorun yük ve devir sayısına göre püskürtülecek su miktarı değişmektedir. Sunulan çalışmada uygulaması ekonomik ve pratik olan EHSE

yöntemi uygulanmıştır ve EHSE'nin motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri deneysel ve sayısal olarak çok geniş motor çalışma aralığında incelenmiştir. Deneysel çalışmada, 4 silindirli common-rail püskürtme sistemine sahip bir otomobil dizel motoru kullanılmıştır. Sayısal çalışmada ise; EHSE yöntemi, dizel motoru çevrimini hesaplayabilen bir termodinamik çevrim modeli uyarlanarak ve geliştirilerek, teorik olarak incelenmiştir.

1.2.3. Dizel Motoru Çevrimleri ile İlgili Sayısal Modelleme Çalışmaları

Dizel motoru çevrimleri, çeşitli simülasyon modelleri (çevrim hesabı programları) uygulanarak hesaplanmaktadır. Bu modeller, belirlenmesi zor olan motor parametrelerinin optimizasyonu ve kontrol stratejilerinin incelenmesi veya ölçülmesi gibi değerlendirme süreçleri için de kullanılabilir. Uygulamada motor çevrimi simülasyon yöntemleri kullanılarak yüksek maliyetli deney çalışmalarının sayısı azaltılabilmekte ve motor tasarımı parametrelerinin oldukça kısa bir sürede hesaplanabilmekte, böylece çok yararlı sonuçlar elde edilebilmektedir. Sonuçta bu simülasyon modelleri, motor geliştirme için gereken maliyeti ve zamanı azaltmaktadır. Yeni simülasyon modelleri sürekli olarak geliştirilmektedir ve iyileştirilmektedir. Literatürde, bu modellerin en uygun tasarımlara ulaşmada önemli araçlar olduğu belirtilmektedir (Bedford vd., 2000; Pasternak vd., 2009; Shrivastava vd., 2002).

Dizel motoru çevrimlerini hesaplamak için yapılan çalışmalarda başlıca boyutlu modeller ve termodinamik esaslı modeller olmak üzere iki temel yaklaşım kullanılmaktadır. Bu bölümde; literatürde yer alan söz konusu iki temel yaklaşımın uygulanmasıyla ilgili başlıca çalışmalarına yer verilmiştir. Bununla birlikte, sunulan tez çalışmasında dizel motoru çevrimini hesaplamak için termodinamik esaslı bir model geliştirildiğinden, termodinamik esaslı modeller hakkında daha fazla bilgi verilmiştir.

1.2.3.1. Dizel Motoru Çevrimini Hesaplamak İçin Kullanılan Boyutlu Modeller ve Uygulamaları

Çok boyutlu dizel motoru yanma modelleri, yanma odasındaki akış alanının, sıcaklığın, bileşimin, basıncın ve türbülansın zamansal ve uzaysal değişimlerini çözümler (Ramos, 1989). Boyutlu modellerin temel denklemleri; sonlu kontrol hacmi için bir, iki ve

üç boyutlu kütle, momentum, enerji ve süreklilik korunum denklemlerinden oluşmaktadır. Bu korunum denklemleri zamana ve uzaysal boyutlara bağlı kısmi diferansiyel denklemlerdir (Bilgin, 2001; Heywood, 1989).

Yanma odası için elde edilen bu kısmi diferansiyel denklemleri, bilgisayar ortamında sonlu farklar yöntemiyle sayısal olarak çözebilmek için yanma odasının sonlu sayıda elemana bölünmesi gerekmektedir. Bu elemanlar bir araya getirilerek bir ağ oluşturma işlemi gerçekleştirilmektedir. Yanma odasının geometrisinin düzgün olmaması nedeniyle, bu ağ oluşturma işlemi oldukça zor yapılabilmektedir. Buna bağlı olarak çözüm kolaylığı sağlamak amacıyla; motor geometrisinde basitleştirmesi, akış özelliklerinde varsayımlar yapılması ve yanma olayı boyunca oluşan kimyasal reaksiyonların modellenmesinde basitleştirmeler yapılması gerekmektedir. Bu basitleştirmeler ve varsayımlar ışığında; korunum denklemlerinin oluşturulan ağ boyunca, her bir ağ elemanı için integrasyon sonucu bir cebirsel denklem takımı elde edilmektedir. Bu denklem takımı her bir ağ elemanı için uygun bir sayısal yöntem ile çözülebilmektedir (Şahin, 2002).

Çözüm kolaylığı sağlamak için yapılan bütün bu basitleştirme ve varsayımlara karşın iki ve üç boyutlu modellerde türbülanslı akış alanlarının hesaplanması oldukça zaman almaktadır ve kapasitesi yüksek bilgisayar gerektirmektedir. Bu nedenle; boyutlu modeller tüm motor çevrimini modellemek ve motor performans parametrelerini belirlemek için pek tercih edilmemektedir. Boyutlu modeller genellikle yanmasız durumdaki akış alanlarının belirlenmesi ve yanma odası geometrisinin geliştirilmesinde tercih edilmektedir. Genel olarak boyutlu modellerin çözümünde KIVA, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), ANSYS Fluent ve GT-POWER gibi yazılımları kullanılmaktadır (Açıkalın, 2013; Coşkun ve Demir, 2017; Heywood, 1989; Ramos, 1989; Safa, 2006). Literatürde dizel motorlarında boyutlu modeller uygulanarak yapılan başlıca çalışmalar aşağıda kısaca sunulmuştur.

Bedford vd. (2000), DP bir dizel motorunda silindir içine su püskürtülmesinin etkileri, KIVA-3V koduna dayanan HAD kullanılarak araştırmışlardır. Bu çalışmada; bir dizel motorunda % 44 ve % 86 yükler altında, kütleli olarak dizel yakıtının % 30 ve % 45'i oranlarında direkt su püskürtülmesinin NO_x ve ÖYT üzerine etkilerini sayısal incelemişlerdir. Elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırıldıktan sonra şu sonuçlara ulaşmışlardır: % 44 yük altında; % 30 ve % 45 püskürtme oranlarında NO_x emisyonlarında sırasıyla % 24.1 ve % 39.4 düzeyinde azalmaların olduğunu görülmüştür. % 86 yük durumunda ise, aynı püskürtme oranlarında NO_x emisyonlarındaki azalmaların sırasıyla % 46.1 ve % 71.1 düzeyinde olduğu belirlenmiştir. ÖYT'de ise % 44 yük altında,

% 30 ve % 45 püskürtme oranlarında sırasıyla % 1.2 ve % 1 oranlarında azalma gerçekleşmiştir. % 86 yük altında ÖYT’de % 30 ve % 45 püskürtme oranlarında sırasıyla % 3.6 ve % 15.6 düzeyinde artış gözlenmiştir. Bu çalışmada bir dizel motorunda ek su kullanımının motor performans ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerinin sayısal olarak incelendiği anlaşılmaktadır.

Tamma vd. (2003), 6 silindirli turboşarjlı bir dizel motorunda su eklenmesinin motor performansı ve NO_x emisyonları üzerindeki etkileri GT-Power bilgisayar paket programı kullanarak incelemişlerdir. GT-Power paket bilgisayar programından elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırmalı olarak irdelenmiştir. Söz konusu karşılaştırma sonunda; maksimum su ilavesinde NO_x emisyonlarında deneysel olarak % 63.3 düzeyinde azalma, GT-Power paket bilgisayar programında ise % 56 oranında azalma olduğu gözlenmiştir. GT-Power paket bilgisayar programı NO_x emisyonlarını genel olarak deneysel sonuçlara % 10 yakınlıkta hesaplamıştır. Ayrıca; GT-Power bilgisayar programında motor performans parametreleri, deneysel sonuçlara genel olarak % 5 düzeyinde yaklaşmıştır. Bu çalışmadan; su eklenmesinin NO_x emisyonları ve motor performans üzerindeki etkisi ile ilgili GT-Power bilgisayar programı sonuçlarının ve deneysel sonuçların benzerlik gösterdiği görülmüştür.

Ma vd. (2014); 4 zamanlı, turboşarjlı, DP bir dizel motorunda, EHSE’nin yanma ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini HAD simülasyonu ile araştırmışlardır. Söz konusu motor için, deneysel sonuçlar ve HAD simülasyonu ile elde edilen silindir içi basınçlar arasında % 2.44 düzeyinde fark olduğu görülmüştür. Bu karşılaştırma sonunda HAD simülasyon yönteminin seçilen motor için uygulanabileceği sonucuna varılmıştır. Ayrıca; HAD simülasyon yönteminde EHSE’nin seyreltme, termal ve kimyasal etkileri de incelenmiştir. Sonuçlarda; EHSE’nin silindir içi ortalama basıncını ve sıcaklığını azalttığı ve tutuşma gecikmesini artırdığı belirlenmiştir. Ayrıca; EHSE ile NO_x ve is emisyonlarında önemli azalmalar gözlenmiştir. EHSE’nin; seyreltme etkisinin, termal etki ve kimyasal etki ile karşılaştırılmasından; motorun yanma işlemi ve emisyonları üzerindeki etkisinin daha baskın olduğu görülmüştür.

Sandeep vd. (2019); 3 silindirli, turboşarjlı DP bir dizel motorunda EHSE’nin motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Deneysel ve sayısal çalışmalar tam gazda ve (1725, 2075 ve 2425) d/d devirlerinde; 2.8 mg, 4 mg ve 6 mg suyun emme havasına püskürtülmesi durumları için gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmalarda AVL BOOST paket bilgisayar programı kullanılmıştır. Bu çalışmada; ilk olarak 2.8 mg su miktarı püskürtülerek deneysel çalışmalar

yapılmış ve aynı miktar su için AVL BOOST modeli uygulanarak ilgili modelin doğruluğu kontrol edilmiştir. Ardından doğrulanmış modelde, 4 mg ve 6 mg su püskürtülmesi durumları da incelenmiştir. Çalışma sonunda; tüm çalışma koşullarında AVL BOOST modelinde püskürtülen su miktarı arttıkça NO_x emisyonlarının azaldığı ancak is emisyonunun arttığı görülmüştür. Ayrıca; püskürtülen su miktarı arttığında efektif gücün ve ÖYT'nin azaldığı gözlenmiştir. Dolayısıyla bahsedilen olumsuzluğun üstesinden gelebilmek için; NO_x emisyonlarını % 8-10 mertebesinde düşüren, is emisyonunu ise yaklaşık % 20 arttıran optimum püskürtülen su miktarı olarak 2.8 mg seçilmiştir.

Başlıca literatürden görülebileceği gibi; SDY, değişik alternatif yakıt ve ek su kullanımı durumlarında dizel motoru çevrimlerini hesaplamak için boyutlu modellerin kullanılması ve uygulaması termodinamik esaslı modellere göre daha sınırlıdır. Yine de literatürde su kullanımının boyutlu modeller kullanılarak incelendiği sayısal çalışmalardan bazılarının özeti yukarıda sunulmuştur. İlgili çalışmalar sonunda, boyutlu paket bilgisayar programlarının dizel motoru çevrimlerini SDY ve EHSE durumlarında yeterli duyarlılıkta hesaplayabileceği görülmüştür. Bu sayısal çalışmalar sonunda ayrıca, EHSE'nin NO_x emisyonlarını önemli düzeyde azalttığı belirlenmiştir.

1.2.3.2. Dizel Motorlarında Termodinamik Esaslı Modelleme Çalışmaları ve Uygulamaları

Termodinamik esaslı modeller; motor silindirini veya isteğe bağlı olarak manifoldlarını da kapsayan açık sisteme motor çevrimi boyunca Termodinamiğin Birinci Kanununun uygulanması esasına dayanmaktadır ve bu modellerde genellikle silindir basıncı, sıcaklığı, iş ve ısı transferi vb. gibi büyüklükler için bir adi diferansiyel denklem takımı oluşturulmaktadır. Böylece bu modeller; zaman (yani motor için krank mili açısı) tek bağımsız değişken olduğundan, sıfır boyutlu modeller olarak da adlandırılmaktadır. Bu nedenle sıfır boyutlu modellerde elde edilen matematiksel denklem takımı adi diferansiyel denklem takımı yapısındadır ve elde edilen diferansiyel denklem takımı herhangi bir sayısal yöntem kullanılarak çözülebilmektedir (Sevimli, 2016; Şahin, 2002). İlgili diferansiyel denklemlerin çözümü sonunda dizel motoru çevrimi (veya benzin motoru çevrimi) hesaplanabilir ve motor performans parametreleri yeterli doğrulukta belirlenebilir. Termodinamik esaslı modellerde yanan kütle miktarı kosinüs yanma formüllü vb. gibi değişik varsayımlarla hesaplanmaktadır. Bu konu ile ilgili temel bilgiler aşağıda

termodinamik esaslı modellerin tanıtımı yapılırken ve literatür araştırması bölümlerinde verilecektir.

Sıfır boyutlu modeller yanma işleminin modellenmesinde yapılan varsayımlara göre sınıflandırılmaktadırlar. Literatürde yapılan çalışmalarda; Ramos (1989) sıfır boyutlu modelleri bir bölgeli, iki bölgeli ve çok bölgeli modeller (ÇBM) olmak üzere üçe ayırmaktadır. Ottikkutti vd. (1991) ise sıfır boyutlu modelleri bir bölgeli, iki bölgeli, üç bölgeli ve ÇBM şeklinde incelemiştir. Li (1992) bu modelleri sıfır boyutlu (tek bölgeli) modeller ve sanki boyutlu (çok bölgeli) modeller olarak ikiye ayırmıştır. Sunulan tez çalışmasında, sıfır boyutlu modeller tek bölgeli ve ÇBM şeklinde iki başlık altında ele alınacaktır.

1.2.3.2.1. Tek Bölgeli Modeller

Tek bölgeli çevrim modellerinde; yanma işlemi en basit şekilde, pratik olarak incelenmektedir. İlgili modellerde, yanma odası içerisindeki gaz karışımının yapısının homojen, basınç ve sıcaklığının üniform olduğu varsayılmaktadır. Ayrıca gaz karışımının durumu, özelliklerinin ortalama değerleri ile gösterilmekte; püskürtülen yakıtın silindirdeki gaz karışımı ile anlık olarak karıştığı ve yandığı varsayılmaktadır. Tek bölgeli çevrim modelinin uygulanmasıyla, silindir içerisindeki gaz karışımının basınç ve sıcaklık değerleri ve böylece motor çevrimi hesaplanabilmektedir. Çevrim hesabı sonunda ise motor performans parametreleri belirlenebilmektedir. (Foster, 1985; Heywood, 1989; Durgun 1988; Şahin, 2002). Ayrıca; tek bölgeli modeller basit olmalarına rağmen ÇBM'nin temelini oluşturmaktadır.

Tek bölgeli modellerde yanma işlemini daha ayrıntılı hesaplamak için kosinüs yanma fonksiyonu, gama bağıntısı (Ferguson, 1986) ve Wiebe (1956) fonksiyonu gibi fonksiyonlar da kullanılmaktadır (Safa, 2006). Bu durumda ilgili modeller motor çevrimini, motor performans parametrelerini gerçeğe daha yakın hesaplayabilmekte ve bu nedenle literatürde yaygın olarak kullanılmaktadırlar (Heywood, 1989; Durgun, 2007). Aşağıdaki paragraflarda tek bölgeli modellere örnek olarak Durgun (2007) tarafından geliştirilen çevrim modeli ve Ferguson (1986) tarafından geliştirilen çevrim modeline ilişkin bilgiler sunulacaktır. Ardından literatürde tek bölgeli çevrim modelleriyle ilgili yapılan çalışmalardan bazıları kısaca açıklanacaktır.

Durgun (2007), yapılan deneysel çalışmalardan elde edilmiş birçok ampirik bağıntı kullanılarak hem benzin hem de dizel motorları için ayrı ayrı düzenlenmiş tek bölgeli pratik bir çevrim modeli geliştirmiştir. Geliştirilmiş modelde yanma işlemi, ısı kayıplarının yanmada ısıdan yaranan verimi ile yaklaşık hesaba katılarak ve Termodinamiğin Birinci Kanununun düzenlenmesiyle hesaplanmaktadır. İlgili modelde ampirik bağıntılardaki katsayılar uygun şekilde seçildiğinde motor çevrimi gerçeğe yakın şekilde hesaplanabilmektedir. İlgili model, motor tasarımı dersinin alt yapısını oluşturmaktadır ve motor tasarımında yaygın olarak kullanılmaktadır. Ayrıca bu model daha ileri düzeydeki diğer modellerin temelini oluşturmaktadır.

Ferguson (1986), tarafından da; Termodinamiğin Birinci Kanununun uygulanmasıyla tek bölgeli bir çevrim modeli geliştirilmiştir. Burada bir çevrimde püskürtülen yakıtın kütlesi asimptotik forma sahip gama fonksiyonu ile modellenmektedir. Termodinamiğin Birinci Kanunu silindir içerisindeki gaz karışımına uygulanarak, basınç, sıcaklık, iş ve ısı kaybı için bir diferansiyel denklem takımı elde edilmektedir. Bu denklem takımı, sıkıştırmanın başlangıcından yanmanın sonuna kadar, 360 KMA boyunca seçilen krank mili açısı adımlarında çözülerek indike iş, ortalama indike basınç vb. gibi indike motor performans parametreleri belirlenebilmektedir. Ancak bu modelde emme ve eksoz işlemleri hesaplanmadığı gibi, efektif verim, mekanik verim, ortalama efektif basınç vb. gibi motor performans değerleri de belirlenmemektedir.

Sakhrieh vd. (2010) da; sıfır boyutlu tek bölgeli termodinamik esaslı başka bir çevrim modeli geliştirmişlerdir. İlgili modelde yanan kütle miktarı çift-Wiebe (1956) fonksiyonu kullanılarak hesaplanmıştır. Bu modelde; yanma sırasında açığa çıkan ısı enerjisinin % 20'sinin ön yanma evresinde (hızlı yanma evresi) ve % 80'inin ana yanma evresinde (karışım kontrollü yanma evresi) olduğu varsayılmaktadır. Diğer tek bölgeli modellerde olduğu gibi; motor çevrimi boyunca seçilen krank mili açısı adımlarında silindir basıncı ve sıcaklığı değerleri belirlenmektedir. Seçilen krank mili açıları silindir basıncı değerleri 2. dereceden herhangi bir sonlu fark yöntemi ile hesaplanmaktadır. Basınç değerlerini hesaplandıktan sonra ideal gaz denkleminde yararlanarak silindir sıcaklıkları bulunmaktadır. Burada silindir içerisindeki karışımın özgül ısıları sıcaklığın fonksiyonu olarak hesaplanmakta ve ısı transferi için ise Woschni (1967) bağıntısı kullanılmaktadır. Model; tek silindirli bir dizel motoruna uygulanarak gerekli sayısal değerlendirmeler yapılmıştır. Geliştirilen çevrim modelinde emme ve eksoz işlemleri modellenmemiştir. Bu çalışmada, motor çevriminin yalnızca sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemlerinden

oluştugu varsayılmıştır. Sıkıştırma işleminin başlangıç parametreleri ise deneysel verilerden yararlanılarak seçilmiştir. Burada geliştirilen model kullanılarak, devir sayısının ve ekivalans oranının ortalama efektif basınç ve efektif verim üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca (-8, -16 ve -24) KMA gibi farklı püskürtme avanslarının silindir basıncı ve sıcaklığı üzerindeki etkileri de araştırılmıştır. Sayısal çalışmada seçilen devir sayısı ve ekivalans oranı aralıkları sırasıyla (1000 ve 5000) d/d, (0.2 ve 1.2) olarak belirlenmiştir. Çalışma sonunda; -24 KMA püskürtme avansında püskürtme yapılması durumunda silindirde daha yüksek basınç ve sıcaklık değerleri elde edildiği görülmüştür. Ayrıca; ekivalans oranının ortalama efektif basınç üzerinde, devir sayısından daha etkili olduğu belirlenmiştir. Optimum efektif verim için, en iyi devir sayısı aralığının (2000 ve 3000) d/d gibi orta devirler ve ekivalans oranı aralığı için ise (0.5 ve 0.7) şeklinde olduğu görülmüştür.

Sindhu vd. (2014); dizel motoru çevrimini hesaplamak için Ferguson tarafından geliştirilen modele benzer tek bölge termodinamik esaslı bir çevrim programı geliştirmiştir. Bu modelde yanan kütle miktarı çift-Weibe (1956) fonksiyonu kullanılarak hesaplanmıştır. Çevrim modelinde silindir içerisindeki dolgunun ideal gaz karışımı olduğu kabul edilmiştir ve karışımın termodinamik özellikleri sıcaklığa, basınca ve ekivalans oranına göre belirlenmiştir. Silindirdeki ısı transferini belirlemek için Woschni (1967) bağıntısını kullanılmış, ancak silindirden kütle kaçağı ihmal edilmiştir ve püskürtülen yakıtın tamamının buharlaştığı ve buhar fazında olduğu varsayılmıştır. Çevrim modelinin doğruluğunun kontrolünden sonra aşağıda özetlenen sonuçlara ulaşılmıştır. Bu çalışma kapsamında; motor püskürtme avansının, emilen dolgunun basıncının ve EGR'nin dizel motor performansını etkileyen başlıca parametreler olduğu belirlenmiştir. Çalışma sonunda; püskürtme avansının artırılması durumunda silindirde daha yüksek basınç ve sıcaklık değerleri elde edildiği görülmüştür. Benzer şekilde, emilen havanın basıncının artmasıyla silindir sıcaklık ve basınç değerleri artmıştır. Ancak; EGR oranının artması ile silindir basıncı ve sıcaklık değerleri azalmıştır.

Literatürde; dizel motorlarında ek su kullanımı durumunda motor çevrimini hesaplayabilen tek bölge termodinamik esaslı çevrim modelleri de geliştirilmiştir. Böylece ilgili modellerden yararlanarak ek su kullanımının motor performans parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri sayısal olarak incelenmiştir.

Kaliaperumal ve Udayakumar (2009); tek silindirli DP bir dizel motorunda farklı su-dizel yakıtı karışımlarının kullanılmasının, motor performans parametreleri ve NO emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal olarak elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Sayısal çalışmada, sıfır boyutlu tek

bölgeli termodinamik esaslı bir çevrim modeli geliştirmişlerdir. Sayısal çalışmada kullanılan dizel çevrim modelinde silindir içerisindeki dolgunun ideal gaz karışımı olduğu ve söz konusu karışımın buhar fazında olduğu varsayılmıştır. İlgili modelde, silindir içindeki basınç ve sıcaklık dağılımının uniform olduğu ve bu değerlerin zamana (krank açısına) göre değiştiği varsayılmıştır. Gaz karışımının özgül ısısı sıcaklığın fonksiyonu olarak hesaplanmıştır. Modelde ısı transferini belirlemek için Hohenberg (1979) bağıntısı kullanılmıştır. Yanan kütle miktarı ise; Watson (1980) tarafından verilen bir yaklaşımla hesaplanmıştır. Bu yaklaşım Lyn (1963) tarafından geliştirilen bir ampirik bağıntıya dayanmaktadır. Bu bağıntının geliştirilmesinde dizel motorlarındaki yanma; ön yanma evresi ve ardından ana yanma evresi şeklinde iki evreye ayrılmaktadır. Söz konusu modelde; kapalı sistem varsayımı altında Termodinamiğin Birinci Kanunu'nun silindir içerisindeki gaz karışımına uygulanması sonunda sıcaklık, iş, ısı kaybı için adi bir diferansiyel denklem takımı elde edilmiştir. Bu adi diferansiyel denklem takımı, yanma işlemi boyunca seçilen krank açılarında Runge-Kutta (1995) yöntemi ile çözülerek silindir sıcaklıkları belirlenmektedir. Ardından ideal gaz denkleminde yararlanarak silindir basıncı değerleri hesaplanmaktadır. Sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin adyabatik olarak gerçekleştiği varsayılmakta ve bu işlemler boyunca basınç ve sıcaklık değerleri teorik çevrim analizinde olduğu gibi hesaplanmaktadır. Verilen dizel çevrim modelinde emme ve eksoz işlemleri de modellenmiştir. Bu modelde NO_x emisyonları, yanma işlemi süresince Zeldovich mekanizmasının kullanımıyla hesaplanmaktadır. Sayısal uygulamalarda; % (0, 10 ve 20) gibi farklı su-dizel yakıtı karışımlarının motor performans parametreleri ve NO_x emisyonları üzerindeki etkileri (0.95, 0.9, 0.85 ve 0.8) gibi farklı ekivalans oranları ve (1400, 1500 ve 1600) d/d devir sayıları aralığında ayrıntılı olarak incelenmiştir. Çalışma sonunda, su oranının artmasıyla açığa çıkan ısı oranının ve silindir basıncı değerlerinin arttığı belirlenmiştir. Ayrıca, 1500 d/d'de 0.85 ekivalans oranında; % 10 ve % 20 su-dizel yakıtı karışımlarında, NO_x emisyonlarında sırasıyla % 18 ve % 21.5 oranında azalmalar belirlenmiştir.

Kökkülünk (2012); dizel motorlarında ek su kullanımının ve EGR uygulamasının motor performansı parametreleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmanın deneylerinde tek silindirli, 4 zamanlı, su soğutmalı, DP, doğal emişli bir dizel motoru kullanılmıştır. Sayısal model olarak ise, Ferguson'un (1986) sıfır boyutlu tek bölgeli termodinamik esaslı çevrim modeli uyarlanmıştır. Bu sayısal modelde; silindir içerisindeki dolgunun ideal gaz karışımı olduğu ve homojen özellik gösterdiği varsayılmaktadır. Ayrıca; gaz karışımının termodinamik

özellikleri sıcaklığa, basınca ve ekivalans oranına göre belirlenmektedir. Bu modelde, silindirden kaybolan kütle miktarı sabit bir katsayı ile ve artık eksoz gazları da başka sabit bir katsayı ile hesaba katılmaktadır. Sayısal modelde ısı transfer katsayısı Hohenberg (1979) yaklaşımı ile hesaplanmakta, yanan kütle miktarı ise Wiebe (1956) fonksiyonu kullanılarak belirlenmektedir. Ayrıca; dizel motor çevriminin orijinal Ferguson (1986) modelinde olduğu gibi, yalnızca sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemlerinden oluştuğu varsayılmaktadır. Sıkıştırma işleminin başlangıç değerleri için deneysel verilerden faydalanılmıştır. NO_x emisyonları Zeldovich mekanizması kullanılarak hesaplanmıştır (Heywood, 1989). Yanma ürünlerinin kmol sayılarının belirlenmesi ve aynı zamanda karışımın termodinamik özelliklerini belirlemek için Olikara ve Borman (1975) tarafından geliştirilen iki kod (FARG ve ECP) kullanılmıştır. Kökkülünk (2012) modelinde su kullanımının etkisini hesaba katmak için ilgili alt programlarda su ve CO_2 eklemesi yapılarak geliştirilmiştir. Bu modelde de silindir basınç ve sıcaklık değişimleri krank mili açısına göre düzenlenmiş adi diferansiyel denklem takımı çözülmektedir. Deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırıldığında; geliştirilen modelin motor performans parametrelerini ve eksoz emisyonlarını maksimum yüzde 1.5 hata oranı ile hesapladığı belirlenmiştir. Deneysel ve sayısal incelemelerde; su buharının emme havasına püskürtülmesi ile döndürme momentinin, efektif gücün, efektif verimin ve ÖYT'nin iyileştiği gözlenmiştir. Ayrıca; emme havasına su buharının püskürtülmesi ile NO_x emisyon değerlerinin azaldığı, CO, CO_2 , ve HC ve is emisyonlarının çok fazla değişmediği anlaşılmıştır.

Yukarıda verilen literatür özetinden görülebileceği gibi, saf dizel yakıtı ve ek su kullanımı durumlarında dizel motoru çevrimlerini hesaplamak için termodinamik esaslı tek bölgeci birçok modelleme çalışması vardır. Ancak bu konuda su eklenmesi ile ilgili yapılan çalışmalar yinede sınırlı sayıdadır. Yukarıdaki bölümde su kullanımının termodinamik esaslı tek bölgeci modeller kullanılarak incelendiği sayısal çalışmalardan bazıları kısaca özetlenerek irdelenmiştir. Söz konusu çalışmalardan; termodinamik esaslı tek bölgeci modellerin dizel motor çevrimlerini hem SDY hem de ek su kullanım durumlarında yeterli doğrulukta hesaplayabileceği görülmektedir. Ayrıca; yapılan çalışmalarda termodinamik esaslı tek bölgeci çevrim modellerinde ek su kullanımının uygulanmasıyla özellikle NO_x emisyonlarında önemli düzeyde azalma olduğu anlaşılmaktadır. Literatürde uygulanan tek bölgeci çevrim modellerinde emme ve eksoz işlemleri göz önüne alınmamakta, genellikle sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri modellenmektedir. İlgili çalışmalarda sıkıştırma işleminin başlangıç değerleri için çoğunlukla deneysel veriler kullanılmıştır. Ayrıca yapılan

çalışmalarda genel olarak indike motor performans parametreleri hesaplandığı görülmektedir. Sunulan çalışmada ise literatürden farklı olarak; komple dizel motoru çevriminin hesaplanması için bir program hazırlandığından, emme ve eksoz işlemleri Durgun (2007) tarafından geliştirilen hesap yöntemiyle modellenmiştir. Sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri için ise orijinal olarak Ferguson (1986) tarafından verilen model uyarlanıp geliştirilerek kullanılmıştır. Söz konusu dizel motoru çevrim modeli ilk aşamada SDY için geliştirilmiştir ve doğruluğu kontrol edilmiştir. Ardından ise; dizel motoru çevrim modeli EHSE durumu için uyarlanarak ve geliştirilmiştir. Böylece özellikle sunulan çalışmada ve benzeri diğer çalışmalarda komple dizel motor çevrimi modellendiğinden efektif motor performans parametreleri de hesaplanmıştır.

Sonuç olarak; sunulan çalışmada geliştirilen termodinamik esaslı tek bölgeli çevrim modelinde, komple motor çevrimi ve motor performansı parametreleri hesaplanabilmektedir. Bu model kısa sürede kolayca uygulanabilmektedir. Bu modellerde kullanılan ampirik bağıntılardaki katsayılar, farklı motorlar için ya da aynı motorun değişik çalışma koşulları için uygun şekilde seçildiklerinde, motor çevrimi ve motor performans parametreleri gerçeğe yakın şekilde hesaplanabilmektedir (Şahin, 2002). Termodinamik esaslı tek bölgeli çevrim modelinde hızlı ve basit hesap kolaylığı sağlanmasıyla birlikte, burada alevin yayılması, türbülans özellikleri gibi fiziksel özelliklerin etkileri göz ardı edilmektedir. Yanma olayının çözülmesine fiziksel ve kimyasal açıdan yaklaşılacak çalışmaların çoğunda çok bölgeli modeller (ÇBM) kullanılmaktadır.

1.2.3.2.2. Çok Bölgeli Modeller (ÇBM)

Yukarıdaki paragraflarda açıklandığı gibi, termodinamik esaslı tek bölgeli çevrim modellerinde silindir içindeki gaz karışımının homojen bir karışım olduğu varsayılmaktadır. Halbuki gerçekte, dizel motorlarında, dizel yakıtı enjektörden farklı büyüklüklerde damlacıklar şeklinde püskürtülmekte ve silindir içerisine homojen şekilde dağılmamaktadır. Bunun sonucunda yanma odasında, yakıtça fakir ve zengin bölgeler oluşmaktadır. Yani gerçekte dizel motorlarında silindir içerisindeki gaz karışımı heterojendir. Bu nedenle, gerçeğe daha yakın çevrim hesabı yapabilmek için ÇBM’de silindir içerisi uygun şekillerde bölgelere ayrılmaktadır. Literatürde çok bölgeli yanma modellerinin uygulandığı değişik yaklaşımlar vardır (Arsie vd., 2005; Ferguson, 1986; Heywood, 1989; Ramos, 1989; Safa,

2006; Şahin, 2002). Bu modeller de genel olarak iki bölgeli, üç bölgeli ve çok bölgeli modeller şeklinde gruplandırılmaktadır.

Çok bölgeli modellerde, püskürtülen dizel yakıtının genellikle konik şekilli bir yakıt demeti oluşturduğu varsayılmaktadır ve bu konik yakıt demeti uygun şekilde bölgelere ayrılmaktadır. İlgili modellerde bu şekilde oluşturulan bölgelerde Termodinamiğin Birinci Kanunu, ideal gaz denklemi ve kütle korunumu denklemleri uygulanarak silindir basıncı, bölgelerin sıcaklıkları veya hacimleri, ısı transferi, iş vb. büyüklükler için adi bir diferansiyel denklem takımı elde edilmektedir. İlgili denklem takımı sıkıştırma işleminin başlangıcından genişleme işleminin sonuna kadar, seçilen uygun krank mili açısı adımlarında, herhangi bir uygun sayısal yöntemle çözülmektedir. Böylece bu adi diferansiyel denklem takımının çözümü sonunda silindir basıncı, bölgelerin sıcaklıkları ve hacimleri ve çevrim sonunda yapılan indike iş belirlenebilmektedir. Bu şekilde çevrim hesabı yapıldıktan sonra motor performans parametreleri de hesaplanabilmektedir. Literatürde yer alan bazı termodinamik esaslı çok bölgeli modellerde emme ve eksoz işlemleri de uygun yaklaşımlarla hesaba katılabilmektedir. Bununla birlikte; literatürde, emme ve eksoz işlemleri modellenmeden çevrim hesabının yapıldığı ÇBM de vardır. Çok bölgeli modellerde adi diferansiyel denklem takımı oluştururken genellikle silindir içerisine oluşturulan bütün bölgelerde basıncın eşit olduğu düşünülmektedir. Buna karşın her bir bölgenin hacmi ve sıcaklığı ayrı ayrı hesaplanmaktadır. Literatürde geliştirilen çok bölgeli modellerde demetin boyu, demetin ilerlemesi, demetin içerisinde havanın çekilmesi, atomizasyon, damlacıkların buharlaşması gibi olaylar uygun varsayımlarla göz önüne alınmaktadır. Bu olayların hesaplanmasının araştırmacılar tarafından farklı farklı yaklaşımlarla uygun şekillerde yapıldığı görülmektedir. ÇBM’de yanma ürünlerinin ve silindir içerisindeki gaz karışımının termodinamik özellikleri, genellikle kimyasal denge katsayılarından faydalanılarak hesaplanmaktadır. Bununla birlikte, ÇBM’de NO_x ’in hesaplanmasında çoğunlukla Zeldovich mekanizması uygulanmaktadır. Aşağıdaki paragraflarda literatürde yer alan ÇBM’den birkaç örnek olarak tanıtılacaktır.

Cui vd. (2001); turboşarjlı bir DP dizel motorunun çevriminin hesaplanması için bir termodinamik esaslı çok bölgeli yanma modeli geliştirmişlerdir. Burada, yanma odasına püskürtülen yakıt demeti uygun şekilde çok sayıda bölgeye ayrılmıştır. Söz konusu çalışmada, doğruluk ve işlem süresi göz önüne alınarak, yakıt demetinin yaklaşık 200 küçük bölgeye ayrılması düşünülmüştür. Böylece oluşturulan her bir bölgedeki yakıt damlacıklarının parçalanması ve buharlaşması, yakıt-hava karışımının oluşumu, yakıt-hava

karışımının tutuşması, yakıt demetinin yanma duvarlarına değmesi, ısı transferi ve eksoz emisyonlarının oluşumu gibi olaylar uygun şekillerde hesaba katılmıştır. Oluşturulan bölgelerin basınçlarının eşit olduğu kabul edilmiş, buna karşın her bir bölgenin sıcaklıkları ve hacimleri ayrı ayrı hesaplanmıştır. Burada bölgelerin hacimlerini verecek şekilde silindir basıncı iteratif olarak belirlenmiştir. Böylece belirlenen silindir basınçları kullanılarak her bir bölgenin sıcaklığı ve diğer özellikleri de iteratif olarak hesaplanmıştır. Bu çalışmada farklı çalışma koşulları için motorun devir sayısı, yük durumu ve hava-yakıt oranı gibi parametreler çeşitli aralıklarda değiştirilerek, silindir basıncı ve NO_x emisyonları hesaplanmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar deneysel verilerle de karşılaştırılmıştır. Çalışma sonunda; ilgili modelin çeşitli çalışma koşullarında silindir basınçlarını ve NO_x emisyonlarını yeterli doğrulukta belirleyebildiği görülmüştür.

Şahin (2002); dört silindirli turboşarjlı bir dizel motorunda, etanol fumigasyonunun farklı oranlarda uygulanmasının motor performansı ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Bu sayısal çalışmada; termodinamik esaslı çok bölgeli bir yanma modeli kullanılmıştır. Burada püskürtülen yakıtın konik bir yakıt demeti oluşturduğu varsayılmış ve ilgili yakıt demeti uygun şekilde çok sayıda bölgeye ayrılmıştır. Ancak burada yakıt demetinin tamamen buhar fazında olduğu düşünülmüştür. Diğer çok bölgeli modellerde olduğu gibi burada da silindir basıncının tüm bölgelerde eşit olduğu buna karşın bölgelerin sıcaklıklarının (aslında hacimlerinin) farklı olduğu varsayılarak silindir çevrimini hesaplamak için adi bir diferansiyel denklem takımı elde edilmiştir. İlgili denklem takımının çözülmesiyle motor çevrimi ve motor performans parametreleri etanol fumigasyonu için değerlendirilmiştir. Yapılan çalışma sonunda, etanol fumigasyonun motor performansı ve eksoz emisyonları açısından ümit verici sonuçlar verdiği belirlenmiştir.

Rakopoulos vd. (2004) DP bir dizel motoru için termodinamik esaslı iki bölgeli bir yanma modeli kullanılarak çevrim hesabı yapmışlardır. Geliştirilen iki bölgeli çevrim modelinde, konik yakıt demetinde yanabilecek şekilde hava ile karışmış yakıtın yanmış bölgeyi ve yanmış bölgenin çevresindeki havanın da yanmamış bölgeyi oluşturduğu varsayılmıştır. Bu modelde yanmış ve yanmamış bölgelere Termodinamiğin Birinci Kanunu, ideal gaz denklemi ve kütlenin korunumu denklemleri uygulanarak silindir basıncı, bölgelerin sıcaklıkları ve hacimleri, ısı transferi, iş vb. büyüklükler için adi bir diferansiyel denklem takımı elde edilmiştir. İlgili denklem takımı sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri boyunca sayısal olarak çözülmüştür. Bu modelde emme ve eksoz işlemleri hesaplanmamıştır. Yanma işleminin hesaplanmasında yanma hızı için Whitehouse ve Way'in

(1970) yarı ampirik bağıntısı kullanılmıştır. NO_x 'ler Zeldovich mekanizması ve is emisyonları ise William H.Lipkea (1994) tarafından önerilen bağıntılar kullanılarak belirlenmiştir. Söz konusu iki bölgeyi yanma modelinde; yakıt demetinin yanma odasında ilerlemesi, yakıt demetinin çevresindeki havanın demet içerisine çekilmesi, ısı transferi vb. gibi olayların hesaplanması gerçekleştirilmiş ve işlemler için çeşitli alt modeller geliştirilmiştir. Ayrıca, geliştirilen bu modelin doğruluğu kontrol edilmiş ve deneylere uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür.

Dizel motorlarında; ÇBM, değişik alternatif yakıt çalışmalarında (C.D.Rakopoulos vd., 2008; Nemati vd., 2016; Şahin, 2002; Şahin ve Durgun, 2007) ve ek su kullanımının etkisinin incelenmesinde (Gonca vd., 2015; Elaheh Neshat vd., 2019; Parlak vd., 2019) yaygın olarak uygulanmıştır. Dizel motorlarında ek suyun kullanımının, termodinamik esaslı ÇBM'ler uygulanarak incelenmesine yönelik bazı örnek çalışmalar aşağıdaki paragraflarda açıklanmıştır.

Ishida vd. (1997); DP, turboşarjlı ve 4 silindirli bir dizel motorunda, EHSE yöntemini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmada aslında yazarlar EHSE yönteminin uygulanmasının NO_x emisyonları üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Burada EHSE'nin etkilerinin sayısal olarak incelenmesinde termodinamik esaslı iki bölgeyi bir çevrim modeli kullanılmıştır. Bu çalışmada; hava, su ve artık eksoz gazları karışımı ile yanabilecek şekilde karışmış dizel yakıtı karışımının yanmış bölgeyi (yanmış karışım) ve yanmış bölgenin çevresindeki hava-su-artık eksoz gazları karışımının da yanmamış bölgeyi (yanmamış karışım) oluşturduğu varsayılmıştır. Bu çalışmada; her iki bölgedeki gaz karışımlarının kendi içerisinde uniform dağıldığı ve bölgelerin adyabatik olduğu varsayılmıştır. Bunların yanında, silindir basıncının her iki bölgede eşit olduğu düşünülmüştür. Söz konusu modelde silindire emilen havanın, püskürtülen suyun ve artık eksoz gazlarının kütleleri; hava fazlalık katsayısı değerinden ve emme havasına püskürtülecek su miktarından yararlanarak uygun bağıntılar kullanılarak belirlenmiştir. Silindire püskürtülen dizel yakıtı ve yanan yakıtın kütleleri seçilen her krank mili açısı adımlarında uygun şekilde hesaplanmıştır. Bu modelde yanan yakıtın kütlesi açığa çıkan ısı oranından belirlenmiştir. Bu durumda açığa çıkan ısı oranı bağıntısında kullanılması gereken basınç değerleri ise, deneysel olarak belirlenmiş değerlerdir. Yani burada, modelde deneysel olarak ölçülmüş basınç değerleri kullanılmıştır. Doğal olarak burada geliştirilen model deneysel çalışma ile iç içedir. Ayrıca yanmış bölgeye çekilen su-artık eksoz gazları karışımının kütlesi de hava fazlalık katsayısına bağlı olarak ampirik bağıntılar kullanılarak uygun şekilde hesaplanmıştır. Silindir sıcaklıkları, her iki

bölge için ayrı ayrı ideal gaz denkleminde belirlenmiştir. Düşük ve yüksek sıcaklıklar için, karışımdaki her bir maddenin hacimsel oranı ve aynı zamanda yanma ürünleri kimyasal denge reaksiyonlarından belirlenmiştir. Yanma ürünlerinin hacimsel oranlarının belirlenmesinden sonra karışımın entalpisi, sabit basınçtaki özgül ısı, universal gaz sabiti ve kmol kütlesi gibi termodinamik özellikler hesaplanmıştır. İlgili modelde NO_x emisyon oluşumu Zeldovich mekanizmasına göre hesaplanmıştır. Deneysel çalışmada, suyu emme havasına püskürtmek için benzin enjektörü kullanılmıştır. Deneysel çalışmada ek suyun NO_x emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Deneysel çalışma sonunda; birim kg hava başına 0.03 kg su püskürtüldüğünde, NO_x emisyonlarında % 50 azalma sağlanmıştır Sayısal çalışmada NO_x 'lerde hesaplanan azalma oranı deneysel sonuçlarla hemen hemen aynı düzeyde olmuştur.

Parlak vd. (2019); Miller çevrimli bir dizel motoru ile geleneksel dizel motorunda, emme kanalından emilen havanın içerisine su buharı püskürtülmesinin, motor performansı ve NO emisyonları üzerindeki etkilerini sayısal olarak araştırmışlardır. Bu çalışmada; Miller çevrimli dizel motorunda emme supabı AÖN'den daha sonra kapatılıp, sıkıştırma oranı genişleme oranına göre azaltılarak gerçekleştirilmiştir. Emme supabı AÖN'den 30 KMA kadar geç kapatılmıştır. İlgili çalışmada, Ferguson'un (1986) termodinamik esaslı iki bölgeyi yanma modelini geliştirerek kullanılmıştır. Bu model, hem Miller çevrimli dizel motoru hem de geleneksel dizel motoru için uygulanmıştır. Söz konusu modelde her iki bölge için; Termodinamiğin Birinci Kanunu silindir içerisindeki gaz karışımına uygulanarak sıcaklık, basınç, iş ve ısı kaybı için adi bir diferansiyel denklem takımı elde edilmiştir. Bu adi diferansiyel denklem takımı, sıkıştırma işlemi başlangıcından genişleme işlemi sonuna kadar seçilen krank açılarındaki Runge-Kutta (1955) yöntemi ile çözülerek silindir basıncı ve bölgelerin sıcaklıkları belirlenmiştir. Bu modelde yanan kütle miktarı çift-Wiebe (1956) fonksiyonu kullanılarak hesaplanmıştır. Bu çalışmada kullanılan termodinamik esaslı iki bölgeyi çevrim modeli deneysel verilere yakın sonuçlar vermiştir. Bu nedenle; geliştirilen çevrim modelinin geleneksel dizel motor ile Miller çevrimli dizel motorunun karşılaştırılmasında tercih edilebilir olduğu belirtilmiştir. Elde edilen sonuçlarda; buhar püskürtmeli Miller çevrimli dizel motorunun, buhar püskürtmeli geleneksel dizel motoruna göre; düşük devirlerde daha verimli olduğu belirlenmiştir. Buhar püskürtülmesiyle her iki durum için, daha düşük oranda NO_x emisyon üretiminin sağlanmış olmasına karşın, daha düşük güç üretildiği belirlenmiştir.

Sunulan literatür özetinden; ÇBM'nin, saf dizel yakıtı için tüm motor çevriminin hesaplanmasında, motor performans parametrelerinin ve eksoz emisyonlarının belirlenmesinde yaygın olarak kullanıldığı görülmektedir (Jochim vd., 2017; E. Neshat vd., 2017; Raptotasios vd., 2015; Savva ve Hountalas, 2014; Şahin ve Durgun, 2008). Ayrıca, söz konusu modellerin dizel motorlarında alternatif yakıtların (Nemati vd., 2016; Rakopoulos vd., 2008; Rossomando vd., 2017; Şahin ve Durgun, 2007) ve ek suyun kullanımının (Gonca vd., 2015; Kökkülünk vd., 2013; Elaheh Neshat vd., 2019; Parlak vd., 2019) motor performansına ve eksoz emisyonlarına etkilerinin belirlenmesinde de etkin biçimde kullanıldığı görülmüştür. Yapılan literatür araştırmasından, termodinamik esaslı çok bölgeli çevrim modellerinin uygulanmalarının kolaylığı, hesaplama sürelerinin kısalığı, deneysel motor performans verilerine oldukça yakın sonuçlar vermeleri gibi üstünlükleri nedeniyle akademik çalışmalarda sıklıkla tercih edildiği görülmüştür (Bulca, 2000; Safa, 2006; Shah, 2011; Şahin ve Durgun, 2008; Yüksek, 2013).

1.3. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı

Sunulan tez çalışması deneysel ve sayısal olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Deneysel ve sayısal çalışmalara ilişkin bilgiler "2.Yapılan Çalışmalar" bölümünde verilecektir. Her iki bölüm için literatür araştırması yukarıdaki paragraflarda sunulmuştur. Deneysel bölüm için, literatür araştırmasından görülebileceği gibi, suyun dizel motorlarında kullanımı su-dizel yakıtı karışımı yöntemi, suyun silindire doğrudan püskürtülmesi yöntemi ve emme kanalında emme havası içerisine su püskürtülmesi yöntemi olmak üzere üç şekilde gerçekleştirilmiştir. Ancak; su-dizel yakıtı karışım yöntemi daha yaygın olarak uygulanmıştır (Canfield, 1999; Fahd vd., 2013; Jhalani vd., 2019; Kumar vd., 2013; M.Abu-Zaid, 2004; Mahmood vd., 2019; Yılmaz vd., 2014). Bunun yanı sıra, literatürde EHSE ile yapılan çalışmalar da vardır ancak ilgili çalışmalar su-dizel yakıtı karışımı çalışmalarına göre daha sınırlı sayıdadır (Ayhan ve Ece, 2020; Gowrishankar vd., 2020; Ma vd., 2014; Sandeep vd., 2019; Şahin vd., 2018; Şahin vd., 2014). Literatürde suyun silindire doğrudan püskürtülmesi çalışmaları ise yok denecek kadar azdır ve bu yöntemin uygulanması diğer su kullanım yöntemlerine göre çok zor ve pahalıdır (Ayhan ve Ece, 2019; Rahimi Boldaji vd., 2018; Zhang vd., 2017).

Su-dizel yakıtı karışımı yönteminde, suyun dizel yakıtı ile kararlı ve homojen olarak karışabilmesi için surfaktan maddeye ve basit bir karıştırıcı donanımına ihtiyaç duyulmaktadır. Ayrıca; bu yöntemde belirlenen su-dizel yakıtı-surfaktan madde karışımı doğrudan yakıt

tankında bulunduğundan, motor çalışırken farklı oranlarda karışımların kullanılması pek mümkün değildir. Farklı bir karışımın kullanılması için su-dizel yakıtı karışımının yakıt tankından boşatılması ve yeni oranlarda hazırlanacak karışımın tanka doldurulması gerekmektedir. Buna karşın, EHSE’de herhangi bir katkı maddesine ve karıştırıcı donanımına gerek yoktur. Literatür araştırmasında EHSE’de genellikle basit püskürtme donanımları kullanılmıştır ve emme havasına eklenecek su miktarı motor çalışırken kolaylıkla değiştirilebilmektedir. Bu yöntemin uygulanması su-dizel yakıtı karışımına göre daha kolay ve ekonomiktir. Suyun silindire doğrudan püskürtülmesi çalışmalarında ise; motor silindirine veya silindirlerine direkt püskürtme yapabilecek ek bir su enjektörünün kullanılması yapılmalıdır. Bu nedenle bu yöntemin uygulanabilmesi için motorda yapısal değişiklikler gerekmektedir. Ayrıca; suyun istenilen oranda ve zamanlamada püskürtülebilmesi için ileri teknolojik bilgiye ve alt yapıya gerek duyulmaktadır. Bu nedenle; suyun silindire doğrudan püskürtülmesi yöntemi, EHSE yöntemine göre daha yüksek maliyetlidir ve uygulanabilirliği güçtür. Ancak suyun doğrudan silindire püskürtülmesi yönteminin, yanma işleminin kontrolünün daha iyi yapılabilmesi ve NO_x emisyonlarının önemli ölçüde azaltılması gibi üstün yönleri de vardır. EHSE yönteminin; ekonomik ve pratik olarak uygulanabilirliğinden, motorda yapısal olarak pek önemli bir değişiklik gerektirmediğinden ve emme havasına püskürtülen su miktarının kolaylıkla ayarlanabilmesinden dolayı sunulan tez çalışmasında bu yöntem tercih edilmiştir. Ayrıca, literatürde söz konusu yöntemin uygulandığı çalışmalar sınırlı sayıdadır ve deneysel çalışmalarda genellikle tek silindirli deney motorları kullanılmıştır. Yani literatürde yapılan deneysel çalışmalarda seçilen çalışma koşulları sınırlıdır, yani suyun etkileri sadece birkaç yük durumu, sınırlı sayıda devir sayısında ve su oranı incelenmektedir. Sunulan tez çalışmasında ise 5 farklı devir sayısı, her devir sayısı için 6 farklı yük ve 6 farklı su oranı için deneyler yapılmıştır ve deneyler sistematik bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneylerden ölçülen basınç ve hacim değerlerinden faydalanılarak açığa çıkan ısı oranları da her bir devirde, seçilen yükler ve su oranları için ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Sunulan tez çalışmasının deneysel bölümünde, deneyler 4 silindirli common-rail püskürtme sistemine sahip DP bir otomobil dizel motorunda yapılmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan motor güncel bir motordur ve otomotiv endüstrisinde Renault Kango ve Renault Clio model otomobillerde kullanılmaktadır. Bu bağlamda; deneysel çalışmada elde edilen sonuçların doğrudan otomobil sanayisinde uygulanabileceği söylenebilir. Deneysel çalışmada; EHSE yönteminin uygulanmasında basit bir karbüratör kullanılmıştır. Deney motorunda, başka herhangi bir yapısal değişiklik yapılmamıştır. Yani EHSE için kullanılan

sistem oldukça ekonomiktir ve pratiktir. Sunulan tez çalışmasının deneysel bölümünde EHSE'nin ÖYT, CO₂, eksoz emisyonları (CO, NO_x, HC ve duman koyuluğu), silindir basınçları ve sıcaklıkları, açığa çıkan ısı miktarı ve yanma süresi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Deneysel çalışmada kullanılan deney sisteminden, P(bar)-V(cm³) basınç-hacim ve P(bar)- θ (KMA) basınç-krank mili açısı diyagramları elde edilmiştir. Yapılan deneyler 5 farklı devir sayısı, her devir sayısı için 6 farklı yük durumu ve 6 farklı yüzde su oranı için yapılmıştır. Deneylerden ölçülen basınç ve hacim değerlerinden yararlanarak silindir sıcaklıkları ve açığa çıkan ısı oranları hesaplanmıştır ve eğrileri çizilmiştir. Ancak sunulan tez çalışmasında; yalnızca silindir basınçları, silindir sıcaklıkları ve açığa çıkan ısı oranları eğrileri tam yük durumu için sunulmuştur. Ayrıca; deneysel olarak, 5 farklı devir sayısında, her devir sayısı için 6 farklı yük durumunda ve 6 farklı su oranında için açığa çıkan ısı oranlarının krank mili açısına göre eğrilerinden yararlanarak yanma süreleri yaklaşık olarak belirlenmiştir. Yapılan çalışmalar bölümünde tanıtılan yöntemle, 5 farklı devir sayısı, her devir sayısı için 6 farklı yük durumu ve 6 farklı yüzde su oranı için elde edilen yanma süreleri kullanılarak Y (Nm) yük, n (d/d) devir sayısı ve R (%) su oranı bağlı ampirik bir $\Delta\theta$ (KMA) yanma süresi bağıntısı elde edilmiştir. Yanma süresi bağıntısını geliştirmek için deneysel verilere, en küçük kareler yöntemine göre 2. dereceden çoklu regresyon yöntemi uygulanmıştır. Yanma süresi için geliştirilen bağıntı sayesinde, deney motoru için deney yapılmayan herhangi bir devir sayısında, yük değerinde ve su oranında yanma süresi belirlenebilmektedir. Ardından geliştirilen yanma süresi bağıntısı, sayısal çalışma bölümünde sunulan çevrim modelinde kullanılmıştır. Ferguson (1986) tarafından verilen çevrim modelinde yanma süresi giriş değeri olarak seçilmektedir. Oysa güncel motorlarda yanma süresi farklı olabilir ve söz konusu değerin daha doğru olarak belirlenmesi gerekir. Bu nedenle sunulan sayısal çalışmada geliştirilen yanma süresi bağıntısı kullanılarak çevrim modeli çalışması bir adım daha ileri taşınmıştır.

Sunulan tezin sayısal çalışmalarla ilgili literatür araştırmasından görüleceği üzere; boyutlu modeller genellikle silindir içi akış alanlarının çözümünde, yanma odasının geometrisinin belirlenmesinde ve eksoz emisyonlarının incelenmesinde kullanılmaktadır (Bedford vd., 2000; Lamas vd., 2013; Ma vd., 2014; Payri vd., 2004; S. Sandeep vd., 2019; Tamma vd., 2003). Boyutlu modellerin uygulanmasında yüksek kapasiteli süper bilgisayarların kullanılması gerekliliği, analizlerin zaman alıcı olması, tüm motor çevrimlerinin modellenmesinin ve çözümünün oldukça zor olması gibi nedenlerden dolayı, literatürde termodinamik esaslı modellere göre daha sınırlı sayıda uygulandıkları

görülmektedir. Sunulan tez çalışmasında; literatürde boyutsuz model olarak bilinen termodinamik esaslı tek bölgeli bir modelin kullanımı tercih edilmiştir (Kaliaperumal ve Udayakumar, 2009; Kayadelen ve Ust, 2013; Kökkülünk, 2012; Maroteaux ve Saad, 2015; Sakhrieh vd., 2010; Sindhu vd., 2014). Bunun yanında literatürde çok bölgeli termodinamik esaslı modeller de vardır (Cui vd., 2001; Hountalas vd., 2006; Ishida vd., 1997; Parlak vd., 2019; Rakopoulos vd., 2004; Şahin, 2002). Ancak; burada amaç yalnız dizel yakıtı için dizel motoru çevrimini hesaplamak olmadığından, ayrıca EHSE durumunun da modellenmesi gerektiğinden, sunulan çalışmada termodinamik esaslı tek bölgeli bir modelin uyarlanarak geliştirilmesi düşünülmüştür. Literatürden çok iyi bilindiği gibi termodinamik esaslı çevrim modellerinin kolay uygulanabilir olması; hesaplamaların kısa sürede sonuç vermesi; saf dizel yakıtı, farklı alternatif yakıt ve ek su kullanımı gibi durumlarda motor performans parametrelerinin belirlenmesinde tercih edilmesinden dolayı, sunulan tez çalışmasında tek bölgeli termodinamik esaslı bir çevrim modelinin uyarlanarak kullanılması ve geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Literatürdeki sayısal uygulamalarla ilgili değerlendirmelerden görülebileceği gibi, tüm dizel motor çevriminin modellendiği çalışmalar çok sınırlı sayıdadır (Kaliaperumal ve Udayakumar, 2009). Modelleme çalışmaları, genellikle sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri hesaplanarak gerçekleştirilmiştir (Ferguson, 1986; Rakopoulos vd., 2004; Sakrieh vd., 2010). Emme ve eksoz işlemlerinin hesabı ise göz ardı edilmiştir. Sıkıştırma işleminin hesabına başlayabilmek için gerekli sıcaklık ve basınç değerleri genellikle deneysel verilerden alınmıştır. Ayrıca; söz konusu çalışmalar genellikle doğal emişli motorlar için yapılmış, turboşarjlı motor durumu için ise modelleme çalışmaları çok sınırlı sayıda kalmıştır.

Sunulan tez çalışmasında emme ve eksoz işlemleri de hesaba katılmıştır. Bu amaçla Durgun (2007) tarafından geliştirilen basit bir hesap yöntemi kullanılmıştır. Sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemlerinde ise Ferguson (1986) tarafından verilen hesap yöntemi uyarlanıp geliştirilerek kullanılmıştır. Ayrıca bu çalışmada kullanılan model hem doğal emişli hem de turboşarjlı motorlar için uygulanabilecek şekilde hazırlanmıştır. Motor çevrimi hesaplandıktan sonra, önce indike motor performans parametreleri hesaplanmıştır. Ardından da Durgun (2007) ve Heywood (1989) tarafından verilen $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basınç bağıntıları dikkate alınarak efektif motor performans parametreleri hesaplanmıştır. Burada ayrıca efektif motor performans parametrelerinin hesabında da doğal emişli ve turboşarjlı motorlar için ayrı ayrı mekanik kayıplar ortalama basıncı bağıntıları kullanılmıştır.

Geliştirilen termodinamik esaslı tek bölgeli dizel motor çevrim modelinin doğruluğu ilk olarak SDY için kontrol edilmiştir (Kızıltan, 1988; Kökkülünk, 2012; Puhan vd., 2009; Rajak vd., 2018; Tuti, 2012). Ardından burada SDY için önceden geliştirilmiş olan termodinamik esaslı tek bölgeli çevrim modeli EHSE durumu için uyarlanmıştır. Aslında burada amaç; geliştirilen termodinamik esaslı tek bölgeli dizel motor çevrim modeli ile EHSE durumunun hesaplanmasıdır. Bu uyarlamada orijinal modele, EHSE durumu için bazı değişiklikler yapılmıştır. Bunlardan ilki, EHSE durumunda emme manifoldundaki sıcak hava içerisine püskürtülen suyun buharlaşması sonucu emme sonu sıcaklığının SDY durumuna göre biraz azalmasının hesaba katılmasıdır. Emme sonu sıcaklığındaki azalma, silindirdeki dolgu ve EHSE ile eklenen su arasında basit bir buharlaşma formülü kullanılarak ısı dengesi uygulanarak hesaplanmıştır. Bir diğeri ise; EHSE durumunda, düşük ve yüksek sıcaklıkta karışımın termodinamik özelliklerinin hesabı için yapılmıştır. Düşük ve yüksek sıcaklıktaki karışımın termodinamik özelliklerini hesaplamak için önce yanma denklemlerinin düzenlenmesi ve yanma ürünlerinin hacimsel oranlarının belirlenmesi gerekmektedir. Böylece, EHSE durumu için yanma denklemleri yeniden düzenlenmiştir. Ardından yanma ürünlerinin hacimsel oranları belirlenmiş ve karışımın termodinamik özellikleri SDY’de olduğu gibi hesaplanmıştır. Son olarak; EHSE durumunda R (%) su oranı, n (d/d) devir sayısı ve Y (Nm) yük parametrelerine bağlı olarak geliştirilen $\Delta\theta$ (KMA) yanma süresi bağıntısı tek bölgeli dizel motor çevrim modelinde kullanılmıştır. Yukarıdaki paragraflarda belirtildiği gibi Ferguson (1986) modelinde yanma süresi bir giriş verisidir. Oysa sunulan tez çalışmasında, EHSE durumu için çevrim modelinde herhangi bir devir sayısına, yük değerine ve su oranına göre yanma süresi deneysel verilerden yararlanarak geliştirilen ampirik bağıntıdan belirlenebilmektedir. Bu bölüm aslında tezin en önemli orijinal bölümlerinden birini oluşturmaktadır.

EHSE durumunda sayısal modelin doğruluğu ise, Tuti’nin (2012) deneysel çalışmasının ve Kökkülünk’ün (2012) hem deneysel hem de sayısal çalışmalarının sonuçları ile karşılaştırma yapılarak gösterilmiştir. SDY ve EHSE durumları için yapılan modellemelerde doğruluk kontrolleri sunulan çalışmada motor performans parametrelerinin bu karşılaştırılmaları, silindir basıncı, silindir sıcaklığı ve açığa çıkan ısı oranı değişimlerinin karşılaştırılmaları yapılarak sağlanmıştır. Ayrıca sonuçlar; tablolar ve grafikler şeklinde de sunulmuştur. Sunulan tez çalışmasında geliştirilen dizel çevrim modeli, daha farklı motorların hem SDY hem de EHSE durumları için komple motor çevrimini hesaplamada ve efektif motor performans parametrelerini belirlemede kullanılabilir.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Sunulan tez çalışması deneysel ve sayısal olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Deneysel ve sayısal çalışmalara ilişkin ayrıntılı bilgiler Bölüm 2.1 ve 2.2’de sırasıyla verilmiştir.

2.1. Deneysel Çalışma

Sunulan tez çalışmasında; günümüzde yaygın olarak kullanılan bir taşıt dizel motorunda (Renault, K9K 700), EHSE yönteminin etkileri, farklı çalışma koşulları altında incelenmiştir. Burada EHSE’nin özgül yakıt tüketimi (ÖYT), silindir basıncı, silindir sıcaklığı, açığa çıkan ısı oranı, yanma süresi ve eksoz emisyonları (CO , HC , CO_2 , NO_x ve is) üzerindeki etkileri deneysel ve teorik olarak ayrıntılı biçimde incelenmiştir. İlgili tez çalışmasının deneyleri KTÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarında mevcut olan deney düzeneğinde yapılmıştır. Bu deney düzeneği farklı yüksek lisans ve doktora tez çalışmalarında kullanılmıştır (Kurt, 2020; Tuti, 2012). EHSE’nin motor performansı ve NO_x ’ler üzerindeki etkileri yazarın yüksek lisans tezinde incelenmiştir (Tuti, 2012). Ancak burada EHSE’nin yanma analizi ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri incelenememiştir. Bu nedenle burada; motorun 2000 d/d maksimum moment devrinde ve motorun 4000 d/d nominal devrinde, EHSE’nin eksoz emisyonları üzerindeki etkileri farklı su oranlarında ve farklı yükler altında incelenmiştir. 2000 d/d’da; (150, 140, 130, 120, 110, 100 ve 90) Nm gibi yedi farklı yük durumu ve 4000 d/d’da (115, 100, 86, 72, 57 ve 43) Nm gibi altı farklı yük durumunda, % (2, 4, 6, 8, 10, 12 ve 14) yedi farklı hacimsel su oranı seçilmiştir ve bu durumlar için deneyler sistematik bir düzende yapılmıştır. EHSE’nin eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini gösteren eğriler Bölüm 3’te Bulgular ve Tartışma bölümünde sunulmuştur ve ayrıntılı biçimde irdelenmiştir.

Deney düzeneğinde; silindir içi basınç verisinin silindir hacmi ile eşzamanlı olarak eşleştirilmesi için motorun kendi konum sensöründen veriler alınmıştır ve ilgili ölçüm değerleri veri derleme kartı aracılığıyla bilgisayara aktarılmıştır. Söz konusu verilerin değerlendirilmeleri için ise MATLAB’da uygun bir bilgisayar programı yazılmıştır (Kurt, 2020). Böylelikle, sunulan tez çalışmasında kullanılan deney sisteminden basınç-hacim ve basınç-krank mili açısı diyagramları elde edilmiştir. Burada 5 farklı devir sayısı, her devir

sayısı için 6 farklı yük ve 6 farklı su oranı için deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneylerden sonra ölçülen basınç ve hacim değerlerinden yararlanarak açığa çıkan ısı oranı ve silindir sıcaklıkları için ayrı ayrı hesaplanmıştır ve eğrileri çizilmiştir. Ancak sunulan tez çalışmasında; yer sorunu nedeniyle yalnızca tam yük durumu için silindir basınçları, silindir sıcaklıkları ve açığa çıkan ısı oranı eğrileri sunulmuştur. Seçilen diğer yük durumları için aynı eğriler oluşturulmuştur yalnız; tezin hacminin çok fazla olmaması için tam yük dışındaki eğrilere yer verilmemiştir. Bununla birlikte örnek olması açısından; 2000 d/d’de, 120 Nm gibi bir ara yük değerinde silindir basıncı, silindir sıcaklıkları ve açığa çıkan ısı oranı eğrileri tezde verilmiştir.

Sunulan tez çalışmasının deneysel bölümünde açığa çıkan ısı oranının hesaplanması ve eğrilerinin çizilmesinin amacı aslında yanma süresinin belirlenmesidir. Böylece EHSE’nin yanma süresi üzerindeki etkileri deneysel olarak belirlenmiştir. Burada deneysel olarak belirlenen yanma süresi değerleri, dizel çevrimini hesaplamak için geliştirilen bilgisayar programında da kullanılmıştır. Yanma süresi değeri dizel çevrimini hesaplamak için geliştirilen program için önemli bir girdi parametresidir ve doğru olarak bilinmesi çok önemlidir. Deneysel olarak belirlenen yanma süreleri kullanılarak (R) su oranı, (n) devir sayısı ve (Y) yük parametrelerine bağlı olarak ampirik bir ($\Delta\theta$) yanma süresi bağıntısı geliştirilmiştir. Yanma süresi bağıntısının elde edilmesinde kullanılan sayısal yöntem Bölüm 2.1.7’de açıklanmıştır.

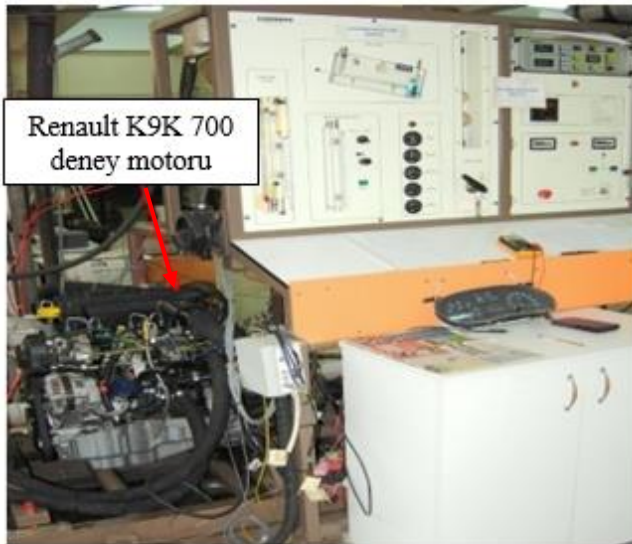
2.1.1. Deney Düzeneğinin Genel Tanıtımı

Sunulan çalışmanın deneysel bölümünde KTÜ Makine Mühendisliği Bölümü İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarındaki, Cussons firması tarafından üretilmiş deney düzeneği kullanılmıştır. İlgili deney düzeneğinin ölçme panelinin önden görünüşü, Renault K9K 700 deney motorunun deney düzeneğine montajlı durumu ve deney düzeneğinin arka bölümünün bir görünüşü Şekil 2.1 (a-b-c)’de ve düzeneğin şematik resmi ise Şekil 2.2’de sunulmuştur. Deney düzeneğinde güncel tipi yukarıda belirtilen bir taşıt dizel motoru mevcuttur ve burada deneyler bu motor kullanılarak yapılmıştır. Söz konusu motor deney düzeneğine Dr. Öğr. Üyesi Coşkun Bayram tarafından montaj edilmiştir. Bu motorun bazı teknik özellikleri Tablo 2.1’de verilmiştir ve Şekil 2.1 (b)’de, deney düzeneğinin sol bölümünde, Renault K9K 700 deney motoru deney sistemine monte edilmiş durumda görülmektedir. Deney düzeneğinde

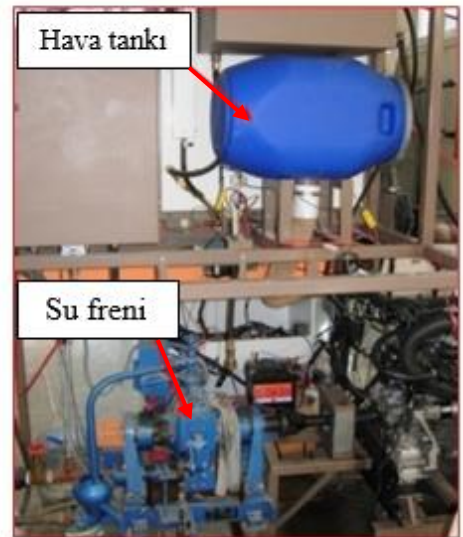
motorun yüklenmesi, deney düzeneğinin arkasında bulunan ve Şekil 2.1 (c)'de su freni ile yapılmaktadır.



(a)



(b)



(c)

Şekil 2.1. (a) Deney düzeneğinin ölçme panelinin ön görünüşü (b) Renault K9K 700 deney motorunun deney düzeneğine montajlı hali (c) deney düzeneğinin arka bölümünün bir kısmının görünüşü

Tablo 2.1. Deney motorunun teknik özellikleri

Modeli	Renault K9K700
Tipi	DP, turboşarjlı, dizel
Püskürtme sistemi	Common-rail
Püskürtme basıncı	Maksimum 2000 bar
Sıkıştırma oranı	18.25
Silindir çapı – strok uzunluğu	76 mm – 80.5 mm
Silindir sayısı	4
Toplam strok hacmi	1461 cm ³
Maksimum güç ve devri	48 kW, 4000 d/d
Maksimum moment ve devri	160 Nm, 1750 d/d
Biyelin eksenleri arasındaki uzaklık	130 mm
Enjektör delik sayısı ve delik çapı	5 ve 0.12 mm

Su freni motor miline bağlı olarak dönen özel kanatlı bir rotordan, rotoru çevreleyen yataklar üzerine oturtulmuş bir statordan ve kuvvet ölçme düzeneğinden oluşmaktadır. Motor rotoru çevirmeye başladığında, rotorun kanatları statorun içindeki suyu dışarıya doğru fışkırtır ve girdap hareketi yapan bir su tabakası oluşur. Böylece su bir taraftan ısınarak motorun ürettiği mekanik enerjiyi yutarken, öte yandan motorun döndürme momentine eşit bir momentle su freninin statorunu çevirmeye çalışır. Su zamanla ısınacağı için sürekli olarak değiştirilmelidir. Hidrolik dinamometrenin içindeki su miktarı arttıkça yutulan enerji de artar. Su girişine yerleştirilen ayarlanabilir bir vana ile su miktarı ve sonuçta motorun yüklenmesi istenilen şekilde değiştirilmektedir (Durgun, 2018). Su vanası kumanda panosunda bulunan yükü azalt ve yükü artır butonları ile ayarlanabilmektedir. Böylece su freni tarafından yutulan gücün karşılığı olan ve döndürme momentini oluşturan kuvvet, deney düzeneğinden doğrudan belirlenebilmektedir. Böylelikle; yapılan her bir deney için döndürme momenti ve efektif güç hesaplanabilmektedir.

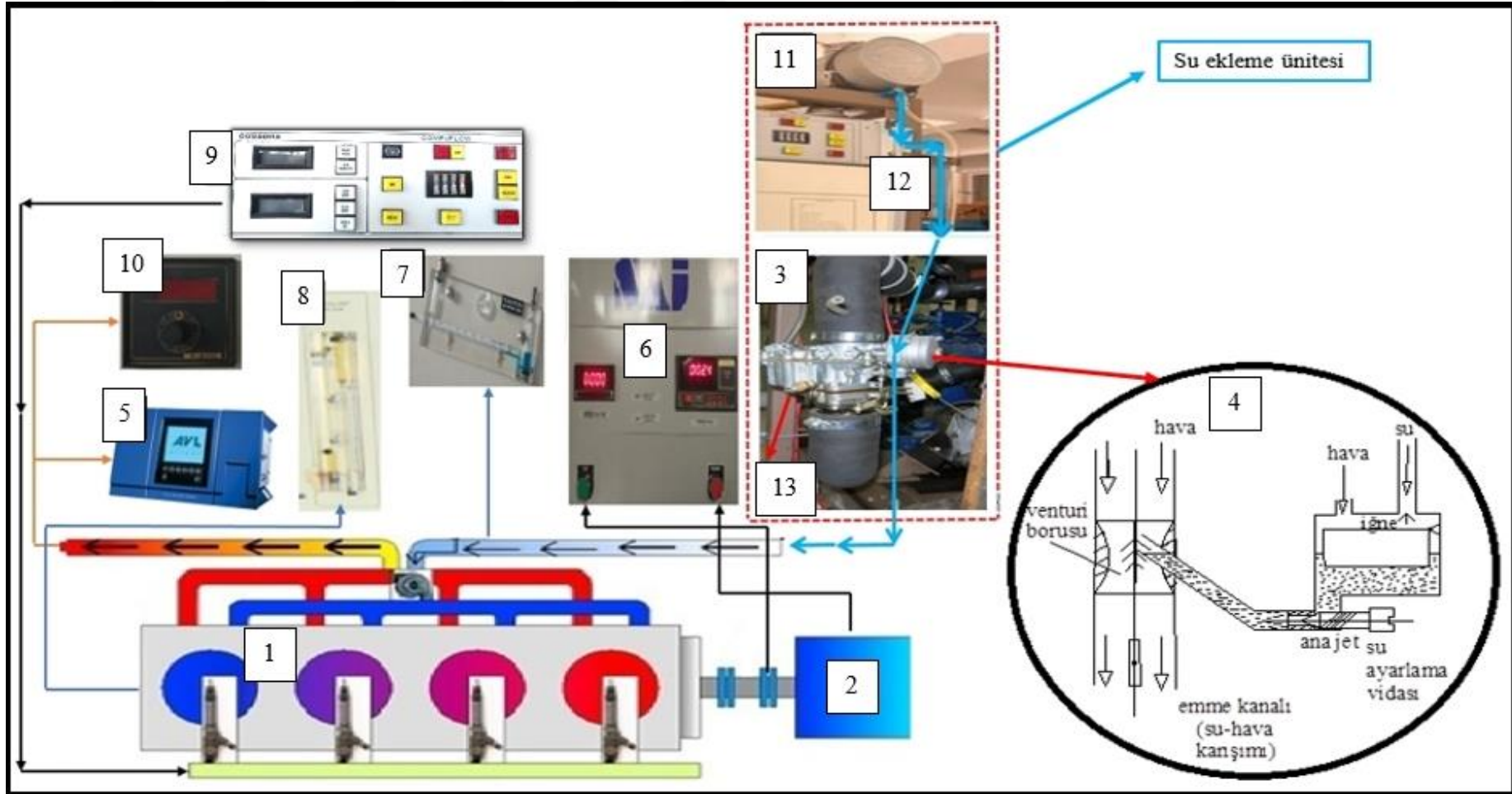
Sistemde emilen havanın debisi; Şekil 2.1 (c)'de gösterilen, deney panosunun arkasında bulunan keskin kenarlı bir orifise sahip hava tankı ve eğik manometre yardımıyla ölçülmüştür. Soğutma suyunun debisi için ise, yine Şekil 2.1 (a)'da gösterilen bir cıvalı U manometresi ile ölçülmüştür. Ayrıca; sistemin değişik yerlerine yerleştirilen termo elemanlar yardımıyla soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklıkları, eksoz gazı sıcaklığı ve eksoz kalorimetresinin giriş-çıkış sıcaklıkları Şekil 2.1 (a)'da verilen dijital çoklu sıcaklık göstergesinden okunabilmektedir. Yakıt tüketim ünitesinde ise motorun yakıt tüketimi, deney sistemi kataloğunda açıklanan kütle yöntemine göre belirlenmiştir. Bu çalışmada; yakıt tüketimi 30 g dizel yakıtının harcanma süresi ölçülerek hesaplanmıştır.

Emme havası içerisine suyu püskürtmek için, motorun emme kanalına, Şekil 2.2’de teknik resmi verilmiş olan adapte edilmiş bir karbüratör bağlanmıştır. Kullanılan karbüratörün tüm ek donanımları devre dışı bırakılmıştır. Buna karşılık; emilen suyun miktarını kontrol etmek için, karbüratör ana memesine geçiş kesitini değiştirebilen, özel olarak Trabzon Sanayi’inde yaptırılmış ince dişli bir ayar vidası monte edilmiştir. Bu ince dişli ayar vidasının ileri-geri döndürülmesi ile karbüratör ana memesi daraltılabilmekte-genişletilebilmekte böylece suyun debisi ayarlanabilmektedir. Ayrıca; emme havasına suyu eklemek için deney düzeneğine küçük bir su tankı ve bir ölçekli cam tüp eklenmiştir. Bu uyarılama ile her bir ölçümde emme havasına eklenen suyun debisi belirlenmiştir. EHSE yönteminin uygulanmasında, deney sisteminde ve motorda bunlardan başka bir değişiklik yapılmamıştır ve motor dizel ilkesine göre çalıştırılmıştır. EHSE durumu için kullanılan adapte edilmiş karbüratörün, küçük su tankının ve ölçekli cam tüpün deney sistemine montaj edilmiş haldeki görüntüleri Şekil 2.3’te verilmiştir.

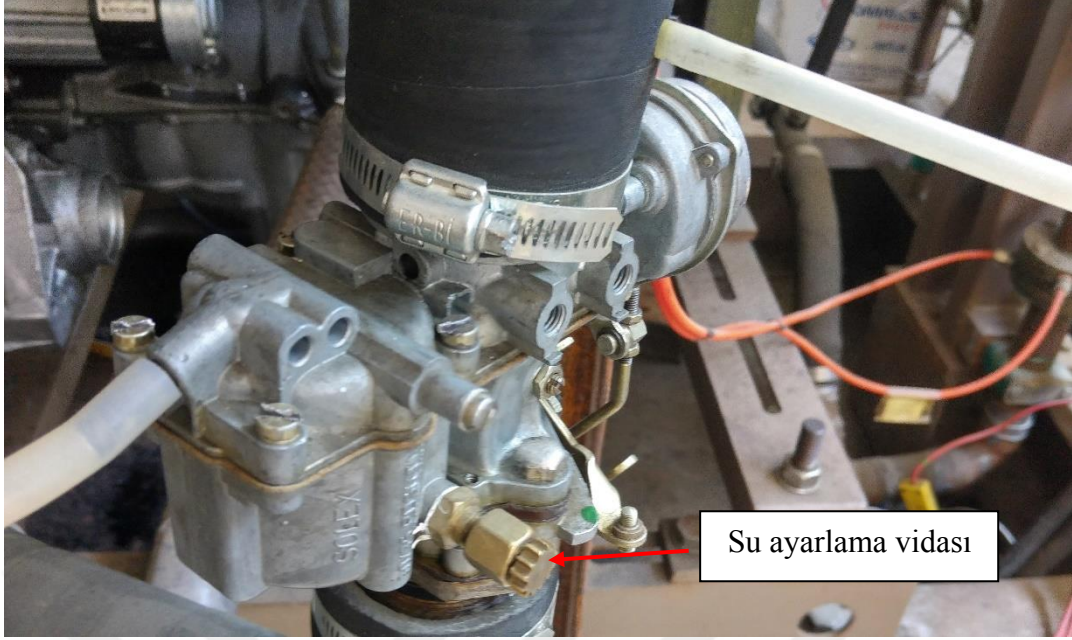
Sunulan tez çalışmasında CO, NO_x, HC ve is (opasite) gibi eksoz emisyonları ile CO₂ ve O₂ oranları ölçülmüştür. Eksoz emisyonlarının oranlarının ölçümünde, Şekil 2.4’te verilen AVL DiCom 4000 eksoz gazı analiz cihazı kullanılmıştır. Eksoz gazı analiz cihazının ölçüm aralıkları ve ölçüm duyarlılık değerleri Tablo 2.2’de verilmiştir. İlgili cihaz kullanılarak hava fazlalık katsayısı da ölçülmüştür.

Tablo 2.2. DiCom 4000 eksoz gazı analiz cihazının ölçüm aralıkları (AVL, 2013).

DiCom 4000		
Eksoz gazları	Ölçüm aralığı	Duyarlılık
HC	0-20 000 ppm Vol.	1 ppm Vol.
CO ₂	0-20 % Vol.	0.1 % Vol.
CO	0-10 % Vol.	0.01 % Vol.
O ₂	0-23 % Vol.	0.01 % Vol.
NO _x	0-4000 ppm Vol.	1 ppm Vol.
Hava fazlalık katsayısı (α)	0-9.999	0.001
DiSmoke 4000		
Eksoz gazı	Ölçüm aralığı	Duyarlılık
Duman koyuluğu (İs)	0-100 % Vol.	0.1 % Vol.



Şekil 2.2. Deney sisteminin şematik görünüşü. 1-dizel motoru, 2-hidrolik dinamometre, 3-karbüratör, 4-karbüratörün kesit resmi, 5-eksoz gaz analiz cihazı, 6-yük ölçüm göstergesi, 7-hava debisi için eğik manometre, 8- soğutma suyu debisi için cıvalı U manometresi, 9-yakıt ölçüm ünitesi, 10-dijital çoklu sıcaklık göstergesi (motor soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları, eksoz gazları sıcaklığı), 11-su tankı, 12-ölçekli cam tüp, 13-karbüratördeki su ayarlama vidası



Şekil 2.3. Adapte edilmiş karbüratörün sisteme montaj edilmiş haldeki görünüşü



Şekil 2.4. DiCom 4000 eksoz gazı analiz cihazı

2.1.2. Hata analizi ve Belirsizlikler

Ölçülen deneysel değerlere mühendislik deneylerinde kullanılan ve Kline ve McClintock (1953) tarafından geliştirilmiş olan ve Holman (2001), Durgun (1990) tarafından verilmiş olan belirsizlik analizi yöntemi uygulanarak hata analizi yapılmıştır. Hata analizinde, her bir ölçüm üçer kez tekrarlandığı için “Student t dağılımı” yöntemi uygulanmıştır. Ölçülen veriler değerlendirildiğinde; döndürme momenti, EG, ÖYT belirsizlik aralık değerleri sırasıyla % (0.1-0.5), % (0.04-0.5) ve % (0.1-6.5) seviyelerinde belirlenmiştir. Buradan temel büyüklüklerin ölçülmesindeki ve türetilmiş büyüklüklerdeki tahmin edilen hataların sonuçların belirsizliğini belirgin şekilde etkilemeyeceği söylenebilir.

2.1.3. Veri Derleme Kartıyla Verilerin Derlenmesi ve Deney Motorunun ÜÖN’sının Belirlenmesi

Bu bölümde motordan basınç verilerinin alınması, ÜÖN’nin yerinin belirlenmesi ve veri derleme kartıyla verilerin derlenmesi ile ilgili bilgiler kısaca sunulacaktır. Bu konu ile ilgili ayrıntılı bilgiler (Aksu, 2013; Kurt, 2020) gibi yayınlarda (çalışmalarda) bulunabilir.

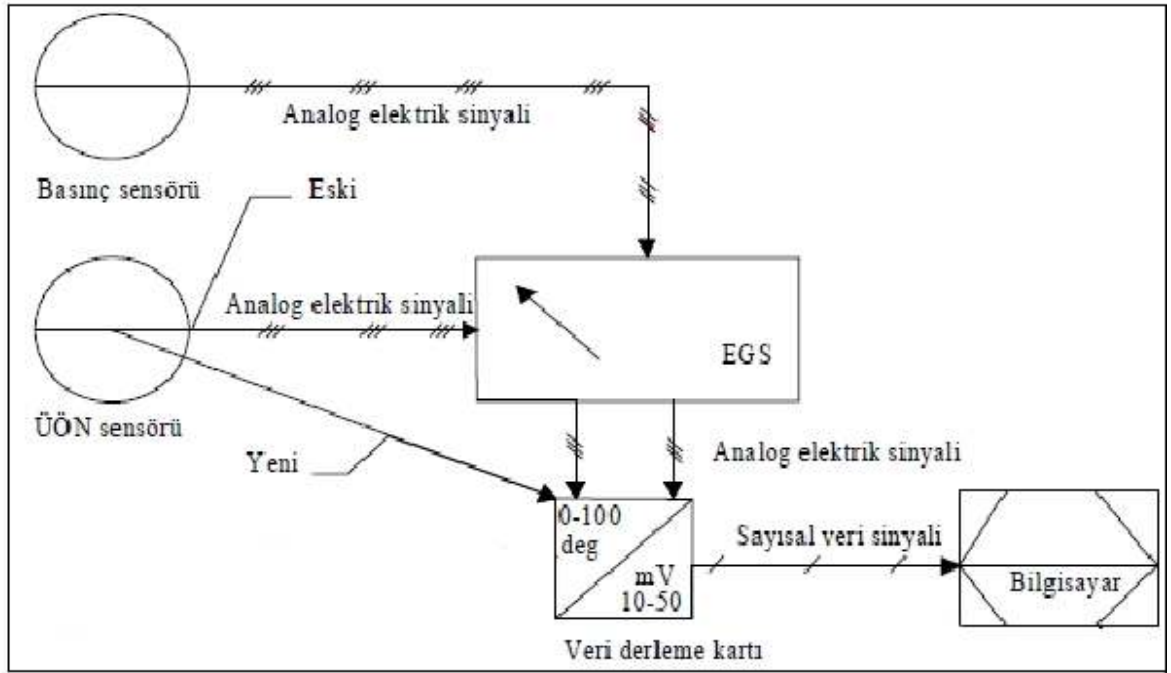
Deney düzeneğinde Renault K9K 700 tipi taşıt dizel motorunun silindirinde oluşan gaz basıncı verileri, teknik özellikleri Tablo 2.3’te verilen silindir basınç sensörü tarafından düşük voltajlı sinyallere dönüştürülmektedir. Basınç sensöründen alınan bu sinyaller önce bir amplifikatörde yükseltilmekte, daha sonra elektronik gösterge sisteminde işlenerek krank mili açısına göre basınç verileri elde edilmektedir.

Tablo 2.3. Basınç sensörünün teknik özellikleri

Sensör tipi ve modeli	Piezoelectric (GH13P)
Ölçüm aralığı [bar]	0-150
Duyarlılığı [pC/bar]	15.25
Doğal frekansı [kHz]	115
Doğrusallığı	< ±0.3 %

KTÜ Makine Mühendisliği Bölümü İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarında daha önceki yapılmış olan çalışmalarda, Cussons firması tarafından sisteme adapte edilen Ford motorunda kullanılan konum sensörleri, eksoz çıkışına yakın bir konumda bulundukları için sürekli olarak yanmaktaydı. Bu nedenle; sistem üzerinde önceden yapılmış olan deneysel

çalışmalarda motorun püskürtme basıncı için kullanmış olan ÜÖN sensöründen veri alınması başarmış ve Cussons firması tarafından sisteme monte edilmiş olan kullanılan ÜÖN sensörü devre dışı bırakılmıştır. Böylece krank mili açısına göre elde edilen basınç verileri National Instrument tarafından üretilmiş olan; NI PCI-6221 tipi veri derleme kartı aracılığı ile bilgisayara iletilmektedir. Motorda bulunan sensörlerin ve veri derleme kartına aktarılan değerlerin aktarılışının şematik gösterimi Şekil 2.5'te verilmiştir. Krank mili açısına göre elde edilen basınç verileri bir veri derleme kartı aracılığı ile bilgisayara aktarılmaktadır.

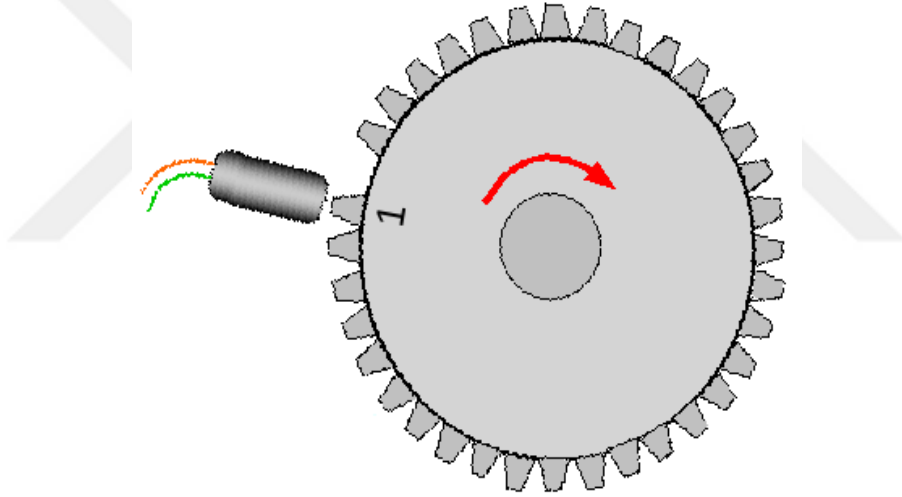


Şekil 2.5. Deney sistemine yerleştirilen sensörlerden alınan sinyallerin elektronik kontrol ünitesi ve veri derleme kartı ile bilgisayara aktarılmasını gösteren şematik resim

Motordan alınan bu sinyallerin işlenip, bilgisayara yeterli duyarlılıkta kalibre edilmiş biçimde aktarılabilmesi amacı ile, daha önceki çalışmalarda veri derleme kartı için uygun bir program yazılmıştır. İlgili program Dr. Öğr. Üyesi Mehmet TURHAL ve Dr. M. Mustafa KURT tarafından hazırlanmıştır. Elde edilen ÜÖN verileri ile silindir içerisinde gazlar için elde edilen basınç verilerinin birlikte değerlendirilmesi, MATLAB'da hazırlanan bir program ile sağlanmıştır. Bu programda; her seferinde alınan 320000 adet veri içerisinde, çevrim dizisinin başlangıç ve bitiş noktaları belirlenmiş ve arada kalan veriler arasından, ardışık şekilde, motor devrine de bağlı olarak ortalama 100 adet çevrimin hesabı yapılmıştır.

Bu çevrimlerin ortalaması alınarak veriler değerlendirilmektedir. Aynı zamanda ÜÖN'ya göre krank milinin konumu krank mili açısı olarak bilindiğine göre ilgili dönüşümler yapılarak basınç değerleri silindir hacmine göre de belirlenebilir. Böylece 1. silindir için (p- θ) ve (p-V) diyagramları elde edilebilir.

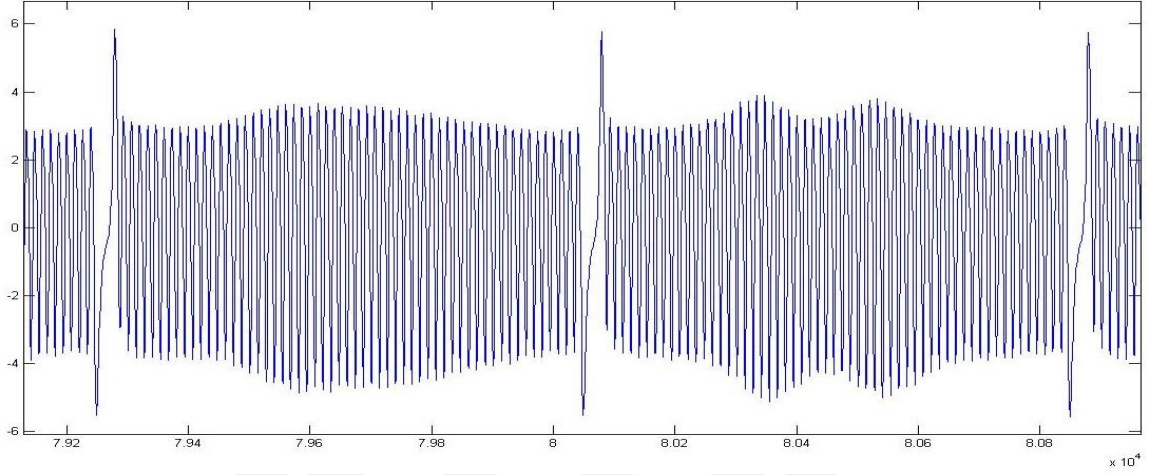
Renault K9K 700 tipli DP dizel motorun volanı “60-2 diş” olarak adlandırılan tiptedir. Volanın üzerinde 58 adet diş yer almaktadır ve iki adet diş yeri, referans noktası olarak kullanılmak üzere boş bırakılmıştır. Renault fabrikası ile yapılan görüşmelerde, bu referans noktasından sonraki 15. dişin tam orta noktasının, birinci silindir için ÜÖN konumuna karşı geldiği öğrenilmiştir. Bu bilginin doğrulanması, orijinal Renault aksesuarları yardımı ile motor senteye alınarak yapılan gözlemler sonunda sağlanmıştır. Şekil 2.6'da 60-2 diş olarak adlandırılan volanın şematik resmi sunulmuştur.



Şekil 2.6. 60-2 Tip volanın şematik gösterimi

Daha önce de belirtildiği gibi; sunulan çalışmada kullanılan motor için, Dr. M. Mustafa KURT tarafından sistemde yapılan düzenlemelerden sistemden yararlanıldığından, konum sensörüne gerek kalmamış ve motorun üzerindeki sensör aracılığı ile ÜÖN belirlenmiştir. Bu amaçla; Renault K9K 700 tipi DP dizel motorunun volanından sinyal elde edebilmek için, ÜÖN sensörüne paralel bağlı, toplam 110 k Ω dirence sahip bir devre kullanılmıştır. Böylece sensörden geçen akımın çok küçük bir bölümü, motorun çalışmasına engel oluşturmayacak şekilde, veri kartına aktarılmıştır. Şekil 2.7'de, Renault K9K 700 tipi DP dizel motorunun ÜÖN sensörünün ürettiği sinyalin büyütülmüş bir görüntüsü verilmiştir.

Şekil 2.7’de görülen sinyal veri grubu içerisinde, volan üzerinde bulunan ve 2 diş boşluğuna karşı gelen boşluklar açıkça görülebilmektedir. Böylece bu veri grubu, krank milinin iki devrine karşı gelmektedir ve içerisinde 4 zamanlı motor için 1 adet çevrimin yer aldığı açıkça bellidir.



Şekil 2.7. Renault K9K 700 tipi motorunun ÜÖN sensörünün ürettiği örnek bir sinyal

Yukarıda da açıklandığı gibi, Renault firması ile yapılan görüşmeler ve motorun senteye alınmasının ardından yapılan doğrulamalar sonucunda, referans olarak kullanılan boşluktan sonraki 15. dişin orta noktasının, birinci silindir için ÜÖN’ya karşı geldiği bilinmektedir. Sensörün ürettiği sinyal, “belirli bir değişimin olmadığı durumun orta noktasında” tam olarak sıfır noktasından geçmektedir. Örneğin, bir dişin başlangıç noktasında maksimum gerilim, bitiş noktasında minimum gerilim üretmekte ve dolayısı ile tam orta noktasında gerilim değeri sıfır olmaktadır. Bu bilgi doğrultusunda, 15. dişin tam orta noktasına karşı gelen sıfır geçişi, MATLAB programında belirlenerek, çevrim hesabı için gerekli düzenlemeler daha önceden yapılmış olan ve " Homojen Dolgulu Dizel Yanması İlkesine Göre Çalışan Bir Dizel Motorunda Motor Karakteristiklerinin ve Eksoz Emisyonlarının Deneysel Olarak İncelenmesi " adlı doktora tezi kapsamında Dr. M. Mustafa KURT tarafından gerçekleştirilmiştir (Kurt, 2020).

2.1.4. Motor Karakteristiklerinin Hesabı

Bu bölümde; deneysel ölçümlerden yararlanarak çeşitli motor karakteristikleri, Durgun (2007) tarafından verilen, hesap yönteminden hesaplanmıştır. Bu hesap yöntemi

Prof. Dr. Zehra Şahin ve Dr. Mustafa Kurt tarafından hazırlanan özel bir MATLAB programına dönüştürülmüştür. Söz konusu program kullanılarak; motorun döndürme momenti, efektif gücü, toplam yakıt tüketimi, ÖYT ve efektif verimi vb. gibi motor performans karakteristikleri aşağıdaki bağıntılar kullanılarak sırasıyla belirlenmiştir.

Önce motorun döndürme momenti ve standart koşullara dönüştürülmüş efektif gücü;

$$M_d \text{ (Nm)} = F \cdot L \quad (2.1)$$

$$N_e \text{ (kW)} = N_{e,1} \cdot X_{nem} \cdot \frac{0.1013}{P_0} \cdot \frac{T_0}{293} \quad (2.2)$$

bağıntılarından hesaplanmıştır. Burada; $L=0.2865$ m moment kolu uzunluğu, F (N) ise su freni yükleme ünitesinde yutulan gücü oluşturan kuvvet değeridir. (2.2) bağıntısında ise P_0 (bar) ve T_0 (K) dış ortam basıncı ve sıcaklığı, $N_{e,1}$ (kW) deney sonunda motorun döndürme momentinden belirlenen efektif güç, X_{nem} nem düzeltme katsayısıdır ve deney sırasında yaş termometre sıcaklığı ölçülerek belirlenmiştir.

SDY ve EHSE durumları için motorun toplam yakıt tüketimi, ÖYT ve efektif verimi

$$B_t \text{ (kg/h)} = \frac{\Delta m \cdot 3600}{\Delta t \cdot 1000} \quad (2.3)$$

$$b_e \text{ (kg/kWh)} = \frac{B_t}{N_e} \quad (2.4)$$

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u b_e} \quad (2.5)$$

bağıntılarından hesaplanmıştır. (2.3) bağıntısında; Δt (s), $\Delta m = 30$ (gram) dizel yakıtının harcanma süresidir. (2.5) bağıntısında kullanılan H_u değeri, yakıtın alt ısı değeri ve (2.6) bağıntısıyla verilen aşağıdaki Mendeleyev formülü kullanılarak hesaplanmıştır (Durgun, 2018).

$$H_u \text{ (kJ/kg)} = [33.91c' + 125.6h' - 10.89(o_y' - s') - 2.51(9h' - w')]10^{-3} \quad (2.6)$$

(2.6) bağıntısında gerekli olan, yakıtın elemansel bileşimi ile ilgili c' , h' ve o_y' değerleri, yakıtın kapalı (kimyasal) formülünden yararlanarak belirlenmiştir. Bu değerler,

dizel yakıtının için $c'=0.87$, $h'=0.126$ ve $o'_y=0.004$ şeklinde belirlenmiştir. Sunulan tez çalışmasında dizel yakıtının kimyasal formülü ise $C_{14.342}H_{24.75}O_{0.0495}$ şeklinde alınmıştır (Ferguson, 1986).

2.1.5. Eksoz Emisyonları Değerlerinin Değişim Oranlarının Hesaplanması

EHSE'nin eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini daha iyi anlayabilmek için, eksoz emisyonlarında SDY'ye göre meydana gelen değişimler ilk kez (Durgun, 2007) tarafından verilen bağıntılar kullanılarak hesaplanmıştır. Örneğin NO_x 'deki değişim oranı;

$$\frac{\Delta NO_x}{NO_x} 100(\%) = \left(\frac{NO_{x,SDY} - NO_{x,EHSE}}{NO_{x,SDY}} \right) 100 \quad (2.7)$$

bağıntısından belirlenmiştir. Diğer eksoz emisyonlarındaki değişimler de benzer şekilde hesaplanmıştır. Aynı bağıntı kullanılarak motor performans parametrelerindeki değişim oranları da hesaplanmıştır.

2.1.6. Açığa Çıkan Isı Oranının Hesaplanması

Deneysel çalışmadan ölçülen silindir basıncının KMA'ya göre değişim verilerinden faydalanarak açığa çıkan ısı oranı hesaplanabilmektedir. Bu çalışmada, açığa çıkan ısı oranı için literatürdeki Heywood (1989)

$$\frac{dQ}{d\theta} (J/derece) = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (2.8)$$

bağıntısı kullanılmıştır.

(2.8)'da bağıntısında; $\frac{dQ}{d\theta}$ açığa çıkan ısı oranını, P (bar) silindir basıncını, V (cm^3)

silindir hacmini, γ özgül ısıların oranını ve θ (derece) krank mili açısını ifade etmektedir. Bu bağıntıda, emme supabının kapanması ile eksoz supabının açılması aralığında KMA boyunca açığa çıkan ısı oranı analizi yapılabilmektedir. Ortalama silindir sıcaklıkları ise ideal gaz denkleminde belirlenebilmektedir (Şahin, 2002).

2.1.7. ($\Delta\theta$) Yanma Süresi Bağıntısının Belirlenmesi İçin Geliştirilen Ampirik Bağıntının Tanıtılması

Yanma süresinin pratik olarak belirlenmesi için, deneysel verilerden elde edilen, açığa çıkan ısı oranı değerlerinin KMA'ya göre değişim eğrileri kullanılmıştır. Bu eğrilerden yararlanarak, açığa çıkan ısı oranlarının maksimum değerlerinin % 10 ve % 90'ına karşılık gelen KMA aralıkları yanma süresi değerleri olarak alınmıştır (Gentz vd., 2015; Liu vd., 2014; Muinos vd., 2017; Rahimi Boldaji vd., 2018; Singh vd., 2015; Zhang vd., 2014). Deneysel çalışmada; (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) d/d'de, farklı yük durumlarında, SDY ve % (2, 4, 6, 8 ve 10) su oranları için açığa çıkan ısı oranı değerlerinin KMA'ya göre değişimlerinden yararlanarak yanma süreleri belirlenmiştir. Seçilen su oranlarında ve seçilen her bir devir sayısında farklı yük durumlarında deneyler yapılmıştır. Örneğin; 2000 d/d devir sayısında farklı su oranları için yaklaşık (150-155) Nm aralığında maksimum yük değerleri oluşuyorken, 4000 d/d devir sayısında ise farklı su oranlarında maksimum yük değerleri yaklaşık (115-120) Nm aralığında ortaya çıkmaktadır. Yine 2000 d/d'de farklı su oranlarında minimum yük değerleri (75-80) Nm aralığında oluşuyorken, 4000 d/d'de farklı su oranlarında minimum yük değerleri (45-50) Nm aralığında kalmaktadır. Bu nedenle; daha kapsayıcı, daha doğru bir ampirik ifade elde edebilmek için, yöntemin tanıtılmasında her bir devir için ortak olarak bulunan yük durumları kullanılmıştır.

Tablo 2.4. Devir sayılarına karşılık seçilen yük değerleri

	150 Nm	135 Nm	120 Nm	105 Nm	90 Nm	75 Nm	60 Nm	45 Nm
2000 d/d	X	X	X	X	X	X	-	-
2500 d/d	X	X	X	X	X	X	-	-
3000 d/d	-	X	X	X	X	X	X	-
3500 d/d	-	-	X	X	X	X	X	X
4000 d/d	-	-	X	X	X	X	X	X

Deneysel çalışmada, her devir sayısına karşılık gelen ve 15 Nm aralıklarla belirlenen yük değerleri Tablo 2.4'te verilmiştir. Her bir devir sayısında ortak olan yükler kırmızı çarpı işareti ile gösterilmiştir ve bu değerler yanma süresi bağıntısı geliştirilirken kullanılmıştır.

Tablo (2.5), (2.6), (2.7) ve (2.8)'de görüldüğü gibi; (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) d/d devirlerinde, (120, 105, 90 ve 75) Nm yük durumlarında, SDY ve yaklaşık % (2, 4, 6, 8 ve 10) su oranlarında deneysel olarak elde edilen açığa çıkan ısı oranı eğrilerinden yararlanarak

yanma süreleri okunmuştur ve bu değerler kullanılarak ampirik yanma süresi bağıntısı geliştirilmiştir. Burada (120, 105, 90 ve 75) Nm ortak yük durumlarında elde edilen yanma süreleri kullanılarak R su oranı, Y yük ve n devir sayısına bağlı olarak çok katlı eğri uydurması uygulanarak söz konusu ampirik bağıntı elde edilmiştir.

Tablo 2.5. 120 Nm yük durumunda; farklı devirlerde ve farklı su oranlarında eğrilerden okunan yanma süreleri

Yük, 120 Nm	2000 d/d	2500 d/d	3000 d/d	3500 d/d	4000 d/d
SO (%)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)
SDY	12.798	21.077	20.752	21.300	24.858
2	12.648	21.221	21.177	21.022	24.02
4	12.941	21.431	21.017	21.254	24.921
6	12.507	20.823	21.243	21.579	24.641
8	12.647	20.848	20.314	21.611	24.942
10	12.841	21.033	20.088	21.611	24.560

Tablo 2.6. 105 Nm yük durumunda; farklı devirlerde ve farklı su oranlarında eğrilerden okunan yanma süreleri

Yük, 105 Nm	2000 d/d	2500 d/d	3000 d/d	3500 d/d	4000 d/d
SO (%)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)
SDY	17.301	21.980	25.488	20.526	22.462
2	17.760	21.972	25.263	20.526	22.200
4	16.416	21.830	25.505	20.044	21.618
6	17.752	21.972	25.053	20.571	21.900
8	17.021	21.727	25.457	20.263	22.219
10	17.697	21.983	25.553	20.338	22.463

Tablo 2.7. 90 Nm yük durumunda; farklı devirlerde ve farklı su oranlarında eğrilerden okunan yanma süreleri

Yük, 90 Nm	2000 d/d	2500 d/d	3000 d/d	3500 d/d	4000 d/d
SO (%)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)
SDY	20.477	22.778	25.698	23.369	20.417
2	20.059	22.747	25.425	23.107	20.134
4	20.175	22.524	25.698	23.141	20.117
6	20.451	22.699	25.568	22.945	19.832
8	20.318	21.911	25.505	22.681	20.100
10	20.454	22.382	25.521	23.369	20.417

Tablo 2.8. 75 Nm yük durumunda; farklı devirlerde ve farklı su oranlarında eğrilerden okunan yanma süreleri

75 Nm	2000 d/d	2500 d/d	3000 d/d	3500 d/d	4000 d/d
SO (%)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)
SDY	21.663	23.310	25.006	25.996	18.900
2	20.393	23.087	25.006	25.055	18.029
4	21.070	23.523	25.022	25.545	18.015
6	20.769	23.097	25.232	25.976	18.012
8	21.265	23.274	25.473	25.489	18.616
10	20.945	23.323	25.085	25.789	19.100

Yanma süresi bağıntısının geliştirilmesinde kullanılan yöntem aşağıda kısaca adım adım tanıtılacaktır. Geliştirilen ampirik bağıntıda; $\Delta\theta$ (KMA) yanma süresi, R (%) su oranı, n (d/d) devir sayısı ve Y (Nm) yük şeklinde gösterilmiştir. Böylece yanma süresine; su oranının, devir sayısının ve yük durumunun etkileri göz önüne alınmış olmaktadır.

Burada yanma süresi bağıntısını geliştirmek için deneysel verilere sayısal çözümlemenden çok iyi bilinen en küçük kareler yöntemine göre “2. dereceden çoklu regresyon yöntemi” diye adlandırılan uygulanmıştır. Ancak; buradaki çoklu regresyon, daha kolay olan, iç içe döngüler şeklinde düzenlenmiştir. Bu uygulama orijinal olarak Prof. Dr. Orhan Durgun tarafından geliştirilmiştir. Yukarıda da söylendiği gibi yanma süresi

$$\Delta\theta = f(R, n, Y) \quad (2.9)$$

şeklinde su oranı, devir sayısı ve yükleme durumlarının fonksiyonudur.

Söz konusu yöntem uygulanırken önce devir sayısı ve yük sabit alınmış, yani; n=sabit, Y=sabit tutulmuş, yalnızca değişik devir sayıları için yanma süresi değerlerine eğri uydurulmuştur. Böylece 1. Adımda su oranına göre yanma süresi için ayrı ayrı bağıntılar elde edilmiştir. İşlem adımları aşağıdaki gibi verilebilir.

1. Adım:

(120, 105, 90, 75) Nm gibi ortak yük durumları için; her bir devir sayısında elde edilen yanma sürelerine su oranına bağlı bir eğri uydurulursa her bir devir ve yük için;

$$\Delta\theta = a_0.R^0 + a_1.R^1 + a_2.R^2 \quad (2.10)$$

şeklinde bağıntılar elde edilir. (2.10) bağıntıları herhangi bir yük durumu için; $n = (2000, 2500, 3000, 3500 \text{ ve } 4000)$ d/d devir sayılarındaki yanma süreleri değerleri için:

$$n_1 = 2000 \text{ d/d için; } \Delta\theta_1 = a_{0,1} + a_{1,1} \cdot R + a_{2,1} \cdot R^2 \quad (2.11)$$

$$n_2 = 2500 \text{ d/d için; } \Delta\theta_2 = a_{0,2} + a_{1,2} \cdot R + a_{2,2} \cdot R^2 \quad (2.12)$$

$$n_3 = 3000 \text{ d/d için; } \Delta\theta_3 = a_{0,3} + a_{1,3} \cdot R + a_{2,3} \cdot R^2 \quad (2.13)$$

$$n_4 = 3500 \text{ d/d için } \Delta\theta_4 = a_{0,4} + a_{1,4} \cdot R + a_{2,4} \cdot R^2 \quad (2.14)$$

$$n_5 = 4000 \text{ d/d için; } \Delta\theta_5 = a_{0,5} + a_{1,5} \cdot R + a_{2,5} \cdot R^2 \quad (2.15)$$

şeklinde olur. Daha sonra 2.adıma geçilmiştir.

2. Adım:

$\Delta\theta_1, \Delta\theta_2, \Delta\theta_3, \Delta\theta_4$ ve $\Delta\theta_5$ bağıntılarını oluşturan $a_{0,1}, a_{1,1}, a_{2,1}$; $a_{0,2}, a_{1,2}, a_{2,2}$; $a_{0,3}, a_{1,3}, a_{2,3}$; $a_{0,4}, a_{1,4}, a_{2,4}$; $a_{0,5}, a_{1,5}, a_{2,5}$ katsayılarına n 'ye, yani (n_1, n_2, n_3, n_4 ve n_5) değerlerine göre tekrar kullanılarak eğri uydurularak;

$$a_0 = b_0 + b_1 \cdot n + b_2 \cdot n^2 \quad (2.16)$$

$$a_1 = c_0 + c_1 \cdot n + c_2 \cdot n^2 \quad (2.17)$$

$$a_2 = d_0 + d_1 \cdot n + d_2 \cdot n^2 \quad (2.18)$$

(2.16), (2.17) ve (2.18) yapısında bağıntıları elde edilir. Tüm devirler de (120 Nm, 105 Nm, 90 Nm ve 75 Nm) ortak yüklerinin her biri için aynı adımlar uygulanarak $Y=120$ Nm durumunda;

$$a_{0,120} = b_{0,120} + b_{1,120} \cdot n + b_{2,120} \cdot n^2 \quad (2.19)$$

$$a_{1,120} = c_{0,120} + c_{1,120} \cdot n + c_{2,120} \cdot n^2 \quad (2.20)$$

$$a_{2,120} = d_{0,120} + d_{1,120} \cdot n + d_{2,120} \cdot n^2 \quad (2.21)$$

$Y=105$ Nm durumunda;

$$a_{0,105}=b_{0,105}+b_{1,105}.n+b_{2,105}.n^2 \quad (2.22)$$

$$a_{1,105}=c_{0,105}+c_{1,105}.n+c_{2,105}.n^2 \quad (2.23)$$

$$a_{2,105}=d_{0,105}+d_{1,105}.n+d_{2,105}.n^2 \quad (2.24)$$

Y=90 Nm durumunda;

$$a_{0,90}=b_{0,90}+b_{1,90}.n+b_{2,90}.n^2 \quad (2.25)$$

$$a_{1,90}=c_{0,90}+c_{1,90}.n+c_{2,90}.n^2 \quad (2.26)$$

$$a_{2,90}=d_{0,90}+d_{1,90}.n+d_{2,90}.n^2 \quad (2.27)$$

Y=75 Nm durumunda;

$$a_{0,75}=b_{0,75}+b_{1,75}.n+b_{2,75}.n^2 \quad (2.28)$$

$$a_{1,75}=c_{0,75}+c_{1,75}.n+c_{2,75}.n^2 \quad (2.29)$$

$$a_{2,75}=d_{0,75}+d_{1,75}.n+d_{2,75}.n^2 \quad (2.30)$$

bağıntıları elde edilir. Ardından da 3. Adıma geçilmiştir.

3. Adım:

(120, 105, 90 ve 75) Nm yükleri için, n'ye bağlı olarak elde edilen (2.19), (2.20), (2.21), (2.22), (2.23), (2.24), (2.25), (2.26), (2.27), (2.28), (2.29) ve (2.30) bağıntılarının ($b_{0,120}$, $b_{0,105}$, $b_{0,90}$, $b_{0,75}$; $b_{1,120}$, $b_{1,105}$, $b_{1,90}$, $b_{1,75}$; $b_{2,120}$, $b_{2,105}$, $b_{2,90}$, $b_{2,75}$; $c_{0,120}$, $c_{0,105}$, $c_{0,90}$, $c_{0,75}$; $c_{1,120}$, $c_{1,105}$, $c_{1,90}$, $c_{1,75}$; $c_{2,120}$, $c_{2,105}$, $c_{2,90}$, $c_{2,75}$; $d_{0,120}$, $d_{0,105}$, $d_{0,90}$, $d_{0,75}$; $d_{1,120}$, $d_{1,105}$, $d_{1,90}$, $d_{1,75}$; $d_{2,120}$, $d_{2,105}$, $d_{2,90}$, $d_{2,75}$) katsayılarına Y'ye bağlı eğriler uydurularak, her bir katsayı için;

$$b_0=e_0+e_1.Y+e_2.Y^2 \quad (2.31)$$

$$b_1=f_0+f_1.Y+f_2.Y^2 \quad (2.32)$$

$$b_2 = g_0 + g_1 \cdot Y + g_2 \cdot Y^2 \quad (2.33)$$

$$c_0 = h_0 + h_1 \cdot Y + h_2 \cdot Y^2 \quad (2.34)$$

$$c_1 = p_0 + p_1 \cdot Y + p_2 \cdot Y^2 \quad (2.35)$$

$$c_2 = s_0 + s_1 \cdot Y + s_2 \cdot Y^2 \quad (2.36)$$

$$d_0 = t_0 + t_1 \cdot Y + t_2 \cdot Y^2 \quad (2.37)$$

$$d_1 = u_0 + u_1 \cdot Y + u_2 \cdot Y^2 \quad (2.38)$$

$$d_2 = v_0 + v_1 \cdot Y + v_2 \cdot Y^2 \quad (2.39)$$

katsayıların bağıntıları elde edilir. (2.31), (2.32), (2.33), (2.34), (2.35), (2.36), (2.37), (2.38) ve (2.39) bağıntıları, (2.10) nolu bağıntıda yerlerine yazılırsa, (2.40) nolu yanma süresi temel bağıntısı aşağıdaki gibi oluşturulur:

$$\Delta\theta = \left\{ \begin{aligned} & \left[e_0 + e_1 \cdot Y + e_2 \cdot Y^2 \right] + \left[f_0 + f_1 \cdot Y + f_2 \cdot Y^2 \right] \cdot n + \left\{ \begin{aligned} & \left[g_0 + g_1 \cdot Y + g_2 \cdot Y^2 \right] \cdot n^2 \end{aligned} \right\} \cdot R^0 + \\ & \left\{ \begin{aligned} & \left[h_0 + h_1 \cdot Y + h_2 \cdot Y^2 \right] + \left[p_0 + p_1 \cdot Y + p_2 \cdot Y^2 \right] \cdot n + \left\{ \begin{aligned} & \left[s_0 + s_1 \cdot Y + s_2 \cdot Y^2 \right] \cdot n^2 \end{aligned} \right\} \cdot R^1 + \\ & \left\{ \begin{aligned} & \left[t_0 + t_1 \cdot Y + t_2 \cdot Y^2 \right] + \left[u_0 + u_1 \cdot Y + u_2 \cdot Y^2 \right] \cdot n + \left\{ \begin{aligned} & \left[v_0 + v_1 \cdot Y + v_2 \cdot Y^2 \right] \cdot n^2 \end{aligned} \right\} \cdot R^2 \end{aligned} \right\} \end{aligned} \right. \quad (2.40)$$

Matlab programında; (120, 105, 90, 75) Nm yük durumlarında, farklı devir sayılarında ve su oranlarında deneysel olarak belirlenen yanma süreleri kullanılarak (2.40) nolu bağıntının katsayıları hesaplanmıştır. Böylece ampirik yanma süresi bağıntısı

$$\Delta\theta = \left\{ \begin{aligned} &\left[-64.627 + 0.902.Y - 0.004.Y^2 \right] + \left[0.041 - 6.418.10^{-5}.Y - 8.692.10^{-7}.Y^2 \right].n + \\ &\left[-4.476.10^{-6} - 5.351.10^{-8}.Y + 5.725.10^{-10}.Y^2 \right].n^2 \end{aligned} \right\} .R^0 +$$

$$\left\{ \begin{aligned} &\left[-27.783 + 0.531.Y - 0.003.Y^2 \right] + \left[0.019 - 3.802.10^{-4}.Y + 1.857.10^{-6}.Y^2 \right].n + \\ &\left[-3.238.10^{-6} + 6.114.10^{-8}.Y - 2.959.10^{-10}.Y^2 \right].n^2 \end{aligned} \right\} .R^1 +$$

$$\left\{ \begin{aligned} &\left[2.469 - 0.047.Y + 2.330.10^{-4}.Y^2 \right] + \left[-0.002 + 3.474.10^{-5}.Y - 1.719.10^{-7}.Y^2 \right].n + \\ &\left[3.045.10^{-7} - 5.759.10^{-9}.Y + 2.826.10^{-11}.Y^2 \right].n^2 \end{aligned} \right\} .R^2$$

(2.41)

şeklinde elde edilmiştir.

Yapılan sayısal uygulama sonunda (2.41) yanma süresi bağıntısının ortalama mutlak yüzde hatası (MAPE), % 5.176 olarak belirlenmiştir.

2.2. Sayısal Çalışma

Son yıllarda gelişen teknolojiyle bilgisayar hızlarında ve kapasitelerindeki gelişmeler, her alanda olduğu gibi içten yanmalı motorlarla ilgili yapılan sayısal çalışmaların sayısını da artırmıştır. Böylece deneysel çalışmaların maliyetinin ve süresinin azaltılması sağlanmıştır (Durgun, 1991; Ferguson, 1986; Heywood, 1989; Ottikkutti vd., 1991; Ramos, 1989; Şahin ve Durgun, 2007). Yukarıdaki bölümlerde belirtildiği gibi, sunulan tez çalışmasında dizel motor çevrimini hesaplayan bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Bilindiği üzere, dizel motor çevrimlerini hesaplayabilmek için literatürde boyutlu ve termodinamik esaslı çevrim modelleri kullanılmaktadır. Boyutlu modeller ayrıntılı modellerdir ve literatürde boyutlu modeller için genellikle KIVA3, ANSYS Fluent ve GT-POWER gibi paket programlarından yararlanılmaktadır (Bedford vd., 2000; Coşkun ve Demir, 2017; Payri vd., 2004; Tamma vd., 2003). Termodinamik esaslı modeller ise, sanki boyutlu çok bölgeli ve tek bölgeli modeller şeklinde gruplandırılabilir. Çok bölgeli sanki boyutlu çevrim modelleri boyutlu modellere yakın sonuçlar vermektedir ve parametrik çalışmalarda yaygın olarak kullanılmaktadırlar (Şahin ve Durgun, 2007, 2008). Tek bölgeli termodinamik esaslı modeller ise daha pratik olarak uygulanabilmektedir ve parametrik çalışmalarda yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Bu nedenle sunulan çalışmada, dizel motoru çevrimini hesaplamak için termodinamik esaslı tek bölgeli bir bilgisayar modeli hazırlanmıştır. Burada asıl amaç SDY için geliştirilecek modelin emme havasına su eklenmesi durumuna

uyarlanması ve daha sonra doğruluğu kontrol edilen modelin farklı parametrik çalışmalarda kullanılmasıdır.

Bilindiği gibi motor çevrimi emme, sıkıştırma, yanma, genişleme ve eksoz işlemlerinden oluşmaktadır. Dizel motorlarında emme ve eksoz işlemleri oldukça karmaşık yapıdadır. Ancak burada komple dizel motoru çevriminin hesaplanması için bir program hazırlanacağından emme ve eksoz işlemleri daha basit bir yaklaşımla modellenmiştir. Burada; emme ve eksoz işlemleri Durgun (2007) tarafından geliştirilen pratik bir hesap yöntemiyle modellenmiştir. Sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri ise orijinal olarak Ferguson (1986) tarafından oluşturulmuş olan model biraz daha geliştirilerek kullanılmıştır. Söz konusu dizel motoru çevrim modeli, ilk aşamada SDY için geliştirilmiş ve doğruluğu kontrol edilmiştir. Ardından ise; bu bilgisayar modeli EHSE durumu için tekrar düzenlenerek ek su kullanımına uyarlanmıştır.

Sunulan tez çalışmasında; önce emme işleminin hesabında kullanılan yöntem, ardından da sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri için Ferguson (1986) tarafından verilen model sunulacaktır. Daha sonra ise eksoz işleminin hesabında uygulanan yaklaşım sunulacaktır.

2.2.1. Geliştirilen Termodinamik Çevrim Modelinde Uygulanan Kabul ve Varsayımlar

Geliştirilen termodinamik çevrim modelinde yapılan kabuller aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- a. Gaz karışımındaki her bir maddenin ideal gaz gibi davrandığı varsayılmıştır.
- b. Silindir duvarları sıcaklığı sabit alınmıştır.
- c. Isı transferinin hesaplanmasında, Woschni (1967) ısı transfer katsayısı bağıntısı kullanılmıştır.
- d. Motor çevrimi hesaplanırken, iş akışkanının yanma sırasında, homojen ve uniform bir karışım olduğu varsayılmıştır.

2.2.2. Emme İşlemi

Sunulan çalışmada; geliştirilen dizel çevrimi modelinde; emme işlemi, Durgun (2007) tarafından verilen hesap yöntemi ile modellenmiştir. İlgili yöntem burada kısaca tanıtılacaktır. Doğal emişli dizel motorlarında çevre basıncı ve sıcaklığı emme işleminin

yani çevrim hesabının başlangıç koşullarını oluşturmaktadır. Aşırı doldurmalı dizel motorlarında silindire kompresör çıkış basınç ve sıcaklığında hava girer. Bu durumda; P_0 dış ortam basıncı, T_0 dış ortam sıcaklığı olmak üzere P'_c kompresör çıkış basıncı ve T'_c kompresör çıkış sıcaklığı aşağıdaki bağıntılar kullanılarak hesaplanmıştır;

$$P'_c \text{ (MPa)} = 1.5P_0, \quad \text{düşük aşırı doldurma} \quad (2.42)$$

$$P'_c \text{ (MPa)} = (1.5 \div 2.2)P_0, \quad \text{orta aşırı doldurma} \quad (2.43)$$

$$P'_c \text{ (MPa)} = (2.2 \div 2.5)P_0, \quad \text{yüksek aşırı doldurma} \quad (2.44)$$

$$T'_c \text{ (K)} = T_0 \left(\frac{P'_c}{P_0} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} \quad (2.45)$$

Burada; n_c kompresörün politropik sıkıştırma üssüdür.

Silindir içerisine alınan hava bir önceki çevrimden kalan artık gazlar ile karışmaktadır. Bu nedenle emme sonu sıcaklığı ve basıncı hesaplanırken artık eksoz gazlarının basıncı ve sıcaklığı da uygun şekilde seçilerek hesaba katılmıştır. Burada;

$$P_r \text{ (MPa)} = (0.75 \div 0.98)P'_c \quad (2.46)$$

$$T_r \text{ (K)} = (600 \div 1100) \text{ K}$$

aralıklarından uygun şekilde seçilmiştir. Böylece, emme işleminin sonundaki basınç aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$P_a \text{ (MPa)} = P_0 - \Delta P_a ; \text{ doğal emişli motor} \quad (2.47)$$

$$P_a \text{ (MPa)} = P'_c - \Delta P_a ; \text{ aşırı doldurmalı motor}$$

Burada ΔP_a basınç düşüşüdür. Bernoulli denkleminden elde edilmiş olan

$$\Delta P_a \text{ (MPa)} = \left(\beta^2 + \xi \right) \frac{V_m^2}{2} \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 10^{-6} \rho_a \quad (2.48)$$

bağıntısından yararlanarak hesaplanmıştır.

(2.48) bağıntısında $(\beta^2 + \xi)$ emme sistemindeki kayıpları gösteren bir katsayı, V_m emme sisteminin en dar kesitindeki hız, n devir sayısı ve n_N nominal devir sayısı ve ρ_a havanın yoğunluğudur.

Burada,

$$\beta^2 + \xi = (2.4 \div 4)$$

$$V_m \text{ (m/s)} = (50 \div 100)$$

aralıklarından motora uygun şekilde seçilmektedir. Verilen aralıklarda turboşarjlı yüksek hızlı motorlar için genellikle yüksek değerler seçilmektedir. Emme sonu sıcaklığı; SDY ve EHSE durumları için sırası ile aşağıda verilen (2.49) ve (2.50) bağıntılarından yararlanarak hesaplanmıştır.

$$T_{a,SDY} \text{ (K)} = \frac{T'_c + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.49)$$

$$T_{a,EHSE} \text{ (K)} = \frac{T'_c + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} - \frac{M_w Q_w}{M_l c_p} \quad (2.50)$$

(2.49) ve (2.50) bağıntılarında; ΔT taze dolgunun ön ısınması, T'_c kompresör çıkış sıcaklığı, T_r ise artık eksoz gazlarının sıcaklığıdır.

Burada, doğal emişli dizel motorları için $\Delta T = (10 \div 40)$ ($^{\circ}\text{C}$); aşırı doldurmalı dizel motorları için $\Delta T = ((-5) \div 10)$ ($^{\circ}\text{C}$) aralıklarında alınabilir. Nominal devir dışındaki diğer devirler için aşağıdaki ampirik bağıntılar kullanılmıştır.

$$\Delta T = A_t (110 - 0.125n) \quad (2.51)$$

$$A_t = \left(\frac{\Delta T_n}{110 - 0.125n_N} \right) \quad (2.52)$$

(2.51) ve (2.52) bağıntılarında n motorun devir sayısı, n_N ise motorun nominal devir sayısıdır. ΔT_n ise nominal devirdeki taze dolgunun ön ısınmasıdır.

Emme havasına su püskürtülmesi durumunda emme kanalında su buharlaşmaktadır. Bu durumda su buharlaşırken çevreden buharlaşma ısısını (gizli ısıyı) çekmektedir ve emme havasını biraz soğutmaktadır. Bu durum (2.50) bağıntısı ile göz önüne alınmıştır;

(2.50) bağıntısında; Q_w suyun buharlaşma ısısını, M_w 1kg dizel yakıtı için emme kanalına püskürtülen suyun kmol sayısını, γ_r artık gazlar katsayısını, M_1 emilen taze dolgunun kmol sayısını göstermektedir. (2.54) bağıntısında ise $\mu_{w,w}$ suyun kmol kütlesi, α hava fazlalık katsayısı ve $H_{\min}$ 1 kg yakıtı tam yakmak için gerekli minimum hava miktarının kmol sayısıdır. γ_r ve M_1 aşağıdaki bağıntılardan yararlanarak hesaplanmıştır.

$$\gamma_r = \frac{P'_c + \Delta T}{T_r} \frac{P_r}{\phi_{ed} \epsilon P_a - P_r} \quad (2.53)$$

$$M_1 \text{ (kmol)} = \alpha H_{\min} + \frac{1}{\mu_{w,w}} \quad (2.54)$$

$$H_{\min} \left(\frac{\text{kmolhava}}{\text{kmolyakıt}} \right) = \frac{1}{0.208} \left[\frac{c'}{12} + \frac{h'}{4} - \frac{o'_y}{32} \right] \quad (2.55)$$

Burada ϕ_{ed} ek doldurma katsayısıdır ve dizel motorlarında, $\phi_{ed} = (0.88-1.15)$ aralığından uygun şekilde seçilerek kullanılmıştır. ϵ ise motorun sıkıştırma oranıdır (2.55) bağıntısındaki c' , h' , s' , w' ve o'_y yakıtın kapalı formülünden örneğin, $c' = (12.011c)/\mu_{w,f}$ şeklinde hesaplanabilir. Ayrıca (2.54) eşitliğinde;

$$\alpha = \frac{1}{\phi} \quad (2.56)$$

dir. Burada ϕ literatürden çok iyi bilindiği gibi ekivalans oranıdır (Durgun, 2018; Heywood, 1989). Böylece emme işlemi sonundaki sıcaklık ve basınç değerleri belirlenmiş olur ve bu değerler sıkıştırma işleminin başlangıç değerlerini oluşturmaktadırlar.

2.2.3. Sıkıştırma, Yanma ve Genişleme İşlemlerinin Hesaplanması

Burada sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemlerinin hesaplanması için orijinal olarak Ferguson (1986) tarafından geliştirilmiş olan; sıfır boyutlu tek bölgeli termodinamik çevrim modeli, yeni varsayımlarla geliştirilerek kullanılmıştır. Ferguson (1986) çevrim modelinin başlangıcında, yani sıkıştırma işlemine başlamadan önce, tahmini emme sonu sıcaklığı ve basıncı değerleri kullanmıştır ve sıkıştırma işleminin hesabına bu şekilde başlamıştır. Oysa sunulan çalışmada, sıkıştırma işleminin başlangıcında yukarıda ayrıntıları verilmiş olan emme sonu sıcaklığı ve basıncı değerleri kullanılmıştır. Bu bölüm Ferguson'un (1986) modelinde yoktur ve Ferguson'un çevrim modeli yalnızca sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemlerinden oluşmaktadır. Burada söz konusu modele emme ve eksoz işlemlerinin eklenmiş olması sunulan çalışmanın orijinal taraflarından birini oluşturmaktadır.

Ferguson (1986) dizel motoru çevrim için geliştirdiği modelinde; sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemlerinde, silindirin içerisinde meydana gelen termodinamik olayları, kapalı sistem için, Termodinamiğin Birinci Kanunu kullanılarak modellemiştir. Burada Termodinamiğin Birinci Kanunu silindir içerisindeki gaz karışımına uygulanarak, iş, ısı kaybı ve kütle kaybının da göz önüne alındığı enerji dengesinden yararlanarak bir diferansiyel denklem takımı elde edilmiştir. Söz konusu diferansiyel takımı sıkıştırma işleminin başlangıcından genişleme işleminin sonuna kadar adım adım çözülerek silindir basıncı, silindir sıcaklığı, çevrim işi değerleri belirlenmektedir.

Silindir içerisindeki yakıt-hava karışımı için termodinamiğin birinci kanunu aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\frac{dU}{d\theta} = -\frac{\dot{Q}_1}{\omega} - P \frac{dV}{d\theta} + \frac{\dot{m}_f h_f}{\omega} - \frac{\dot{m}_l h_l}{\omega} \quad (2.57)$$

(2.57) bağıntısında yer alan terimlerin açıklamaları aşağıda sunulmuştur.

$$\frac{\dot{Q}_1}{\omega} : \text{Isı kaybı terimidir ve}$$

$$\dot{Q}_1 = h \left(\frac{\pi B^2}{2} + \frac{4V}{B} \right) (T - T_w) \quad (2.58)$$

bağıntısından hesaplanmaktadır.

(2.58) bağıntısında; B silindir çapını, T_w silindir duvar sıcaklığını, h ısı transferi katsayısını, V silindir hacmini ve T ise hesap yapılan krank mili açısındaki silindir sıcaklığı değerini göstermektedir. Burada herhangi bir θ krank açısındaki V silindir hacmi

$$V=V_0 \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left\{ 1 - \cos \theta + \frac{1}{\lambda} \left[1 - (1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \right] \right\} \right] \quad (2.59)$$

bağıntısından hesaplanmıştır. (2.59) bağıntısında; V_0 ölü hacimdir ve λ ise aşağıdaki (2.60) bağıntısıyla verilen orandır.

$$\lambda = \frac{r}{l_b} = \frac{S}{2l_b} \quad (2.60)$$

(2.60) bağıntısında; r krank mili yarıçapı, l_b biyel eksenleri arasındaki uzaklık ve S strok uzunluğudur. (2.58) bağıntısı ve h ısı transferi katsayısı ile ilgili olarak 2.2.6.4 bölümünde ayrıntılı bilgiler verilecektir.

$\frac{dW}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta}$: İş terimidir ve buradaki hacim değişimi (2.59) bağıntısının krank mili açısına göre türetilmiş şekli olan (2.61) nolu bağıntıdır.

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi}{8} B^2 S \sin \theta \left[1 + \lambda \frac{\cos \theta}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)^{1/2}} \right] \quad (2.61)$$

$\frac{\dot{m}_f h_f}{\omega}$: Püskürtülen yakıt ile silindire sokulan enerjiyi göstermektedir ve h_f

$$h_f = \frac{\Delta h}{\mu_{w,f}} + (P_i - 1.01325) v_f / 10 \quad (2.62)$$

bağıntısı ile hesaplanmıştır.

(2.62) bağıntısında; Ferguson (1986) modelinde verilen $C_{14.4}H_{24.9}$ yakıtı için, Δh yanma entalpisini, $\mu_{w,f}$ kmol kütleini, P_i püskürtme basıncını ve v_f özgül hacmini göstermektedir.

$\frac{\dot{m}_1 h_1}{\omega}$: Kütle kaybı terimidir ve burada $\dot{m}_1$ aşağıdaki aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_1 = \frac{Cm}{\omega} = \frac{C(m_a + m_f)}{\omega} \quad (2.63)$$

(2.63) bağıntısında; $\dot{m}_1$ zamana bağlı olarak segmanlardan kaçan gazın kütlesi, ω açısal hız, C kütle kaçağı katsayısı, h_1 kayıp kütlenin entalpisidir. Bu bağıntıdaki, C kütle kaçağı katsayısı 0.8 alınmıştır.

Burada adi diferansiyel denklem takımını çözmeye başlamadan önce ilgili denklemdeki değerlerin belirlenmesi gerekir. Söz konusu diferansiyel denklemler sıkıştırma işleminin başlangıcından genişleme işleminin sonuna kadar adım adım çözülmektedir. Bu nedenle sıkıştırma işleminin başlangıcında silindir içerisindeki toplam gaz kütlesinin bilinmesi gerekmektedir. Bilindiği gibi dizel motorlarında sıkıştırma başlangıcında silindirin içerisinde hava-artık eksoz gazları karışımı bulunur. Böylece sıkıştırma işlemi başlangıcındaki toplam kütle miktarı;

$$m \text{ (kg)} = \frac{V}{v} \quad (2.64)$$

bağıntısından belirlenebilir. (2.64) bağıntısında; v (m^3/kg) ise silindir içerisindeki karışımın özgül hacmini göstermektedir. (2.64) bağıntısında, v özgül hacmi aşağıdaki bölümde açıklandığı gibi düşük sıcaklıktaki hava-artık eksoz gazları karışımının termodinamik özelliklerinden yararlanarak hesaplanmıştır. V silindir hacmi ise (2.59) bağıntısından hesaplanmaktadır. Sıkıştırma işleminin sonuna doğru püskürtme avansı altında silindire dizel yakıtı püskürtülmektedir. (2.64) bağıntısından, sıkıştırma sonunda silindir içerisindeki toplam kütle miktarı hesaplanmaktadır. Sıkıştırma işleminin başlangıcındaki toplam kütle; artık eksoz gazlarının ve havanın kütleleri toplamından oluşmaktadır. Bu karışım çok fakir bir karışımdır ve bu karışım için ekivalans oranı Ferguson (1986) tarafından verilen aşağıdaki yaklaşık bağıntı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\phi_{12} = \frac{f\phi}{1 + (1-f)\phi F_s} \quad (2.65)$$

Burada, ϕ_{12} dizel yakıtı püskürtülene kadar silindir içerisinde bulunan artık eksoz gazlarının ve havanın kütlelerinden yararlanarak hesaplanmıştır ve yukarıda da söylendiği gibi bu karışım çok fakir olduğundan ϕ_{12} 'nin değeri ϕ değerine göre çok küçüktür. ϕ_{12} değerinden yararlanarak aşağıda verilen (2.66) ve (2.67) bağıntıları ile toplam kütle ne kadarının hava ve ne kadarının artık eksoz gazlarının külesinden oluştuğu belirlenmiştir.

$$m_a (\text{kg}) = \frac{m}{(1 + \phi_{12} F_s)} \quad (2.66)$$

$$m_r (\text{kg}) = \frac{m \phi_{12} F_s}{(1 + \phi_{12} F_s)} \quad (2.67)$$

(2.65), (2.66) ve (2.67) bağıntılarında f kütleli artık eksoz gazları katsayısını ve F_s ise stokiometrik yakıt-hava oranını göstermektedir. Stokiometrik yakıt-hava oranı yakıtın kimyasal formülünden ve havanın kilomol külesinden yararlanarak bir sonraki paragrafta verilecek olan (2.70) bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır.

Silindir içerisindeki havanın ve artık eksoz gazlarının kütleleri hesaplandıktan sonra havanın ve artık eksoz gazlarının krank mili açısına göre değişim oranları belirlenmiştir. Değişim oranlarının hesabı ise aşağıda sunulmuştur. Silindir içerisindeki havanın kütlesi; supaplardan meydana gelen kaçaklar kadar değişmektedir. Dizel yakıtı püskürtülmeye başlamadan önce silindirdeki yakıt miktarındaki değişim sıfır kabul edilebilir. Ancak; burada dizel yakıtı püskürtülene kadar yakıt miktarındaki değişim artık eksoz gazlarındaki değişim olarak hesaba katılmıştır. Yani püskürtme başlayana kadar silindirdeki yakıtın değişimi eksoz gazlarının supaplardan sızma miktarı ile gösterilmiştir. Dizel yakıtı püskürtülmeye başladıktan sonra ise silindir içerisindeki yakıtın değişimi; püskürtülen yakıt miktarından supaplardan kaçan yakıt miktarının çıkarılması ile belirlenmiştir. Buradaki açıklamalar doğrultusunda silindirdeki havanın ve yakıt miktarının değişimleri için kullanılan bağıntılar ve söz konusu bağıntıların elde edilmesi aşağıda kısaca sunulmuştur. Silindir içerisindeki toplam kütle;

$$m (\text{kg}) = m_a + m_f \quad (2.68)$$

bağıntısından hesaplanmıştır. Burada; m_a silindir içerisindeki havanın kütlesini ve m_f ise silindir içerisindeki yanmış yakıtın kütlesini (yani silindir içersine püskürtülen dizel yakıtının kütlesini) göstermektedir. Ayrıca yukarıda belirtildiği gibi artık eksoz gazları; m_f 'nin içerisinde hesaba katılmıştır, yani m_f aslında püskürtülen yakıt ile artık eksoz gazlarının toplamı şeklinde düşünülmüştür. Silindir içerisindeki karışımın herhangi bir andaki ekivalans oranı, silindir içerisindeki havanın kütlesi ve püskürtülen dizel yakıtının kütlesine bağlı olarak;

$$\phi = \frac{m_f}{F_s m_a} \quad (2.69)$$

bağıntısından bulunur. Bu bağıntıda; F_s stokiometrik yakıt-hava oranıdır ve aşağıdaki (2.70) bağıntısından hesaplanabilir;

$$F_s = \frac{\varepsilon_M (12.011c + 1.008h + 15.999oy + 14.007n)}{\mu_{w,a}} \quad (2.70)$$

Burada ε_M ;

$$\varepsilon_M = \frac{0.21}{c + \frac{h}{4} - \frac{oy}{2}} \quad (2.71)$$

dir. (2.69) bağıntısı kullanılarak, (2.68) bağıntısı yeniden düzenlenirse;

$$m \text{ (kg)} = m_a (1 + \phi F_s) \quad (2.72)$$

bağıntısına ulaşılır. (2.72) bağıntısı; her iki tarafının θ 'ya göre türevleri alınıp tekrar düzenlenirse;

$$\frac{dm_a}{d\theta} = \frac{dm}{d\theta} \frac{1}{1 + \theta F_s} \quad (2.73)$$

bağıntısı elde edilir. Burada $\frac{dm}{d\theta}$ ise;

$$\frac{dm}{d\theta} = -\frac{\dot{m}_1}{\omega} \quad (2.74)$$

bağıntısından hesaplanmaktadır. (2.74) bağıntısı, supaplardan kaçan kütle kaybını göstermektedir. Böylece silindir içerisinde havanın kütesinin krank mili açısına göre değişimi için;

$$\frac{dm_a}{d\theta} = -\frac{1}{\omega} \left(\frac{\dot{m}_1}{1 + \phi F_s} \right) \quad (2.75)$$

bağıntısı elde edilebilir. (2.75) bağıntısı havanın değişim oranını göstermektedir ve aslında silindirdeki bu değişim oranı supaplardan kaçan hava oranına eşit olmalıdır.

Dizel yakıtının püskürtülmeye başlamadan önce silindirdeki yakıt kütesinin değişimi supaplardan kaçan artık eksoz gazlarına eşit düşünülerek aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\frac{dm_f}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \left(-\frac{\dot{m}_1 \phi F_s}{1 + \phi F_s} \right) \quad (2.76)$$

(2.76) bağıntısı silindirdeki yakıt değişimi yani silindirde bir önceki çevrimden kalan artık eksoz gazlarının değişim oranıdır ve bu değişim supaplardan kaçan artık eksoz gazlarının kütesinin değişimine eşittir. (2.76) bağıntısındaki ϕ değeri her seçilen krank mili açısında supaplardan kaçan miktarın dışında, silindirde kalan artık eksoz gazları ve havadan yararlanarak hesaplanmaktadır. Dizel yakıtı püskürtülmeye başladıktan sonra ise silindirdeki yakıt kütesinin değişimi silindire püskürtülen yakıt miktarından supaplardan kaçan yakıtın (aslında yakıt ve artık eksoz gazlarının toplamıdır) kütle miktarının farkı şeklinde aşağıda verilen (2.77) nolu bağıntı ile hesaplanmaktadır;

$$\frac{dm_f}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \left(\dot{m}_{f,i} - \frac{\dot{m}_1 \phi F_s}{1 + \phi F_s} \right) \quad (2.77)$$

(2.77) bağıntısındaki ϕ değeri de hazırlanan programda seçilen her bir krank mili açısında sürekli silindirde kalan yeni değerlere göre hesaplanmaktadır. Ayrıca; bu bağıntıda

$\dot{m}_{f,i}$ zamana bağılı olarak silindire püskürtülen dizel yakıt oranını göstermektedir ve bu değer aşağıda verilen (2.78) bağıntısından hesaplanmakta;

$$\left(\dot{m}_{f,i}\right) = \dot{x}_i \left(m_{f,i}\right) \quad (2.78)$$

burada $\dot{x}_i$ püskürtülen yakıtın kütleli debisinin toplam yakıt kütleli oranıdır ve

$$\dot{x}_i = \frac{\left(\dot{m}_{f,i}\right)}{\left(m_{f,i}\right)} = \frac{\omega}{\Delta\theta\Gamma(n)} \left(\frac{\theta-\theta_s}{\Delta\theta}\right)^{n-1} \exp\left[\frac{-(\theta-\theta_s)}{\Delta\theta}\right] \quad (2.79)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanabilmektedir.

Burada; θ_s (KMA) püskürtme avansı, $\Delta\theta$ (KMA) yakıtın yanma süresini, $\left(\dot{m}_{f,i}\right)$ püskürtülen yakıtın kütleli debisini, $\Gamma(n)$ gamma fonksiyonunu ve $\left(m_{f,i}\right)$ püskürtülen yakıtın kütleli göstermektedir. $\Gamma(n)$ ve $\left(m_{f,i}\right)$ terimleri aşağıdaki (2.80) ve (2.81) bağıntıları kullanılarak hesaplanmıştır;

$$\left(m_{f,i}\right) = \phi F_s (1-F) m \quad (2.80)$$

$$\Gamma(n) = \int_0^{\infty} t^{n-1} e^{-t} dt \quad (2.81)$$

Burada, Gamma fonksiyonunun asimptotik açılımı;

$$\ln\Gamma(n) = \left(n - \frac{1}{2}\right) \ln(n) - n + \frac{1}{2} \ln(2\pi) + \frac{1}{12n} - \frac{1}{360n^3} + \frac{1}{1260n^5} - \frac{1}{1680n^7} \quad (2.82)$$

şeklindedir. (2.82) bağıntısındaki n_1 değeri püskürtme parametresi olarak adlandırılır ve açık yanma odalı dizel motorları için $1 \leq n_1 \leq 2$, ön yanma odalı dizel motorları için $3 \leq n_1 \leq 5$ aralıklarında alınabilir. Bu değer büyük ölçüde motorun geometrisine (tasarım parametrelerine) ve yakıtın özelliklerine bağlıdır. Bu çalışmada, common-rail direkt püskürtmeli dizel motoru için n_1 değeri 1.3 olarak seçilmiştir.

Ferguson (1986) modelinde, yukarıda ayrıntılı şekilde verilmiş olan (2.75), (2.77) ve (2.57) numaralı adi diferansiyel denklem takımı sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri süresince Butcher'ın (2003) 5. Dereceden Runge-Kutta yöntemiyle $\Delta T=0.5$ adımlarıyla eş zamanlı olarak çözülerek V, m_a, m_f, U, W iş terimi, Q_1 ısı kaybı terimi ve h_1 kayıp kütle entalpisi değerleri hesaplanmakta ve bu değerlerden yararlanarak her bir krank mili açısındaki hacim değişimi, silindirdeki havanın kütesinin değişimi, püskürtülen yakıtın kütesinin değişimi ile iç enerji, iş, ısı kaybı ve kütle kaybı terimleri değerleri de belirlenmektedir. (Şahin, 2002). Çevrim modelinde çözülen adi diferansiyel denklem takımı aşağıdaki gibidir;

$$\left. \begin{aligned} \frac{dm_a}{d\theta} &= -\frac{1}{\omega} \left(\frac{\dot{m}_1}{1 + \phi F_s} \right) \\ \frac{dm_f}{d\theta} &= \frac{1}{\omega} \left(\dot{m}_{fi} - \frac{\dot{m}_1 \phi F_s}{1 + \phi F_s} \right) \\ \frac{dU}{d\theta} &= -\frac{\dot{Q}_1}{\omega} - P \frac{dV}{d\theta} + \frac{\dot{m}_f h_f}{\omega} - \frac{\dot{m}_1 h_1}{\omega} \\ \frac{dW}{d\theta} &= P \frac{dV}{d\theta} \\ \frac{\dot{Q}_1}{\omega} &= \frac{h \left(\frac{\pi B^2}{2} + \frac{4V}{B} \right) (T - T_w)}{\omega} \\ \frac{\dot{m}_1 h_1}{\omega} &= \frac{C_m h_1}{\omega} \end{aligned} \right\}$$

Çözülecek diferansiyel denklemlerde yer alan U iç enerji, V silindir hacmi, h entalpi değerleri;

$$U=mu=mu(T, P, \phi), \quad V=mv(T, P, \phi), \quad h_l=h=h(T, P, \phi)$$

şeklinde düzenlenmiştir. Böylece ilgili değerler yani özgül iç enerji, özgül hacim, entalpi vb. gibi diğer termodinamik özellikler aşağıdaki 2.2.6.1 bölümünde anlatılan düşük sıcaklıktaki karışımın termodinamik özelliklerin hesabı ve 2.2.6.2 bölümünde yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin ve karışımın termodinamik özelliklerinin hesabının açıklandığı bölümlerde ayrıntılı bir biçimde sunulmuştur. Bu konuda kısaca şu bilgiler verilebilir: Sıkıştırma işlemi boyunca karışımın termodinamik özellikleri, ($T < 1000$ K için) düşük sıcaklıktaki karışımın termodinamik özelliklerinden yararlanarak belirlenmiştir. Yanma ve genişleme işlemi boyunca ise adi diferansiyel denklemlerin çözülmesinde gerekli olan termodinamik özellikler ise ($T > 1000$ K için) yüksek sıcaklıktaki yanma ürünleri ve yanma ürünlerinden yararlanarak belirlenen termodinamik özelliklerden hesaplanmıştır. Hem düşük hem de yüksek sıcaklıkta karışımın termodinamik özellikleri belirlenmesinde silindir sıcaklığı, basıncı ve ekivalans oranı değerleri kullanılmıştır. Çevrim hesabında bu terimler FARG ve ECP isimleri ile alt programlar şeklinde düzenlenmiştir. Aslında bu alt programlar orijinal olarak Ferguson (1986) tarafından geliştirilmiştir. Sunulan tez çalışmasında ise ilgili alt programlarda bazı uyarlamalar eklenmiştir.

Söz konusu adi diferansiyel denklemlerin çözülmesinin ardından, bir sonraki krank mili açısına geçmeden önce, silindir sıcaklığı ve basıncı hesaplanmaktadır. Silindir sıcaklığı ve basıncı için izantropik durum değişimi varsayımı altında, Newton-Raphson yöntemine göre düzenlenme sonunda aşağıdaki denklemler elde edilmiştir. Bu denklemler Newton-Raphson yöntemiyle 0.5 KMA adımlarıyla çözülmüştür.

$$T_{i+0.5} = T_i + \Delta T \quad (2.83)$$

$$P_{i+0.5} = P_i + \Delta P \quad (2.84)$$

$$\Delta T = \frac{-V \left[\frac{10 \left(\frac{du}{d\theta} \right)}{p \frac{\partial \ln v}{\partial \ln p}} + \left(\frac{dv}{d\theta} \right) \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln p} \right) \right]}{\frac{V^2}{T} \left[\left(-\frac{10 c_p T}{p V} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right) \left(-\frac{\partial \ln v}{\partial \ln p} \right) + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln p} \right) \right]} \quad (2.85)$$

$$\Delta P = \frac{-\frac{pV}{T} \left[\frac{10c_p T}{pV} - \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right] \frac{dv}{d\theta} - \frac{10 \frac{du}{d\theta} \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T}}{p}}{\frac{V^2}{T} \left[\left(-\frac{10c_p T}{pV} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right) \left(-\frac{\partial \ln v}{\partial \ln p} \right) + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} + \frac{\partial \ln v}{\partial \ln p} \right) \right]} \quad (2.86)$$

Burada ΔT ve ΔP hesaplanırken iç içe iteratif bir çözüm uygulanmaktadır. Örneğin; $\Delta T = T_{i+0.5} - T_i$ farkı yeter duyarlılığını sağlayacak şekilde iterasyon yapılmıştır. Burada ilgili duyarlılık;

$$\frac{|\Delta T_2|}{T_{2(i+0.5)}} \leq E_h \quad (2.87)$$

bağıntısından belirlenmiştir. Sunulan tez çalışmasında ise hata oranının E_h maksimum değeri 0.001 olarak alınmıştır.

(2.85) ve (2.86) bağıntılardan hesaplanmış silindir basıncı ve sıcaklığı değerleri kullanılarak adi diferansiyel denklemlerin çözülmesinde kullanılacak olan u , v , h , c_p gibi termodinamik özellikler adım adım hesaplanmıştır. Termodinamik özelliklerin ve yanma ürünlerinin hesaplanması için Olikara ve Borman (1975) tarafından geliştirilen ve Ferguson (1986) tarafından verilen yöntem kullanılmıştır. Geliştirilen bilgisayar programının akış şeması çevrim hesabında kullanılan alt programlardan sonra Bölüm 2.2.7.1’de sunulmuştur.

2.2.4. Eksoz İşlemi

Bölüm 2.2.2’de emme işleminin başlangıcında, T_r eksoz sıcaklığı ve P_r eksoz basıncı yaklaşık olarak seçilmiştir. Çevrim simülasyonu sonunda, T_r sıcaklığı, hesaplanan T_b genişleme sonu sıcaklığı ve P_b genişleme sonu basıncı özelliklerine bağlı olarak aşağıdaki (2.88) bağıntısından yararlanarak yeniden hesaplanmaktadır:

$$T'_r(K) = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} \quad (2.88)$$

Fark oranı $|(T'_r - T_r) / T'_r| \leq \% 3$ çıkmışsa çevrim hesabı sonlandırılmaktadır. Fark oranı % 3'ten büyük çıktığında, $T_r = T'_r$ alınarak çevrim hesabı emme işleminden başlayarak yeniden tekrarlanmaktadır. Bu döngü hata oranı % 3'ten düşük olana kadar tekrarlanır. Böylelikle dizel motoru çevriminin kontrolü sağlanmış olur. Çevrim hesabı yeterli duyarlılıkta yapıldıktan sonra; tüm motor performans parametreleri belirlenebilir. Motor karakteristiklerinin hesabının nasıl yapıldığı aşağıda kısaca sunulmuştur:

2.2.5. Motor Karakteristiklerinin Hesaplanması

Motor karakteristiklerinin hesaplanmasında ayrıntılar Durgun (2007) ve Durgun (2018) de verilmiş olan tanımlar ve bağıntılar kullanılmıştır.

2.2.5.1. Ortalama İndike Basınç ve İndike Verim

Çok iyi bilindiği gibi; yalnızca genişleme süresince pistonun üst yüzeyine sabit olarak etki ettiği düşünülen ve gazların gerçek indike işine eşit işi veren basınca ortalama indike basınç denir, ve

$$P_{m,i} \text{ (MPa)} = \frac{W_\zeta}{V_h} \quad (2.89)$$

bağıntısından hesaplanabilir (Durgun, 2018). Burada W_ζ çevrim işi ve V_h strok hacmidir. İndike verim ise aşağıdaki bağıntıdan hesaplanmıştır (Ferguson, 1986).

$$\eta_i = \frac{w_\zeta (1 + F_s \phi)}{F_s \phi (1 - f) H_u} \quad (2.90)$$

Burada; w_ζ birim kütle başına çevrim işini ve f kütleli artık gazlar katsayısını göstermektedir. Sunulan modelde kütleli artık gazlar katsayısı ($f=0.05$) şeklinde sabit alınmıştır (Ferguson, 1986). Ayrıca dizel yakıtı için (2.6) bağıntısı kullanılarak yakıtın H_u alt ısı değeri hesaplanmıştır. Dizel motoru çevrimi hesabında supap zamanlaması şöyle bir yaklaşımla hesaba katılmıştır. Sunulan çevrim hesabı sonunda indikatör diyagramı (P-V eğrisi) çizildiğinde emme ve eksoz işlemlerinin değişimleri köşeli yapıda olmaktadır. Bu nedenle sunulan, çalışmada indikatör diyagramını yuvarlatma katsayısı kullanılmıştır ve böylece supap zamanlaması da yaklaşık olarak hesaba katılmış olmaktadır. Bunun için

çevrim sonunda hesaplanan indike iş değeri, indikatör diyagramını yuvarlatma katsayısı (burada $\phi_i \approx 0.98$ alınmıştır) ile çarpılarak düzeltilmiştir (Durgun, 1991, 2018; Heywood, 1989; Şahin, 1996).

2.2.5.2. Ortalama Efektif Basınç ve Mekanik Kayıplar Basıncı

Bilindiği gibi; pistonu yalnızca genişleme süresince sabit olarak etki ettiği düşünülen ve W_e işine eşit işi veren basınç değerine ortalama efektif basınç denir ve

$$P_{m,e} \text{ (MPa)} = \frac{W_e}{V_h} = P_{m,i} - P_{m,m} \quad (2.91)$$

bağıntısından hesaplanabilir (Durgun, 2018). Burada $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncıdır ve Durgun (2007;2018) tarafından verilen (2.92) bağıntısıyla hesaplanmıştır.

$$P_{m,m} \text{ (MPa)} = 10 \cdot (a + b V_{p,m}) \frac{P'_c}{P_{m,i}} \quad (2.92)$$

(2.92) bağıntısında; P'_c aşırı doldurma kompresörünün çıkış basıncını, $P_{m,i}$ ortalama indike basıncını ve $V_{p,m}$ ortalama piston hızını göstermektedir. Renault K9K 700 tipi deney motoru için (2.92) bağıntısındaki 'a' ve 'b' katsayıları için sırasıyla 0.089 ve 0.0118 değerleri kullanılmıştır. Ortalama piston hızı çok iyi bilinen (2.93) bağıntısı ile hesaplanmıştır. (2.93) bağıntısındaki S ise strok uzunluğudur.

$$V_{p,m} \text{ (m/s)} = \frac{Sn}{30} \quad (2.93)$$

2.2.5.3. Mekanik Verim, Efektif Verim, Özgül Yakıt Tüketimi, Efektif Güç ve Döndürme Momenti

Mekanik verim, indike ve efektif basınçlar cinsinden;

$$\eta_m = \frac{P_{m,e}}{P_{m,i}} \quad (2.94)$$

şeklinde belirlenebilir.

Efektif verim için;

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (2.95)$$

bağıntısı yazılabilir.

Birim zamanda birim güç için harcanan yakıtın kütlesine özgül yakıt tüketimi denir ve;

$$b_e \left(\frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right) = \frac{3600}{H_u \eta_e} \quad (2.96)$$

bağıntısından hesaplanır.

(2.97) bağıntısındaki efektif güç ise literatürde çok iyi bilinen (Durgun, 2018; Heywood, 1989)

$$N_e (\text{kW}) = \frac{P_{me} Z V_h n}{60k} \quad (2.97)$$

bağıntısından belirlenmiştir. Bu bağıntıda; Z silindir sayısı, V_h (lt) strok hacmi, n devir sayısı ve k ise strok sayısıdır. İki zamanlı motorlarda k'nin değeri 1 ve dört zamanlı motorlarda ise 2 olarak alınmaktadır.

Efektif güçten yararlanarak döndürme momenti ise;

$$M_d (\text{Nm}) = \frac{30}{\pi} \frac{N_e}{n} \quad (2.98)$$

bağıntısından kolayca belirlenebilir.

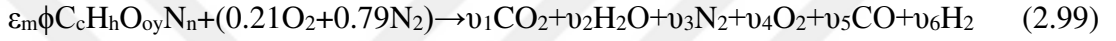
2.2.6. Geliştirilen Termodinamik Çevrim Modelinde Kullanılan Alt Modeller

Bu bölümde dizel çevrimi modeli analizlerinde kullanılan alt programlar ve bu programlarda kullanılan yaklaşımlar kısaca tanıtılmıştır. Bu alt programlar; SDY ve EHSE durumları için düşük ve yüksek sıcaklıktaki gaz karışımlarının yapısının ve termodinamik özelliklerinin belirlenmesine ilişkin alt modeller (programlar), ısı transferi, tutuşma

gecikmesi ve açığa çıkan ısı oranı modelleridir. Söz konusu alt modeller genel olarak Ferguson (1986)'ya dayanarak hazırlanmıştır.

2.2.6.1. SDY Durumunda, Düşük Sıcaklıklardaki Yanma Ürünlerinin Kmol Oranlarının ve Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

Düşük sıcaklıklardaki gaz karışımının yani hava ve artık eksoz gazları karışımının yapısının belirlenmesinde Ferguson (1986) tarafından verilen yaklaşım uygulanmıştır. Hava ve artık eksoz gazları karışımının termodinamik özelliklerinin belirlenmesinde; önce karışımı oluşturan maddelerin kmol sayılarının hesaplanması gerekmektedir. Düşük sıcaklıklarda yanma reaksiyonu denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir;



(2.99) denkleminde görüldüğü gibi 1kmol hava için $\phi \epsilon_m$ kmol kadar yakıt kullanılmaktadır. Burada ϕ ekivalans oranını, ϵ_m molar yakıt-hava oranını göstermektedir. ϕ ekivalans oranı, F_s kütleli stokiometrik yakıt-hava oranı ve ϵ_m molar yakıt-hava oranı yukarıda verilen (2.56), (2.70) ve (2.71) bağıntılarından belirlenmektedir.

(2.99) nolu yanma denklemi kullanılarak hem $\phi < 1$ fakir karışım ve hem de $\phi > 1$ zengin karışım için yanma ürünlerinin kmol sayıları belirlenebilir. Dizel motoru çevrim modellemesinde; düşük sıcaklıktaki yanma ürünlerinin kmol oranları ve termodinamik özellikleri, $\phi < 1$ fakir karışım durumu için hesaplanmıştır. Bilindiği gibi dizel motorlarında ekivalans oranı genellikle $\phi < 1$ 'dir yani dizel motorları fakir karışıma göre çalışır (Durgun, 2018; Heywood, 1989). Yanma ürünlerinin kmol sayılarının belirlenmesinde, $\phi < 1$ durumunda 4 tane tam yanma ürünü için atom dengeleri yeterli olmaktadır ve ilgili bağıntıların düzenlenmiş hali Tablo 2.9'da verilmiştir.

Tablo 2.9. Düşük sıcaklıkta yanma ürünlerinin kmol sayıları, v_i (kmol/kmol hava) (Ferguson, 1986)

i	Tam yanma ürünleri (v_i)	$\phi < 1$ (fakir karışım)
1	CO ₂	$\epsilon_m \phi c$
2	H ₂ O	$\epsilon_m \phi h/2$
3	N ₂	$0.79 + \epsilon_m \phi n/2$
4	O ₂	$0.21(1-\phi)$

Yanma ürünlerinin kmol sayılarından yararlanarak her bir maddenin hacimsel oranı (2.100) bağıntısından kolayca bulunabilir.

$$y_i = \frac{v_i}{N} \quad (2.100)$$

Burada N yanma ürünlerinin toplam kmol sayısı, yani; ($N = v_1 + v_2 + v_3 + v_4$)dır. Yani her bir maddenin y_i leri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır;

$$y_1 = y_{CO_2} = \frac{v_{CO_2}}{N} = \frac{\phi \epsilon_m c}{N} \quad (2.101)$$

$$y_2 = y_{H_2O} = \frac{v_{H_2O}}{N} = \frac{\phi \epsilon_m h/2}{N} \quad (2.102)$$

$$y_3 = y_{N_2} = \frac{v_{N_2}}{N} = \frac{0.79 + \phi \epsilon_m n/2}{N} \quad (2.103)$$

$$y_4 = y_{O_2} = \frac{v_{O_2}}{N} = \frac{0.21(1-\phi)}{N} \quad (2.104)$$

Her bir maddenin hacimsel oranları kullanılarak karışımın kmol kütlesi (2.105) bağıntısından kolayca belirlenmiştir.

$$\mu_{w,m} = 44.010y_1 + 18.015y_2 + 28.013y_3 + 31.998y_4 \quad (2.105)$$

Dizel motorlarında sıkıştırma işleminde hava ve bir önceki çevrimden kalan artık eksoz gazları karışımı sıkıştırılmaktadır.

Düşük sıcaklıktaki yanma ürünlerinin kmol oranlarının bu şekilde belirlenmesinden sonra sıkıştırma işlemi boyunca hava ve artık eksoz gazları karışımının termodinamik özelliklerinin hesabı için basit düzenlemeler sonunda aşağıdaki bağıntılar elde edilebilir;

$$R_m = \frac{R_u}{\mu_{w,m}} \quad (2.106)$$

$$h_m = \sum_{i=1}^4 y_i h_i \quad (2.107)$$

$$c_{p,m} = \sum_{i=1}^4 y_i c_{pi} \quad (2.108)$$

Burada, h_m karışımın entalpisini, $c_{p,m}$ karışımın sabit basınçtaki özgül ısısını, R_u universal gaz sabitini ($R_u=8.3143\text{kJ/kmolK}$) ve $\mu_{w,m}$ karışımı oluşturan maddelerin toplam kmol kütesini göstermektedir. (2.107) ve (2.108) nolu bağıntılarda yer alan, havanın ve artık eksoz gazlarının h_i ve c_{pi} değerleri, termokimyasal tablolara eğri uydurularak elde edilmiş (2.109) ve (2.110) bağıntılarından hesaplanmıştır. İlgili bağıntılardaki a_i katsayıları 1000 K'den düşük sıcaklık için Tablo 2.10'da verilmiştir.

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (2.109)$$

$$\frac{h}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (2.110)$$

(2.109) ve (2.110) bağıntıları, (2.107) ve (2.108) denklemlerinde yerlerine koyularak gereken düzenlemelerden sonra (2.111), (2.112) ve (2.113) bağıntıları elde edilebilir.

Böylece karışımın entalpisi, sabit basınçtaki özgül ısısı, iç enerjisi kolayca belirlenebilir. Buradaki hesap yöntemine uygun bir bilgisayar koduna düzenlenmiş ve bu çalışmada sunulmuştur.

$$h_m = R_m T \left[\sum_{i=1}^4 y_i \left(\frac{h}{RT} \right)_i \right] \quad (2.111)$$

$$c_{p,m} = \frac{\partial h_m}{\partial T} = R_m \left[\sum_{i=1}^4 y_i \left(\frac{c_p}{R} \right)_i \right] \quad (2.112)$$

$$u_m = h_m - R_m T \quad (2.113)$$

Daha sonra karışımın özgül hacmi ise ideal gaz denkleminde yararlanarak;

$$v_m = 10 \frac{R_m T}{P} \quad (2.114)$$

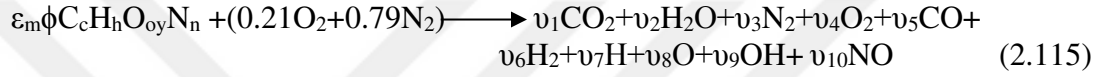
şeklinde kolayca hesaplanmıştır. Verilen bağıntılarda P (bar), T (K), h_m (kJ/kg), $c_{p,m}$ (kJ/kgK), R_m (kJ/kgK), v_m (cm³/g), u_m (kJ/kgK) ve $\partial h_m / \partial T$ (kJ/kgK) birimlerindedir.

Tablo 2.10. Düşük sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesabı için gerekli a_i katsayıları (Ferguson, 1986; Şahin, 2002).

Maddeler	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
CO ₂	$0.2400779 \cdot 10^1$	$0.873509 \cdot 10^{-2}$	$-0.66070878 \cdot 10^{-5}$	$0.20021861 \cdot 10^{-8}$	$0.63274039 \cdot 10^{-15}$	$-0.48377527 \cdot 10^5$	$0.96951457 \cdot 10^1$
H ₂ O	$0.4070127 \cdot 10^1$	$-0.110844 \cdot 10^{-2}$	$0.41521180 \cdot 10^{-5}$	$-0.29637404 \cdot 10^{-8}$	$0.80702103 \cdot 10^{-12}$	$-0.30279722 \cdot 10^5$	-0.32270046
CO	$0.3710092 \cdot 10^1$	$-0.161909 \cdot 10^{-2}$	$0.36923594 \cdot 10^{-5}$	$-0.20319674 \cdot 10^{-8}$	$0.23953344 \cdot 10^{-12}$	$-0.14356310 \cdot 10^5$	$0.29555351 \cdot 10^1$
H ₂	$0.3057445 \cdot 10^1$	$0.267652 \cdot 10^{-2}$	$-0.58099162 \cdot 10^{-5}$	$0.55210391 \cdot 10^{-8}$	$-0.1812273 \cdot 10^{-11}$	$-0.98890474 \cdot 10^3$	$-0.22997056 \cdot 10^1$
O ₂	$0.3625598 \cdot 10^1$	$-0.187821 \cdot 10^{-2}$	$0.70554544 \cdot 10^{-5}$	$-0.67635137 \cdot 10^{-8}$	$0.21555993 \cdot 10^{-11}$	$-0.10475226 \cdot 10^4$	$0.43052778 \cdot 10^1$
N ₂	$0.3674826 \cdot 10^1$	$-0.120815 \cdot 10^{-2}$	$0.23240102 \cdot 10^{-5}$	$-0.63217559 \cdot 10^{-9}$	$-0.2257725 \cdot 10^{-12}$	$-0.10611588 \cdot 10^4$	$0.2358424 \cdot 10^1$
Ar	$0.25000 \cdot 10^1$	0.	0.	0.	0.	$-0.74537498 \cdot 10^3$	$0.43660006 \cdot 10^1$

2.2.6.2. SDY Durumunda Yüksek Sıcaklıklardaki Yanma Ürünlerinin Yapısının ve Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

Yüksek sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin yapısı (kmol sayılar), bozunum (parçalanma) ve kimyasal denge reaksiyonlarının denge katsayılarında yararlanarak belirlenmiştir. Burada yanma ürünlerinin kmol sayılarının belirlenmesinde Olikara ve Borman (1975) tarafından geliştirilen ve Ferguson (1986) tarafından verilen hesap yöntemi kullanılmıştır. Söz konusu hesap yönteminde yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO , O , H , OH ve NO 'dan oluştuğu varsayılmıştır. Bu durumda yanma denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:



Yanma ürünlerini belirlemek için atom dengelerinden;

$$\text{C} : \varepsilon_m \phi c = (y_1 + y_5)N \quad (2.116)$$

$$\text{H} : \varepsilon_m \phi h = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)N \quad (2.117)$$

$$\text{O} : \varepsilon_m \phi oy + 0.42 = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10})N \quad (2.118)$$

$$\text{N} : \varepsilon_m \phi n + 1.58 = (2y_3 + y_{10})N \quad (2.119)$$

bağıntıları elde edilir. Burada;

$$N = \sum_{i=1}^{10} v_i \quad (2.120)$$

dir. Bu tanımlamadan;

$$\sum_{i=1}^{10} y_i - 1 = 0 \quad (2.121)$$

olması gerekmektedir. Böylece 10 tane $y_i = \frac{v_i}{N}$ kmol oranları ve N toplam kmol sayısını belirlemek için atom dengelerinden denklem (2.116), (2.117), (2.118), (2.119) ve (2.121) 'dan oluşan 5 tane bağıntı elde edilir. Oysa 11 tane bilinmeyeni belirlemek 6 tane daha denkleme ihtiyaç vardır. Bu amaçla, aşağıda sıralanan kimyasal denge reaksiyonları ve bu reaksiyonlar için yazılan kimyasal denge katsayıları kullanılmıştır.

$$\frac{1}{2}\text{H}_2 \rightleftharpoons \text{H} \quad K_1 = \frac{y_7 p^{1/2}}{y_6^{1/2}} \quad (2.122)$$

$$\frac{1}{2}\text{O}_2 \rightleftharpoons \text{O} \quad K_2 = \frac{y_8 p^{1/2}}{y_4^{1/2}} \quad (2.123)$$

$$\frac{1}{2}\text{H}_2 + \frac{1}{2}\text{O}_2 \rightleftharpoons \text{OH} \quad K_3 = \frac{y_9}{y_4^{1/2} y_6^{1/2}} \quad (2.124)$$

$$\frac{1}{2}\text{O}_2 + \frac{1}{2}\text{N}_2 \rightleftharpoons \text{NO} \quad K_4 = \frac{y_{10}}{y_4^{1/2} y_3^{1/2}} \quad (2.125)$$

$$\text{H}_2 + \frac{1}{2}\text{O}_2 \rightleftharpoons \text{H}_2\text{O} \quad K_5 = \frac{y_2}{y_4^{1/2} y_6 p^{1/2}} \quad (2.126)$$

$$\text{CO} + \frac{1}{2}\text{O}_2 \rightleftharpoons \text{CO}_2 \quad K_6 = \frac{y_1}{y_5 y_4^{1/2} p^{1/2}} \quad (2.127)$$

(2.122)'den (2.127)'e kadar olan eşitliklerde, basıncın birimi atmosferdir. Olikara ve Borman (1975) tarafından Janaf tablolarına eğri uydurarak denge sabitleri için;

$$\text{Log}K_p = A*\ln(T/1000)+B/T+DT+ET^2 \quad (2.128)$$

yapısında bağıntılar elde edilmiştir. Burada T Kelvin ve sıcaklık aralığı (400<T<4000)'dir. LogK_p bağıntısındaki A, B, C, D ve E katsayılarının değerleri Tablo (2.11)'de verilmiştir.

Tablo 2.11. K denge katsayısının hesaplanmasında kullanılan A, B, C, D ve E katsayıları

	A	B	C	D	E
K ₁	0.432168E+00	-0.112464E+05	0.267269E+01	-0.745744E-04	0.242484E-08
K ₂	0.310805E+00	-0.129540E+05	0.321779E+01	-0.738336E-04	0.344645E-08
K ₃	-0.141784E+00	-0.213308E+04	0.853461E+00	0.355015E-04	-0.310227E-08
K ₄	0.150879E-01	-0.470959E+04	0.646096E+00	0.272805E-05	-0.154444E-08
K ₅	-0.752364E+00	0.124210E+05	-0.260286E+01	0.259556E-03	-0.162687E-07
K ₆	-0.415302E-02	0.148627E+05	-0.475746E+01	0.124699E-03	-0.900227E-08

(2.115) reaksiyon denklemindeki yanma ürünlerinin kmol sayılarının belirlenebilmesi için, yukarıda da açıklandığı gibi atom dengelerinden ve parçalanma denge reaksiyonlarından yararlanılmıştır. Böylece (2.116)–(2.121) ve (2.122)–(2.127) denklemleri toplam 11 tane bilinmeyen için 11 denklemlilik doğrusal olmayan (nonlinear) bir denklem takımı oluşturur. Bu denklem takımını çözmek için bütün maddelerin kmol oranları N_2 , O_2 , CO ve H_2 'nin kmol oranları cinsinden gösterilir ve gerekli düzenlemeler yapılırsa

$$2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9 - d_1(y_1 + y_5) = 0 \quad (2.129)$$

$$2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10} - d_2(y_1 + y_5) = 0 \quad (2.130)$$

$$2y_3 + y_{10} - d_3(y_1 + y_5) = 0 \quad (2.131)$$

şeklinde 3 tane nonlinear denkleme ulaşılır.

Burada; (2.129), (2.130), (2.131) denklemlerindeki d_1 , d_2 ve d_3 oranları aşağıdaki gibi kısaltılmış terimlerdir:

$$d_1 = \left(\frac{\beta}{\alpha} \right), \quad d_2 = \left(\frac{\gamma}{\alpha} + \frac{0.42}{\varepsilon \phi \alpha} \right), \quad d_3 = \left(\frac{\delta}{\alpha} + \frac{1.58}{\varepsilon \phi \alpha} \right)$$

y_3 , y_4 , y_5 ve y_6 bilinmeyenleri için elde edilmiş olan (2.129), (2.130), (2.131) denklemleri ve (2.121) denklemi Newton-Raphson yöntemiyle bir arada çözülerek, yanma ürünlerinin kmol oranları belirlenebilir. Böylece yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin kmol oranları bulunduğundan sonra, gaz karışımının başlıca termodinamik özellikleri, aşağıda verilen (2.132)–(2.137) nolu bağıntılar kullanılarak hesaplanabilir;

$$\mu_{w,m} = \sum_{i=1}^{10} y_i \mu_{w,i} \quad (2.132)$$

$$R_m = R_u / \mu_{w,m} \quad (2.133)$$

$$h_m = R_m T \left[\sum y_i \left(\frac{h}{RT} \right)_i \right] \quad (2.134)$$

$$u_m = h_m - R_m T \quad (2.135)$$

$$c_{p,m} = R_m \left[T \sum_{i=1}^{10} \left(\frac{\partial y_i}{\partial T} \right) \left(\frac{h}{RT} \right)_i + \sum_{i=1}^{10} y_i \left(\frac{c_p}{R} \right)_i \right] - \frac{M_T R_m T}{\mu_{w,m}} \sum_{i=1}^{10} y_i \left(\frac{h}{RT} \right)_i \quad (2.136)$$

$$M_T = \frac{\partial \mu_{w,m}}{\partial T} = \sum_{i=1}^{10} \left(\mu_{w,i} \right) \frac{\partial y_i}{\partial T} \quad (2.137)$$

$$M_P = \frac{\partial \mu_{w,m}}{\partial P} = \sum_{i=1}^{10} \left(\mu_{w,i} \right) \frac{\partial y_i}{\partial P} \quad (2.138)$$

Buradaki c_p/R ve h/RT değerleri, her bir yanma ürünü için yüksek sıcaklıktaki termokimsiyal tablolara eğri uydurularak elde edilmiş (2.109) ve (2.110) bağıntılarından hesaplanmaktadır. Ayrıca buradaki katsayılar için Tablo 2.12’de verilmiş olan yüksek sıcaklıktaki değerler kullanılmıştır. Yukarıdaki formüllerdeki T (K), R_m (kJ/kgK), h_m (kJ/kg), M_T (kg/kmolK) ve M_P (kg/kmolbar) birimlerindendir.

Tablo 2.12. Yüksek sıcaklıklardaki yanma ürünlerinin termodinamik özelliklerinin hesabı için gerekli katsayılar (Ferguson, 1986; Şahin, 2002)

Maddeler	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	a ₅	a ₆	a ₇
H	0.250000*10 ¹	0	0	0	0	0.25471627*10 ⁵	-0.46011763
O	0.2542059*10 ¹	-0.275506*10 ⁻⁴	-0.31028033*10 ⁻⁸	0.45510674*10 ⁻¹¹	-0.4368051*10 ⁻¹⁵	0.29230803*10 ⁵	0.49203080*10 ¹
H ₂	0.3100190*10 ¹	0.511194*10 ⁻³	0.52644210*10 ⁻⁷	-0.3490997*10 ⁻¹⁰	0.36945345*10 ⁻¹⁴	-0.87738042*10 ³	-0.1962942*10 ¹
OH	0.2889781*10 ¹	0.100058*10 ⁻²	-0.22048807*10 ⁻⁶	0.20191288*10 ⁻¹⁰	-0.3940983*10 ⁻¹⁵	0.38857042*10 ⁴	0.55566427*10 ¹
CO	0.2984069*10 ¹	0.148913*10 ⁻²	-0.57899684*10 ⁻⁶	0.10364577*10 ⁻⁹	-0.6935355*10 ⁻¹⁴	-0.14245228*10 ⁵	0.63479156*10 ²
NO	0.3189000*10 ¹	0.133822*10 ⁻²	-0.52899318*10 ⁻⁶	0.95919332*10 ⁻¹⁰	-0.6484793*10 ⁻¹⁴	0.9828329*10 ⁴	0.67458126*10 ¹
O ₂	0.3621953*10 ¹	0.736182*10 ⁻³	-0.19652228*10 ⁻⁶	0.36201558*10 ⁻¹⁰	-0.2894562*10 ⁻¹⁴	-0.12019825*10 ⁴	0.3615096*10 ¹
H ₂ O	0.2716763*10 ¹	0.294513*10 ⁻²	-0.80224374*10 ⁻⁶	0.10226682*10 ⁻⁹	-0.4847214*10 ⁻¹⁴	-0.29905826*10 ⁵	0.66305671*10 ¹
CO ₂	0.4460804*10 ¹	0.309817*10 ⁻²	-0.12392571*10 ⁻⁵	0.22741325*10 ⁻⁹	-0.1552595*10 ⁻¹³	-0.48961442*10 ⁵	-0.98635982
N ₂	0.2896319*10 ¹	0.151548*10 ⁻²	-0.57235277*10 ⁻⁶	0.99807393*10 ⁻¹⁰	-0.6522355*10 ⁻¹⁴	-0.90586184*10 ³	0.6165148*10 ¹
Ar	0.2500000*10 ¹	0.	0.	0.	0.	0.	-0.7453750*10 ³

2.2.6.3. EHSE Durumunda Ferguson'un (1986) Orijinal Programında Yapılan Değişiklikler

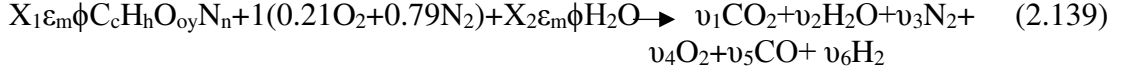
Turboşarjlı dizel motorlarında, aşırı doldurma kompresörünün gönderdiği yüksek basınçtaki ve sıcaklıktaki hava, sıkıştırma işlemi boyunca sıkıştırılır ve bir önceki çevrimden kalmış eksoz gazları ile karışır. Sıkıştırma işlemi sonunda püskürtme avansı altında dizel yakıtı sıkıştırılmış basınç ve sıcaklığı yükseltilmiş bu hava ve artık eksoz gazları karışımının içerisine püskürtülür. EHSE durumunda ise, emme havasının içine su, adapte edilmiş bir karbüratör kullanılarak püskürtülmektedir. Bu nedenle burada, SDY için hazırlanmış çevrim modeli EHSE durumu için uyarlanmıştır. SDY durumunda olduğu gibi EHSE durumunda da, (2.57), (2.75) ve (2.77) diferansiyel denklem takımı çözülmüştür. Ayrıca ilgili denklem takımındaki termodinamik özelliklerin belirlenmesi de SDY hesabında kullanılan yaklaşımla yapılmıştır. Buna ek olarak; su eklenmesi durumunda termodinamik özellikler belirlenirken, su da hesaba katılmıştır. Ardından EHSE durumu için silindir sıcaklık ve basınç değişimleri (2.85) ve (2.86) adi diferansiyel denklem takımı çözülerek hesaplanmıştır. SDY için geliştirilmiş dizel çevrimi modelinde, EHSE durumu için aşağıda ki bölümlerde kısaca kısaca açıklanan uyarlamalar yapılmıştır

2.2.6.3.1. EHSE Durumu İçin Emme ve Sıkıştırma İşlemi Boyunca Silindirdeki Dolgunun Kmol Sayılarının ve Termodinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

EHSE durumunda, emme manifoldundaki sıcak hava içerisine püskürtülen suyun buharlaşması sonucu emme sonu sıcaklığı SDY durumuna göre biraz azalır. Silindirdeki dolgu ve EHSE ile eklenen su arasında ısı dengesinde basit buharlaşma formülü uygulanması sonunda emme sonu sıcaklığındaki azalma hesaplanmıştır. Söz konusu hesaplama ile ilgili detaylı bilgiler Bölüm 2.2.2'de sunulmuştur ve emme sonundaki sıcaklık için (2.50) bağıntısı kullanılmıştır.

Sıkıştırma işlemi boyunca hava-artık eksoz gazları ve eklenen su karışımı sıkıştırılmaktadır. Bu nedenle karışımın termodinamik özellikleri hesaplanırken, eklenen suyun özelliklerinin de hesaba katılması gerekmektedir. Karışımın termodinamik özelliklerinin hesaplanması 1 kmol hava başına yapılmaktadır. Fakat eklenen su miktarı da hacimsel olarak göz önüne alınmıştır. Burada; $X_{1\epsilon_m\phi}$, 1 kmol hava başına eklenen dizel yakıtını, $X_{2\epsilon_m\phi}$ 1 kmol hava başına eklenen su miktarını kmol olarak göstermektedir. Ayrıca

burada X_1 ve X_2 karışımdaki dizel yakıtının ve suyun hacimsel oranlarıdır. Böylece karışımdaki her bir maddenin kmol sayısının belirlenmesi için yanma denklemi aşağıdaki gibi yazılmıştır ve ilgili denklemden yararlanarak her bir maddenin kmol sayıları için gerekli bağıntılar Tablo 2.13’de verilmiştir. EHSE durumu için yanma denklemi,



şeklinde düzenlenmiştir. (2.139) nolu bağıntıda; $\phi < 1$ (Fakir karışım) için oluşan yanma ürünlerinin kmol sayıları Tablo 2.13’de verilmiştir.

Tablo 2.13. EHSE durumunda düşük sıcaklıkta yanma ürünlerinin v_i kmol sayıları

Ürünler	v_i (kmol/kmol hava)	$\phi < 1$
CO_2	v_1	$X_1 \varepsilon_m \phi c$
H_2O	v_2	$X_1 \varepsilon_m \phi h / 2 + X_2 \varepsilon_m \phi$
N_2	v_3	$X_1 \varepsilon_m \phi n / 2 + 0.79$
O_2	v_4	$0.21(1 - \phi X_1)$

Bu şekilde karışımdaki her bir maddenin kmol sayıları belirlendikten sonra karışımdaki her bir maddenin hacimsel oranları ise aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

$$y_1 = y_{CO_2} = \frac{X_1 \varepsilon_m \phi c}{N} \quad (2.140)$$

$$y_2 = y_{H_2O} = \frac{X_1 \varepsilon_m \phi h / 2 + X_2 \varepsilon_m \phi}{N} \quad (2.141)$$

$$y_3 = y_{N_2} = \frac{X_1 \varepsilon_m \phi n / 2 + 0.79}{N} \quad (2.142)$$

$$y_4 = y_{O_2} = \frac{0.21(1 - \phi X_1)}{N} \quad (2.143)$$

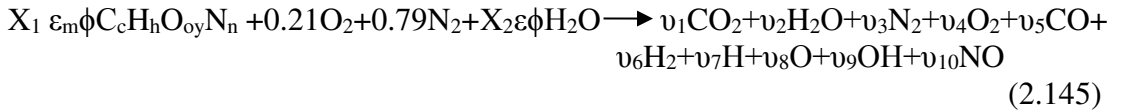
Hacimsel oranlardan yararlanarak karışımın kmol kütlesi (2.144) bağıntısından hesaplanmıştır.

$$\mu_{w,k} = 44.010y_1 + 18.015y_2 + 28.013y_3 + 31.998y_4 \quad (2.144)$$

Karışımındaki her bir maddenin kmol oranlarının bu şekilde bulunmasının ardından, karışımın termodinamik özellikleri, SDY için düşük sıcaklıktaki termodinamik özelliklerin hesaplanmasında kullanılan bağıntılardan yararlanılarak hesaplanabilir. Yani; burada h_m karışımın entalpisini, $c_{p,m}$ karışımın sabit basınçtaki özgül ısısını, u_m karışımın iç enerjisi (2.111), (2.112) ve (2.113) bağıntılarından belirlenmiştir.

2.2.6.3.2. EHSE Durumunda Yüksek Sıcaklıktaki Yanma Ürünlerinin Yapısının Belirlenmesi

EHSE durumu için, yanma denklemi (2.145)'teki gibi düzenlenmiştir. Bu durumda da, yanma ürünlerinin hacimsel oranlarının belirlenmesinde SDY durumuna benzer hesaplar yapılmaktadır (Ferguson, 1986).



Söz konusu yanma denkleminde C, H, O ve N'ler için atom dengeleri, aşağıdaki gibi yazılabilir. Burada N değeri, karışımındaki toplam mol sayısı olmak üzere, $y_1 = v_1/N$, $y_5 = v_5/N$ şeklinde gösterilmiştir.

$$C : X_1 \varepsilon_m \phi c = (y_1 + y_5)N \quad (2.146)$$

$$H : X_1 \varepsilon_m \phi h + 2X_2 \varepsilon_m \phi = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)N \quad (2.147)$$

$$O : X_1 \varepsilon_m \phi oy + 0.42 + X_2 \varepsilon_m \phi = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10})N \quad (2.148)$$

$$N : X_1 \varepsilon_m \phi n + 1.58 = (2y_3 + y_{10})N \quad (2.149)$$

(2.146) ve (2.149) nolu bağıntılar kendi arasında düzenlenerek bilgisayar programı için daha kullanışlı hale dönüştürülmüştür. Bu amaçla (2.147) bağıntısı (2.146) bağıntısına bölünerek (2.150) bağıntısı elde edilmiştir.

$$2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9 - (y_1 + y_5)d_1 = 0 \quad (2.150)$$

Ardından (2.148) ve (2.149) bağıntıları da (2.146) bağıntısına bölünerek sırasıyla (2.151) ve (2.152) bağıntılarına ulaşılmıştır.

$$2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10} - (y_1 + y_5)d_2 = 0 \quad (2.151)$$

$$2y_3 + y_{10} - (y_1 + y_5)d_3 = 0 \quad (2.152)$$

(2.150), (2.151), (2.152) bağıntılarında d_1 , d_2 ve d_3 ifadeleri aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$d_1 = \left[\frac{(X_1 \varepsilon_m h + 2X_2 \varepsilon_m)}{(X_1 \varepsilon_m c)} \right], \quad d_2 = \left[\frac{(X_1 \varepsilon_m \phi_{oy} + 0.42 + X_2 \phi \varepsilon_m)}{(X_1 \varepsilon_m \phi c)} \right]$$

$$d_3 = \left[\frac{(X_1 \varepsilon_m \phi n + 1.58)}{(X_1 \varepsilon_m \phi c)} \right]$$

Böylece elde edilen (2.150), (2.151), (2.152) ve (2.121) bağıntıları, SDY durumunda yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin yapısının belirlenmesinde olduğu gibi, Newton Raphson yöntemiyle çözülerek yüksek sıcaklıkta EHSE durumunda yanma ürünlerinin hacimsel oranları belirlenebilir. EHSE durumunda yüksek sıcaklıktaki yanma ürünlerinin hacimsel oranları belirlendikten sonra, karışımın termodinamik özellikleri de SDY'nin yüksek sıcaklıktaki termodinamik özelliklerinin hesaplanmasında kullanılan bağıntılardan yararlanılarak hesaplanabilir. Bu bağlamda; $\mu_{w,m}$ karışımın kmol kütlesi, R_m karışımın gaz sabiti, h_m karışımın entalpisi, u_m karışımın iç enerjisi, $c_{p,m}$ karışımın sabit basınçtaki özgül ısı sırasıyla (2.132), (2.133), (2.134), (2.135) ve (2.136) bağıntılarından kolaylıkla belirlenebilmektedir.

2.2.6.4. Isı Transferinin Hesabı

Isı transferi, dizel motoru çevrimi modellerinde hesaplanması gereken önemli bir büyüklüklerden biridir. Bilindiği gibi, ısı transferinin motor karakteristikleri ve egzoz emisyonları üzerinde önemli etkileri bulunmaktadır (Toshio Shudo, 2001; Wu ve Perng, 2001). Isı transferinin artması, doğal olarak silindir basıncını ve sıcaklığını azaltarak motor gücünün ve verimin azalmasına neden olmaktadır (Wu ve Perng, 2001; Zeng, 2004). Bu nedenle, genel olarak motor çevrim modellerinde ısı kayıplarının uygun yaklaşımlarla hesaplanması gerekmektedir. Motorlarda ısı transferinde; motorlarda iletim, taşınım ve ışıyım türlerinin her üçü de yer almaktadır (Heywood, 1989). Ancak silindir içerisindeki gazlarla silindir duvarları arasındaki ısı geçişi büyük ölçüde taşınım (konveksiyon) olmakta ve diğer ısı transferi türleri oldukça düşük düzeylerde kalmaktadır. Silindir içindeki gazlardan silindir duvarlarına taşınım ile geçen ısı miktarı; genellikle Newton'un Soğuma Kanununa göre hesaplanmaktadır. Newton'un Soğuma Kanunu olarak bilinen bağıntı, 2.2.3. bölümünde (2.58) bağıntısıyla verilmiştir.

(2.58) bağıntısında; h_t silindir içerisindeki gazın taşınım katsayısını göstermektedir. Bu çalışmada geliştirilen çevrim modelinde, h_t 'nin belirlenebilmesi için Woschni'nin önerdiği (1967) (2.153) bağıntısı kullanılmıştır.

$$h_t (W / m^2 .K) = 3.26 B^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.55} W^{0.8} \quad (2.153)$$

Burada; P (kPa) silindir basıncını, B (m) silindir çapını, T (K) silindir sıcaklığını ve W (m/s) silindir içerisindeki gazların ortalama hızını göstermektedir (Colin R. Ferguson ve Allan T. Kirkpatrick, 2015). Ayrıca silindir içindeki gazların ortalama hızı:

$$W (m / s) = \left[C_1 V_{p,m} + C_2 \frac{V T_a}{V_a} \frac{\Delta P_c}{P_a} \right] \quad (2.154)$$

yaklaşık bağıntısı kullanılarak hesaplanabilir. (2.154) bağıntısında, $V_{p,m}$ (m/s) ortalama piston hızını, V (m^3) toplam silindir hacmini; P_a (kPa), V_a (m^3), T_a (K), (yanma başlangıcında veya emme subabı kapandığında) sırasıyla silindir basıncını, hacmini, sıcaklığını, ΔP_c yanmadan dolayı basınç artışını ve C_1 ile C_2 ise sabit katsayıları göstermektedir. Yanmadan dolayı oluşan basınç artışı;

$$\Delta P_c = P - P_m \quad (2.155)$$

bağıntısıyla hesaplanabilir. (2.155) bağıntısında yer alan P_m herhangi bir krank mili açısında yanmasız durumdaki silindir basıncı, P ise aynı krank mili açısında yanmalı durumdaki silindir basıncıdır. Buradaki P_m basıncı;

$$P_0 V_0^k = P_1 V_1^k = \text{Sabit} \quad (2.156)$$

izantropik bağıntısı kullanılarak yaklaşık şekilde belirlenmektedir (Şahin, 2002).

Woschni tarafından; (2.153) bağıntısında yer alan C_1 ve C_2 katsayıları, direkt püskürtmeli dizel motorları için; sıkıştırma işleminde: $C_1=2.28$ ve $C_2=0$, yanma ve genişleme işleminde: $C_1=2.28$ ve $C_2=3.24 \times 10^{-3}$ şeklinde kullanılması önerilmiştir. Sunulan tez çalışmasında da C_1 ve C_2 için aynı değerler kullanılmıştır.

2.2.6.5. Tutuşma Gecikmesinin Hesabı

Dizel motorlarında, püskürtme avansı altında silindire püskürtülen dizel yakıtının, ince parçacıklara ayrılması, buharlaşması ve hava ile yanabilecek sınırlarda karışması ve dolayısıyla yanmaya başlaması için tutuşma gecikmesi denen bir süre geçer (Durgun, 2018; Heywood, 1989). Bu sürenin de çevrim hesaplarında uygun şekilde hesaba katılması gerekmektedir. Sunulan çalışmada, tutuşma gecikmesi (2.157) nolu yarı ampirik bağıntıdan hesaplanmıştır (Heywood, 1989).

$$\tau_{TG} (^{\circ}\text{KMA}) = (0.36 + 0.22 * V_{pm}) * \exp \left[E_A * \left(\frac{1}{R_u * T} - \frac{1}{17190} \right) * \left(\frac{21.2}{(P - 12.4)} \right)^{0.63} \right] \quad (2.157)$$

$$E_A (\text{J/mol}) = 618840 / (\text{CN} + 25) \quad (2.158)$$

Burada CN yakıtın setan sayısını, R_u universal gaz sabitini (8.3143 J/mol.K), V_{pm} (m/s) ortalama piston hızını, E_A aktivasyon enerjisini, P (bar) silindir basıncını ve T (K) silindir içi sıcaklığını göstermektedir. CN yakıtın setan sayısı, sunulan çalışmada kullanılan dizel yakıtı için 45 olarak alınmıştır.

2.2.7. Sunulan Modelde Kullanılan Bilgisayar Programının Tanıtılması ve Programın Akış Şeması

Sunulan çalışmada, ayrıntıları Bölüm 2.2’de sunulan çevrim modeline dayalı olan, Fortran dilinde bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Ardından geliştirilen bilgisayar programı EHSE durumuna uyarlanmıştır. Sunulan bilgisayar programına girilen değerler; silindir çapı, strok uzunluğu, biyel boyu, sıkıştırma oranı, devir sayısı, ekivalans oranı (veya hava fazlalık katsayısı), yakıtın yoğunluğu, yakıtın kimyasal formülü, yakıtın setan sayısı gibi yakıt özellikleri, kütleli artık eksoz gazlarının oranı, seçilen motor aşırı doldurmalı ise aşırı doldurma oranı, püskürtme avansı, püskürtme basıncı, ortam sıcaklığı ve basıncıdır. Ayrıca; (2.6) bağıntısıyla verilen Mendeleyev formülü ile yakıtın alt ısı değeri ve (2.41) bağıntısı kullanılarak yakıtın yanma süresi belirlenmiştir. EHSE durumunda ise, eklenen suyun hacimsel oranı ve gizli buharlaşma ısısı da bilgisayar programına ayrıca eklenmiştir.

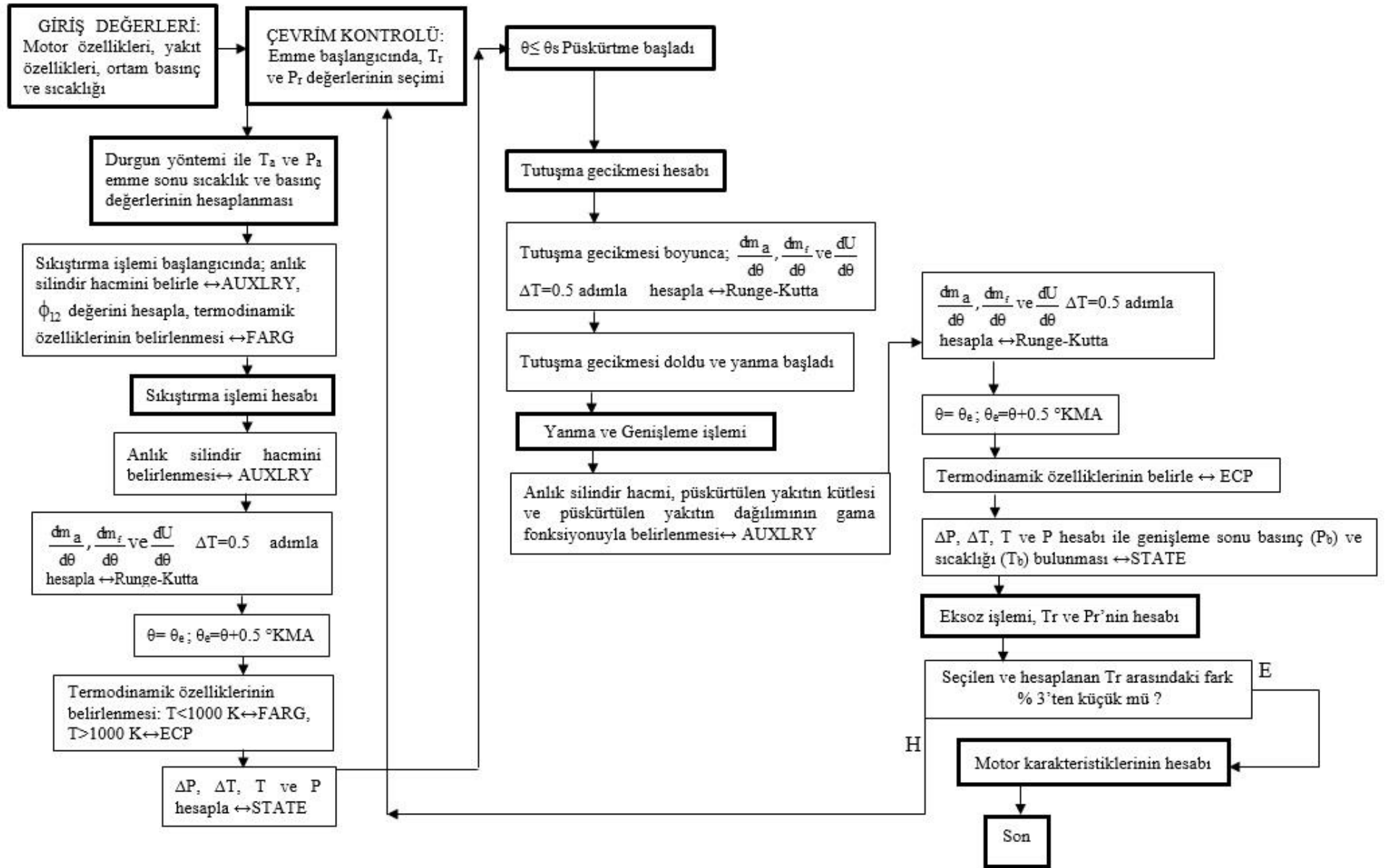
Bölüm 2.2’de Durgun (2007) tarafından geliştirilen hesap yöntemiyle emme işlemi sonundaki sıcaklık ve basınç değerleri belirlenmiştir ve bu değerler çevrim hesabında sıkıştırma işleminin başlangıç değerlerini oluşturmaktadır. $(dV/d\theta)$ silindir hacminin değişim oranını belirlemek için AUXLRY alt programı kullanılmıştır. Düşük sıcaklıktaki ($T < 1000$ K için) yanma ürünlerinin kmol sayılarının ve termodinamik özelliklerinin belirlenmesi için Ferguson (1986) tarafından verilen FARG alt programı yeniden düzenlenmiştir ve kullanılmıştır. Söz konusu alt programlar kullanılarak emme başlangıcında silindir içerisindeki toplam kütle miktarı (2.64) bağıntısıyla belirlenmiştir. Bu arada çevrim hesabının önemli parametrelerinden olan ϕ_{12} , (2.65) nolu bağıntı ile hesaplanmıştır.

Sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemlerinin hesaplarında ise Ferguson (1986) tarafından verilen model geliştirilerek kullanılmıştır. Yukarıda ayrıntılı şekilde verilmiş olan (2.75), (2.77) ve (2.57) numaralı adi diferansiyel denklem takımı sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri süresince Butcher’ın (2003) 5. dereceden Runge-Kutta yöntemiyle $\Delta T = 0.5$ adımlarıyla eş zamanlı olarak çözülmüştür (Şahin, 2002). Ayrıca her bir krank mili açısındaki iş, ısı kayıpları ve kayıp kütle entalpisi de eş zamanlı çözülerek belirlenmektedir. Sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri boyunca anlık silindir hacmi ve püskürtülen yakıtın kütlesi AUXLRY alt programından belirlenmiştir. Ayrıca püskürtülen yakıtın dağılımı gama fonksiyonu ile modele katılmıştır. ECP alt programı Ferguson (1986); yüksek sıcaklıktaki ($T > 1000$ K için) yanma ürünlerinin kmol sayılarının ve termodinamik özelliklerinin belirlenmesi için kullanılan alt programdır. Sıkıştırma işleminde yanma

sıcaklığı 1000 K'nin altında olduğunda yanma ürünlerinin kmol sayıları ve karışımın termodinamik özellikleri FARG alt programından hesaplanmıştır. Ancak yanma sıcaklığı 1000 K'nin üstünde olduğunda yanma ürünlerinin kmol sayıları ve karışımın termodinamik özellikleri ECP alt programından hesaplanmıştır. Yanma ve genişleme işlemlerinde ise yanma ürünlerinin kmol sayıları ve karışımın termodinamik özellikleri ECP alt programından hesaplanmıştır. STATE alt programı; sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri boyunca, her bir krank mili açısındaki silindir basınç ve sıcaklıkları belirlenmektedir. Böylece sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri boyunca FARG ya da ECP alt programından alınan U, V ve h gibi termodinamik özelliklerin sayısal değerleri kullanılarak STATE alt programından basınç ve sıcaklıklar hesaplanmıştır.

Püskürtme işlemi, ÜÖN'ye gelmeden θ_s KMA önce gerçekleşmiştir. Hesaplanan sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklık değerlerinden faydalananak tutuşma gecikmesi süresi, (2.157) bağıntısıyla belirlenmiştir. Tutuşma gecikmesi süresince de 5. dereceden Runge-Kutta sayısal çözüm yönteminin uygulanmasıyla (2.75), (2.77) ve (2.57) numaralı adi diferansiyel denklem takımı çözülmüştür. Yani tutuşma gecikmesi süresinin sonunda yanma başlayana kadar sıkıştırma işleminin devam ettiği varsayılmıştır.

Bilgisayar programında, eksoz işleminin hesabı Bölüm 2.2.4'te ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. İlgili bölümde; eksoz işlemi için pratik bir yöntem olan Durgun (2007) yöntemi kullanılmıştır. Eksoz işlemi sonundaki basınç ve sıcaklık değerleri, genişleme işlemi sonu özelliklerine göre hesaplanmıştır. Hesaplanan eksoz gazları sıcaklığı çevrim başlangıcında seçilen değere yakın değilse, son hesaplanan değer kullanılarak dizel çevrim simülasyonu yeniden yapılmaktadır. Eksoz gazı sıcaklıkları arasındaki yakınsaklık sağlandıktan sonra, yani dizel çevrim hesabı sonlandırıldıktan sonra, hesaplanan çevrim parametreleri kullanılarak Bölüm 2.2.5'te verilen bağıntılardan yararlanarak motor performans parametreleri hesaplanmıştır. Bu bilgilere dayalı olarak hazırlanan bilgisayar programının akış şeması Şekil 2.8'de gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Bilgisayar programının akış şeması

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Giriş

Sunulan tez çalışmasında bulgular iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde; bir otomobil dizel motorunda emme havasına su eklenmesinin (EHSE) özgül yakıt tüketimi (ÖYT), CO₂, eksoz emisyonları (CO, NO_x, HC ve duman koyuluğu), silindir basınçları ve sıcaklıkları, açığa çıkan ısı miktarı ve yanma süresi üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir ve deneysel sonuçlar sunulmuştur. İkinci bölümde ise dizel motoru çevrimini hesaplayabilen bir bilgisayar programı geliştirilmiştir ve söz konusu programın uygulanması sonucunda elde edilen sonuçlar verilmiştir. Bu nedenle; burada önce deneysel çalışma sonuçları açıklanacak, ardından ise sayısal program sonuçları sunulacaktır.

3.2. Deneysel Bulgular ve İrdellemeler

Deneysel çalışmalar kapsamında; ilk olarak bir otomobil dizel motorunda emme kanalında emme havası içerisine su eklenmesinin (EHSE) ÖYT, CO₂ ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerine ilişkin bulgular, grafikler halinde sunulmuştur ve irdelenmiştir. Deneysel olarak motor performansına ilişkin bulguların irdelenmesi yazarın önceki yüksek lisans tez çalışmasında yapıldığından, sunulan çalışmada ayrıntılı motor performans analizi sonuçları verilmemiştir (Tuti, 2012). Söz konusu yüksek lisans çalışmasının yapıldığı dönemde KTÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarında eksoz emisyonlarının ölçümü ile ilgili analiz cihazı bulunmadığından EHSE'nin eksoz emisyonları üzerindeki etkileri belirlenememişti. Bu yüksek lisans çalışmasında eksoz emisyonlarından yalnızca NO_x ölçülmüştü. Bilindiği gibi son yıllarda yeni nesil dizel motorlarında çevre kirliliğini azaltmak için yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Ayrıca dizel motorlarının; eksoz emisyonları nedeniyle 2030'dan sonra bazı Avrupa başkentlerinde kullanımının kısıtlanması planlanmaktadır. Sunulan bu çalışmada EHSE'nin diğer eksoz emisyonları üzerinde de olumlu etkilerinin olabileceği düşünülmüştür. Bu nedenle, sunulan doktora çalışmasında, EHSE'nin eksoz emisyonları üzerindeki etkileri (2000 ve 4000) d/d devir sayılarında farklı yükler altında ve farklı su oranlarında deneysel olarak belirlenmiş ve sonuçları irdelenerek burada sunulmuştur.

Ayrıca sunulan çalışmada; (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) d/d devir sayılarında ve farklı yüklerde EHSE'nin silindir basınçları ve silindir sıcaklıkları ve açığa çıkan ısı üzerindeki etkileri de deneysel olarak incelenmiştir. Yukarıda verilen devir sayılarında ve farklı yüklerde seçilen su oranları için silindir basınçları bir basınç sensörü yardımıyla ölçülmüştür. Ölçülen silindir basıncı değerlerinin değerlendirmesi sonucu seçilen devir sayıları, yükler ve su oranları için silindir sıcaklıklarının ve açığa çıkan ısı miktarının analizleri yapılmıştır. Bulgular bölümünde; silindir basınçları ve sıcaklıkları ve açığa çıkan ısı eğrileri yalnızca tam yük değeri için sunulmuştur. Diğer seçilen 6 farklı yük değeri için de benzeri eğriler çizilmiştir ancak tezin hacminin fazla kabarmaması için tam yük dışındaki eğriler verilmemiştir. Öte yandan dizel motorlarının en fazla kullanıldığı devir sayısı aralığı maksimum momentin oluştuğu devir sayısı civarında olduğundan, örnek olması bakımından 2000 d/d devir sayısında 150 Nm tam yük değerinden farklı daha düşük 120 Nm'lik yük değeri için silindir basıncı ve sıcaklığı ve ısı analizi eğrileri de verilmiştir.

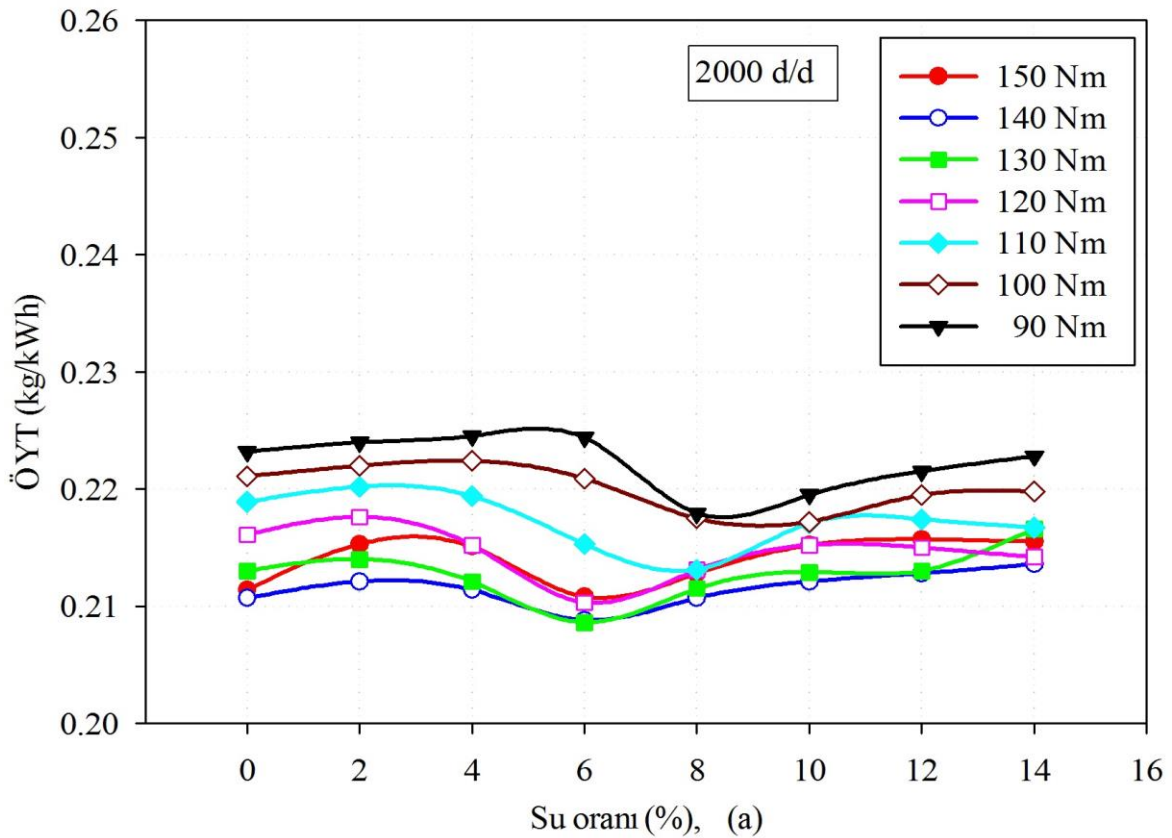
Sunulan tez çalışmasının deneysel bölümünde açığa çıkan ısı analizi eğrilerinden yanma süreleri de okunmuş ve bu yanma sürelerine eğri uydurularak ampirik bağıntılar türetilmiştir. Böylece bu yanma süresi bağıntısında; yanma süresi yük durumu, devir sayısı ve su oranı ile ilişkilendirilmiştir. Bu konuyla ilgili ayrıntılı bilgiler yapılan çalışmalar bölümünde verilmiştir. Bulgular bölümünde ise; örnek oluşturmak üzere, deney yapılmayan 2250 d/d devir sayısında farklı yük durumlarında ve deneyleri yapılamayan farklı su oranlarındaki yanma süreleri söz konusu ampirik bağıntıdan hesaplanarak tablo şeklinde sunulmuştur.

3.2.1. EHSE'nin ÖYT ve Eksoz Emisyonları Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Bu bölümde; EHSE'nin ÖYT ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri 2000 d/d ve 4000 d/d devir sayılarında ve farklı yükler altında deneysel olarak incelenmiştir ve irdelenmiştir. Burada; 2000 d/d'da, (150, 140, 130, 120, 110, 100 ve 90) Nm gibi yedi farklı yük ve 4000 d/d'da, (115, 100, 86, 72, 57 ve 43) Nm gibi altı farklı yük altında yaklaşık % (2, 4, 6, 8, 10, 12 ve 14) hacimsel su oranları için deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler önce SDY durumu için, ardından da EHSE için gerçekleştirilmiştir. Burada SDY deneyleri; EHSE'nin etkilerini daha iyi yorumlamak ve için karşılaştırma amacıyla kullanılmıştır. Deneysel grafiklerin sunulmasında aşağıdaki sıra izlenmiştir: İlk grafiklerde değerlendirilecek parametrenin örneğin, ÖYT'nin seçilen farklı yük durumları için su

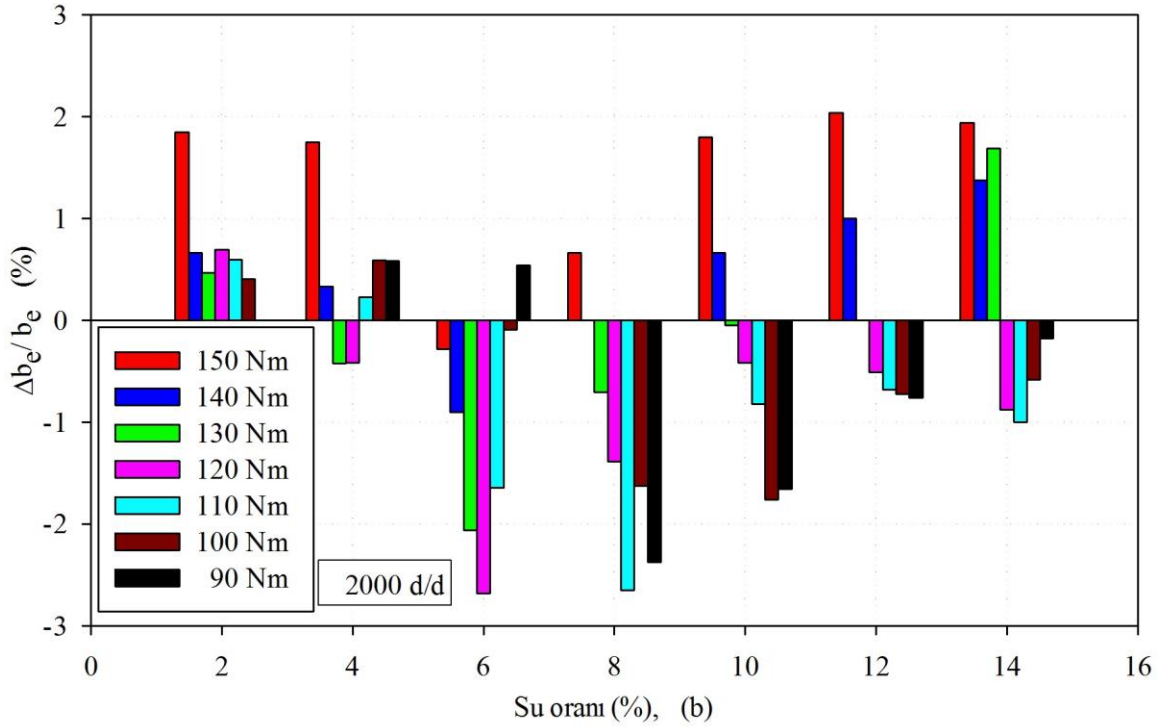
oranına göre değişimleri eğriler şeklinde verilmiştir. Ardından; sunulan ikinci grafik grubunda ise seçilen çalışma koşulları için değerlendirilecek parametrede örneğin, ÖYT’de SDY durumuna göre oluşan gelen artma veya azalma oranları bar eğrileri şeklinde sunulmuştur.

Şekil 3.1 (a) ve Şekil 3.1 (b)’de; 2000 d/d devir sayısında yedi farklı motor yükü için ÖYT’nin su oranına göre değişimleri ve ÖYT’de SDY durumuna göre oluşan yüzde değişim oranları sırasıyla gösterilmiştir. Şekil 3.1 (a)’da görüldüğü gibi; ÖYT, yaklaşık % 4 su oranına kadar pek değişmemiştir, ancak % (4-10) su oranları aralığında biraz azalmış, yaklaşık % 10 su oranından sonra ise biraz artmıştır. Şekil 3.1 (b)’den daha iyi görülebileceği gibi seçilen tüm yük durumları için % 2 ve % 4 su oranlarında ÖYT biraz artmıştır, ancak 150 Nm tam yük değerinde artışlar daha yüksek olmuştur. Yine aynı şekil incelendiğinde; (% 6, % 8 ve % 10) su oranlarında ÖYT genel olarak azalmış, ancak yüksek yüklerde az da olsa artışlar görülmüştür



Şekil 3.1. 2000 d/d’da ve 7 farklı yük altında (a) ÖYT’nin su oranına göre değişimleri (b) ÖYT’de SDY’na göre oluşan artma ve azalma oranları

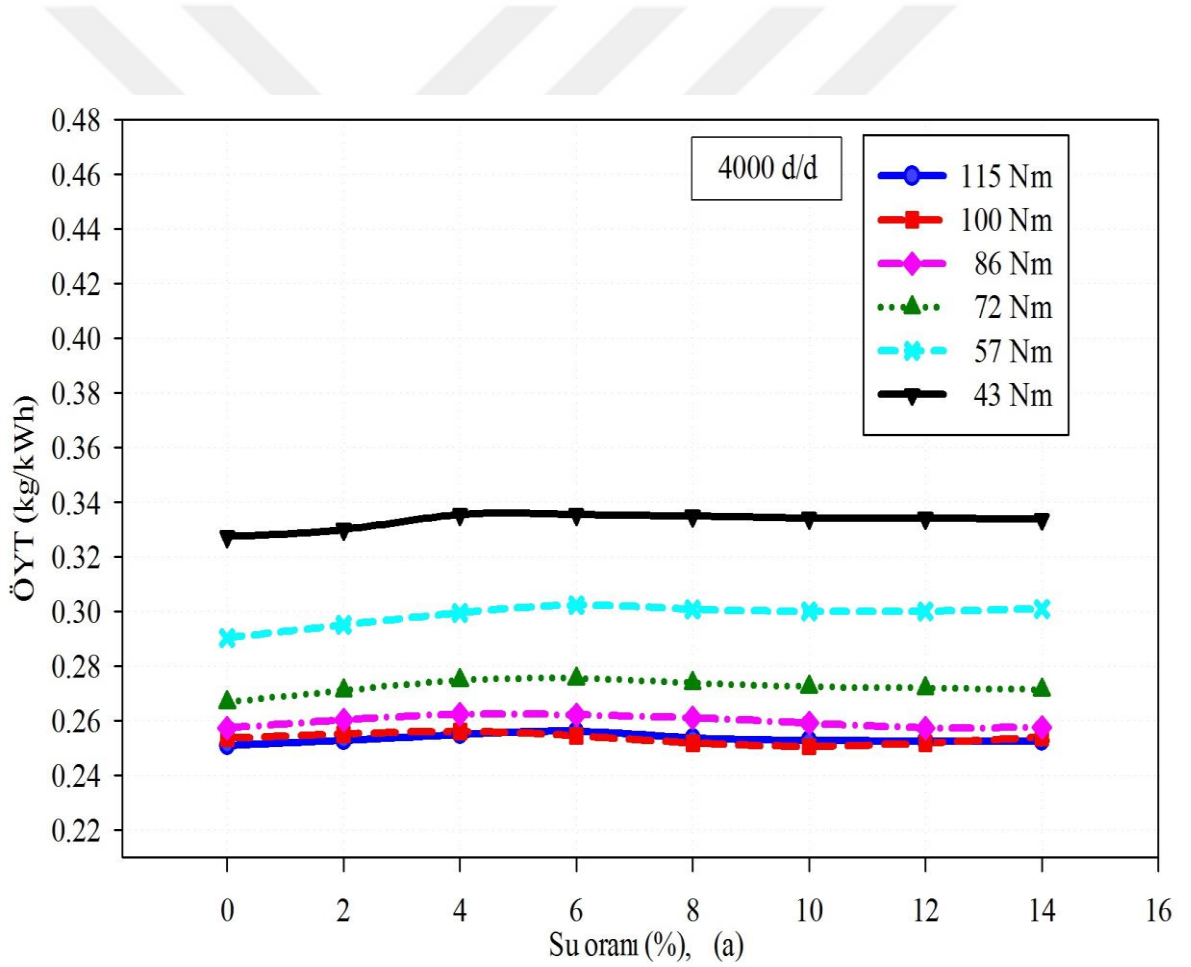
Şekil 3.1'in devamı



Su oranı arttıkça, düşük yüklerde ÖYT'nin azalmasına karşın yüksek yüklerde ÖYT genel olarak artmıştır. Şekil 3.1 (b)'den görülebileceği gibi; ÖYT'de ulaşılan maksimum azalma oranı, 120 Nm yük altında, yaklaşık % 6 su oranı için % 2.68 düzeyinde olmuştur.

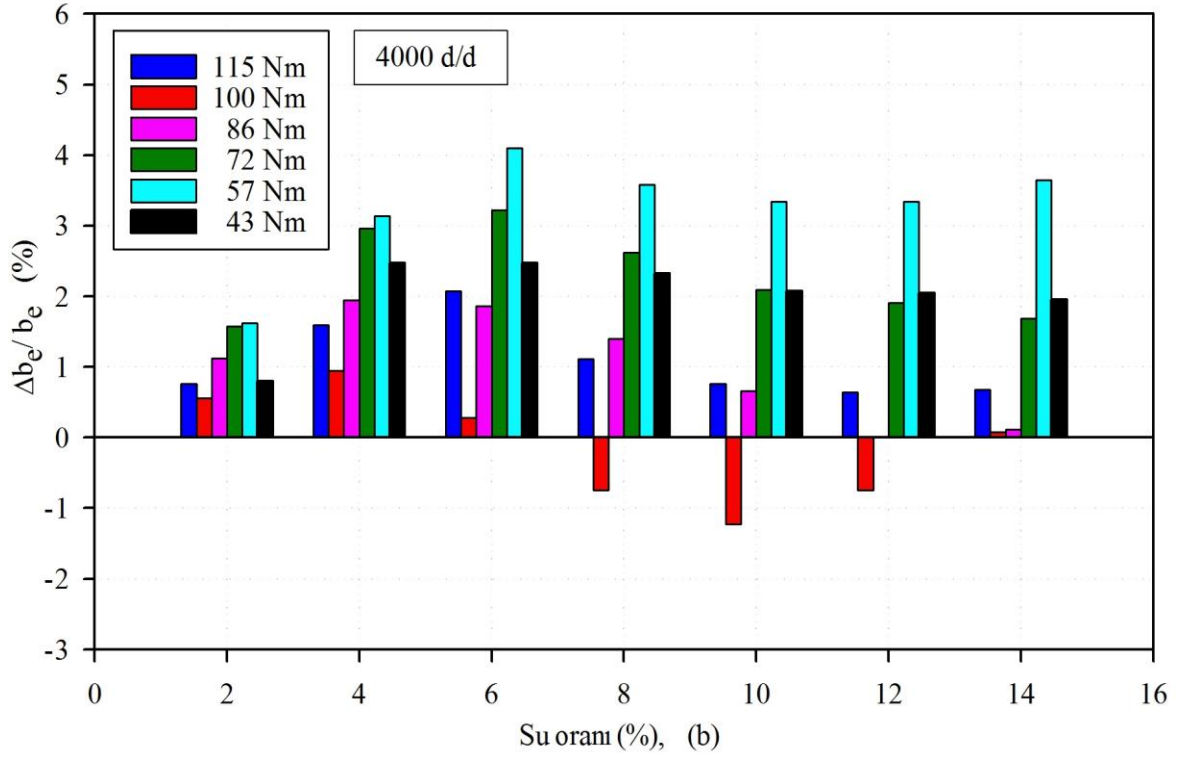
2000 d/d'da % (6-10) aralığındaki su oranlarında ÖYT'nin azalması ile ilgili aşağıdaki açıklamalar yapılabilir: Yanma süresince, dizel yakıtı demetinin çevresinde bulunan su-hava karışımı içindeki su damlacıklarının mikro patlamalarının dizel yakıtı ile havanın karışımına yardım ettiği tahmin edilmektedir. Burada su damlacıklarının mikro patlamaları ile boşalan hacme dizel yakıtının ve havanın hücum etmesi ile ek gaz hareketlerinin olacağı söylenebilir. Bu ek gaz hareketleri ise dizel yakıtı ile havanın hızlı ve homojen karışmasına yardım etmiş olabilir. Literatürden bilindiği gibi; dizel yakıtı ile havanın hızlı ve homojen karışması yanmayı iyileştirmekte ve yanma verimini artırmaktadır (Heywood, 1989). % 2 ve % 4 gibi düşük su oranlarında su oranı düşük olduğu için, yukarıda açıklanan ek gaz hareketlerinin pek etkili olmadığı söylenebilir. Bu nedenle söz konusu su oranlarında ÖYT genel olarak artmıştır. % 12'den daha yüksek su oranlarında ise suyun fazla olması yanmayı bozmuş olabilir, ayrıca suyun buharlaşmasına harcanan ısı da verimi ve ÖYT'yi düşürmüş olabilir.

4000 d/d devir sayısında ve altı farklı motor yükleri altında, ÖYT'nin su oranına göre değişimleri ve ÖYT'de SDY durumuna göre meydana gelen artma ve azalma oranları sırasıyla Şekil 3.2 (a) ve Şekil 3.2 (b)'de gösterilmiştir. 4000 d/d devir sayısında ek su kullanımı ile ÖYT'nin arttığı ilgili şekillerden anlaşılmaktadır. Düşük yüklerde özellikle 57 Nm yük değerinde artışlar daha etkin olmuştur. Yaklaşık % (6-12) su oranları için 115 Nm yük değerinde ÖYT'deki artış genel olarak biraz azalma eğilimi göstermiştir. 115 Nm yük değerinde % 6 su oranında maksimum artış % 2.07 olmuştur. 4000 d/d deneylerde kullanılan dizel motorunun nominal devir sayısıdır. Bilindiği gibi dizel motorlarının bu devirde kullanılması, toplam çalışma süresi içinde az yer tutar. Aslında deney esnasında 4000 d/d devir sayısında motorun çok rahat çalışmadığı da gözlenmiştir.

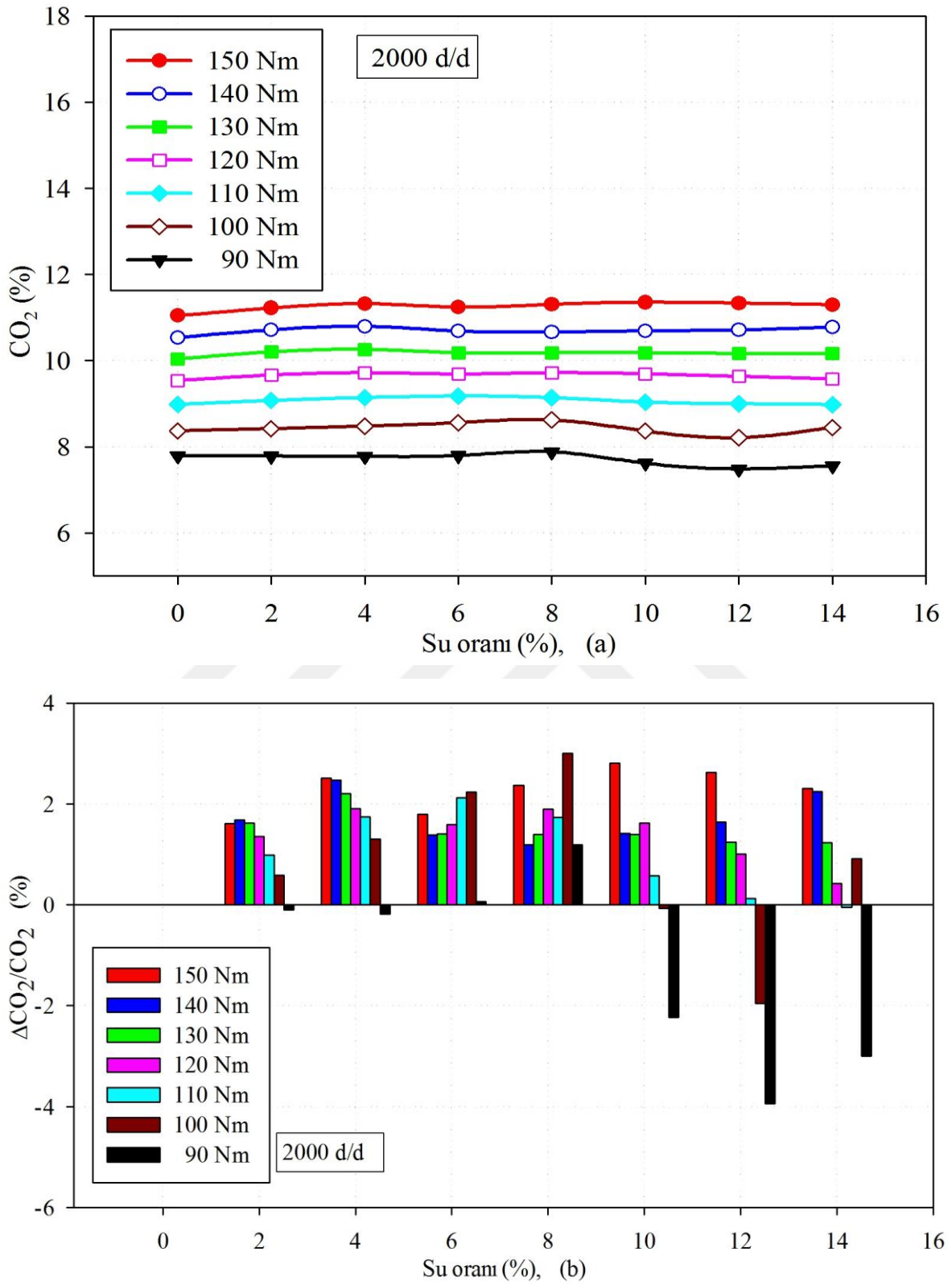


Şekil 3.2. 4000 d/d'da ve 6 farklı yük altında (a) ÖYT'nin su oranına göre değişimleri (b) ÖYT'de SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları

Şekil 3.2'nin devamı

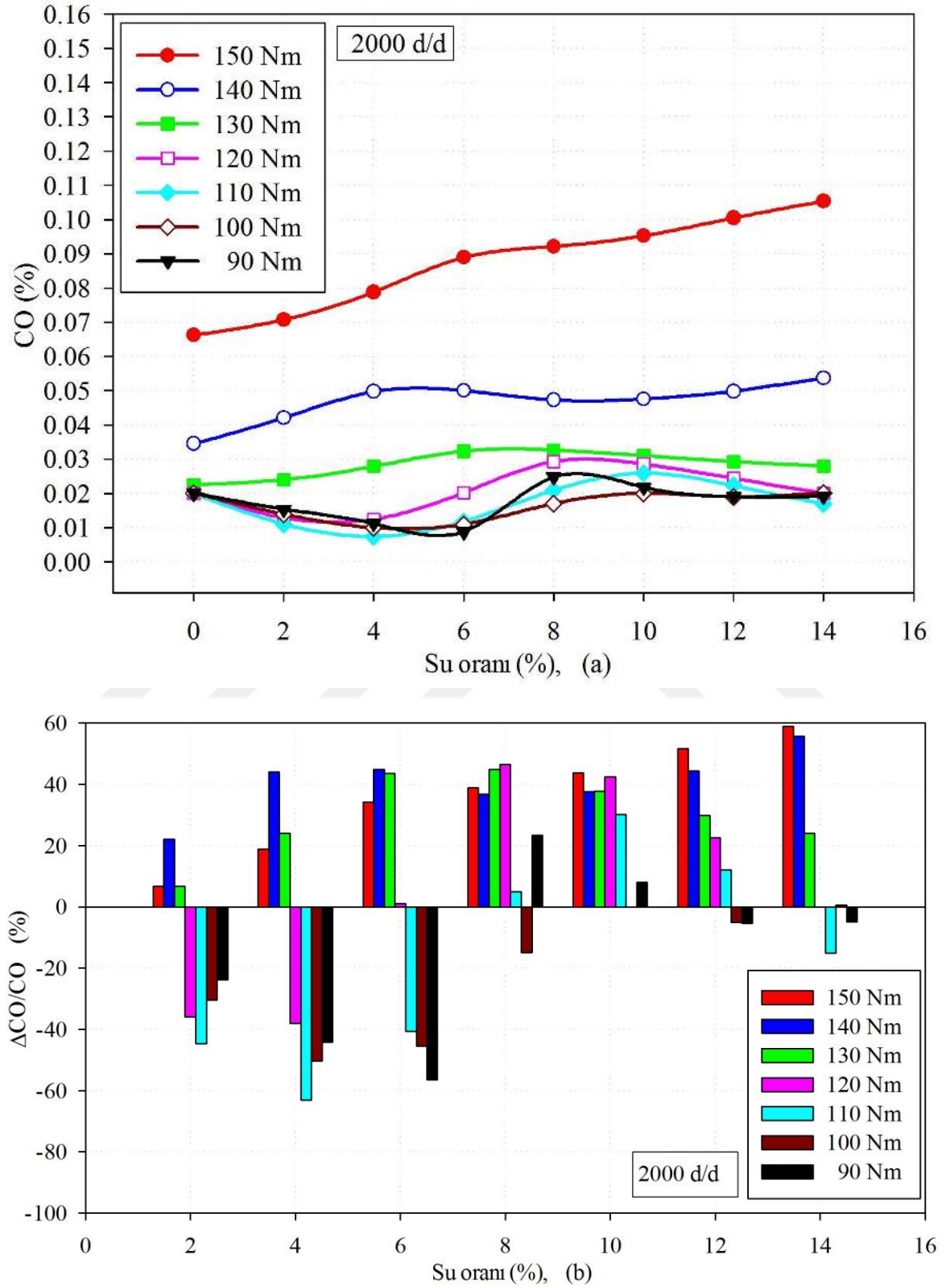


2000 d/d devir sayısında ve 7 farklı yük altında CO₂'nin farklı su oranlarına göre değişimleri ve CO₂'de SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları sırasıyla Şekil 3.3 (a) ve Şekil 3.3 (b)'de gösterilmiştir. Şekil 3.3 (a) ve Şekil 3.3 (b)'den görülebileceği gibi; CO₂, seçilen tüm çalışma koşullarında su oranıyla artmıştır. 2000 d/d devir sayısında CO₂'deki maksimum artma 100 Nm yük altında, % 8 su oranında % 2.99 düzeyinde olmuştur. Yanma ürünleri içerisindeki tam yanma ürünü olan CO₂'nin artması aslında yanmanın iyileştiğinin bir göstergesidir. 2000 d/d devir sayısında EHSE ile yanmanın iyileştiği ve bunun sonucunda ÖYT'nin de azaldığı yukarıdaki paragraflarda açıklanmıştır. Yüksek su oranlarında ve düşük yüklerde yanmanın bozulduğu Şekil 3.3 (b)'den de görülebilir. Yüksek su oranlarında ve düşük yüklerde ısı kayıpları nedeniyle sıcaklıkların azalması sonucu tam yanmanın gerçekleşemediği söylenebilir ve bu olaylar sonucunda da eksik yanma ürünleri artacağından CO₂ miktarı azalmış olabilir.



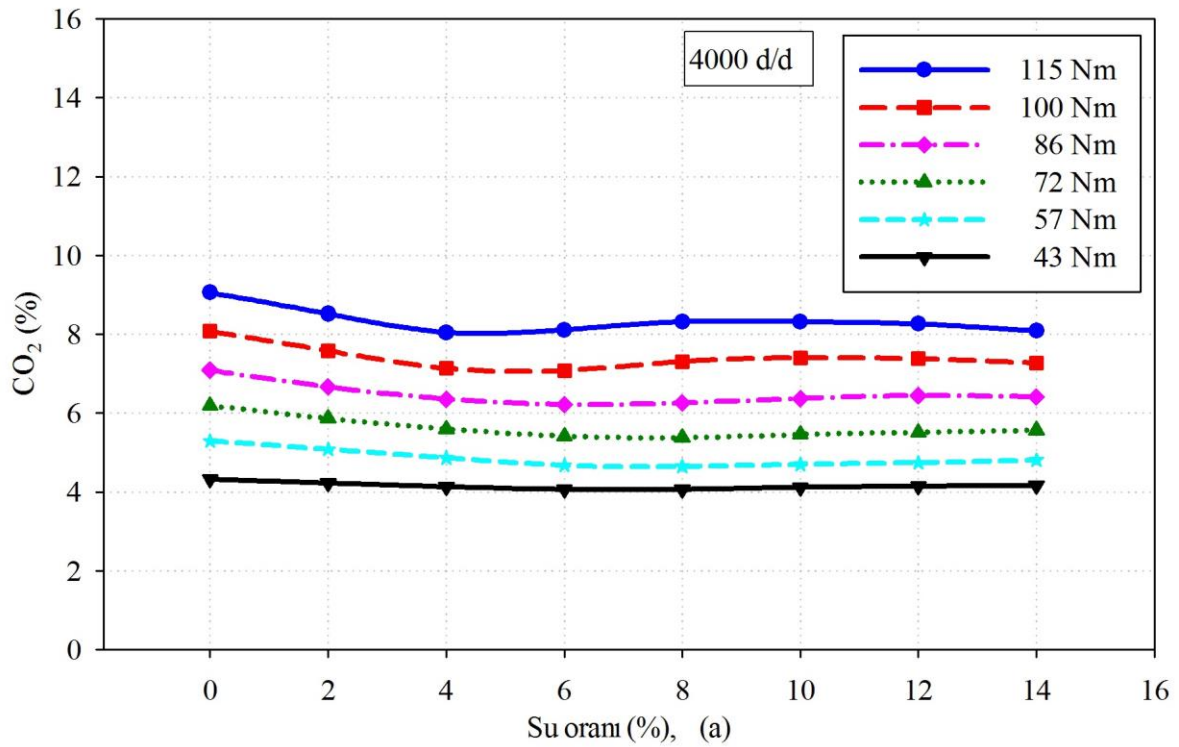
Şekil 3.3. 2000 d/d'da ve 7 farklı yük altında (a) CO₂'nin su oranına göre değişimleri (b) CO₂'de SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları

2000 d/d devir sayısında ve 7 farklı yük altında, CO'nun su oranına göre değişimleri ve CO'da SDY durumuna göre oluşan artma ve azalma oranları sırasıyla Şekil 3.4 (a) ve Şekil 3.4 (b)'de gösterilmiştir. Şekil 3.4 (b)'den görülebileceği gibi; CO, yaklaşık % 6 su oranına kadar (150, 140 ve 130) Nm gibi yüksek yük değerlerinde artmış ancak (120, 110, 100 ve 90) Nm gibi düşük yük değerlerinde ise azalmıştır. % 6 su oranından sonra ise CO genel olarak artmıştır. İlgili şekillerin incelenmesinden yüksek yük değerlerinde su oranı ile CO'daki artış oranlarının da arttığı görülebilir. Literatürde de, dizel motorlarında ek su kullanımı ile CO'nun genel olarak arttığı bulunmuştur (Deepti Khatri, 2020; Peyman Atarod vd., 2020; Tesfa vd., 2012). 2000 d/d devir sayısında CO'daki maksimum artış 150 Nm yükte, % 14 su oranında, % 58.97 düzeyinde olmuştur. Ancak dizel motorlarında eksoz emisyonları içerisinde CO'nun oranı çok düşüktür. Örneğin; 150 Nm yük değerinde SDY için CO yaklaşık $0.068 \cdot 10^{-6}$ düzeyinde, yine aynı yük altında yaklaşık % 6 su oranında ise yaklaşık $0.09 \cdot 10^{-6}$ düzeyindedir. CO'daki artmanın EHSE ile yanma sırasındaki sıcaklıkların azalmasından kaynaklandığı ileri sürülmektedir. 2000 d/d devir sayısında 150 Nm yükte ve farklı su oranlarındaki sıcaklık değişimi aşağıda Şekil 3.15 (b)'de gösterilmiştir. Düşük sıcaklık değerleri CO'nun CO₂'ye dönüşümünü azalttığı literatürden belirtilmektedir (Tesfa vd., 2012). Aslında EHSE ile hava fazlalık katsayısının azaldığı Şekil 3.7 (b)'den görülebilir. Hava fazlalık katsayısının azalması CO'nun artmasının asıl nedeni olabilir.



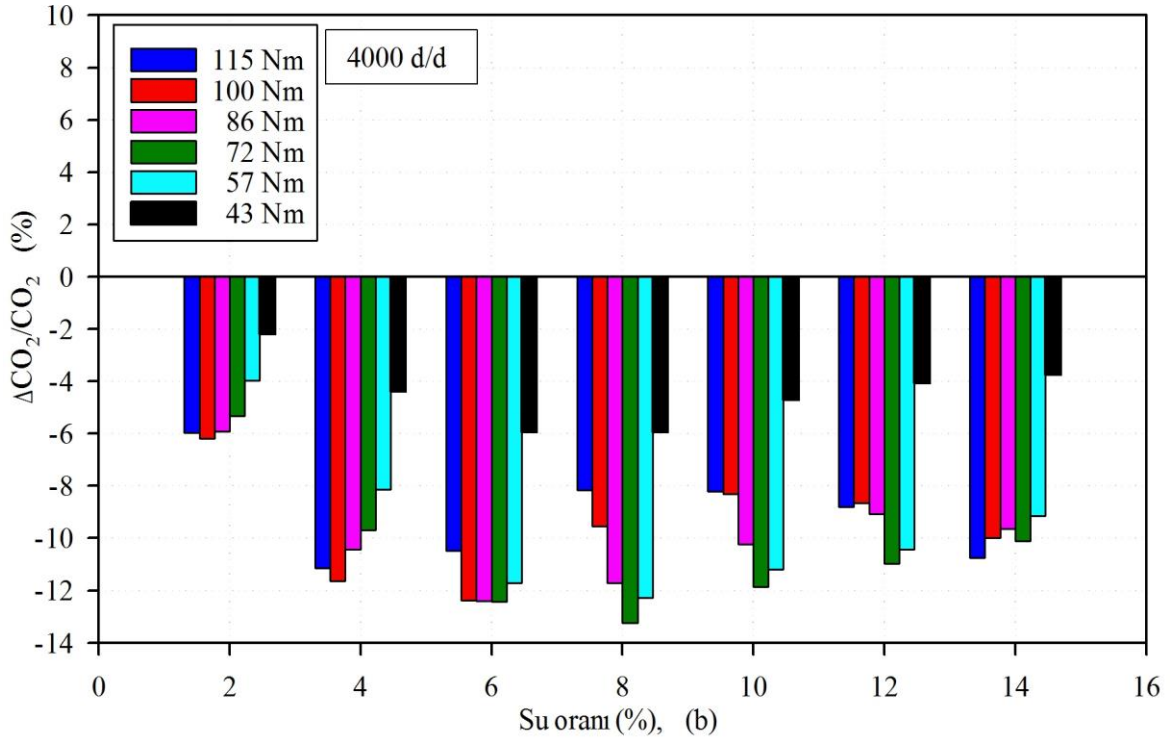
Şekil 3.4. 2000 d/d'da ve 7 farklı yük altında (a) CO'nun su oranına göre değişimleri (b) CO'da SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları

4000 d/d devir sayısında, 6 farklı yük altında, CO₂'nin su oranına göre değişimleri ve CO₂'de SDY durumuna göre oluşan artma ve azalma oranları sırasıyla Şekil 3.5 (a ve b)'de gösterilmiştir. İlgili şekillerden görüldüğü gibi; EHSE ile seçilen tüm çalışma koşullarında CO₂ azalmıştır. Şekil 3.5 (b)'den görülebileceği gibi yaklaşık % 2 su oranında CO₂'deki azalma oranı diğer su oranlarına göre daha düşük olmuştur. Ayrıca seçilen diğer tüm su oranlarında CO₂'deki azalma oranları daha yüksek olduğu görülmektedir. 4000 d/d devir sayısında CO₂'de oluşan maksimum azalma 72 Nm yük değerinde ve % 8 su oranında % 13.25 düzeyinde olmuştur. Söz konusu devir sayısında CO₂'nin azalması EHSE ile yanmanın istenildiği kadar iyi olmadığını, eksik yanma ürünlerinin arttığını göstermektedir. Yukarıdaki bölümde de açıklandığı gibi, EHSE ile yanma beklendiği kadar iyileşmediğinden 4000 d/d devir sayısında ÖYT'de artmaktadır. İlgili devir sayısında motorun çok rahat çalışmadığı deneyler boyunca da gözlenmiştir.

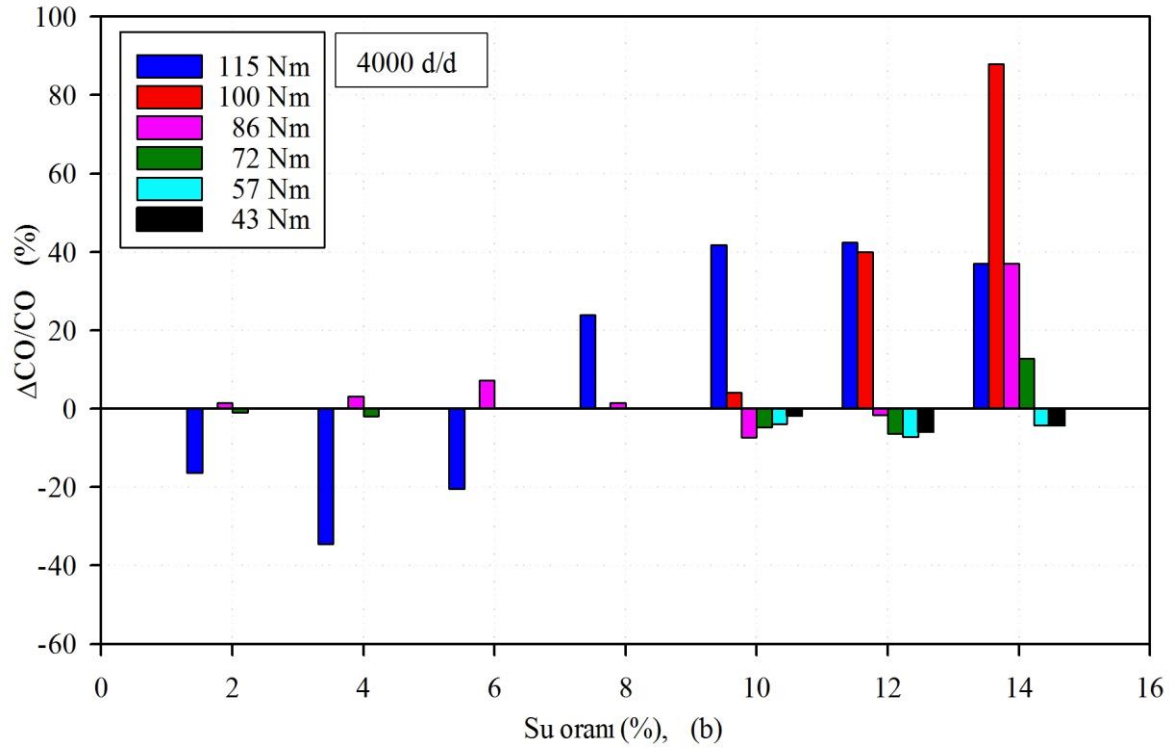
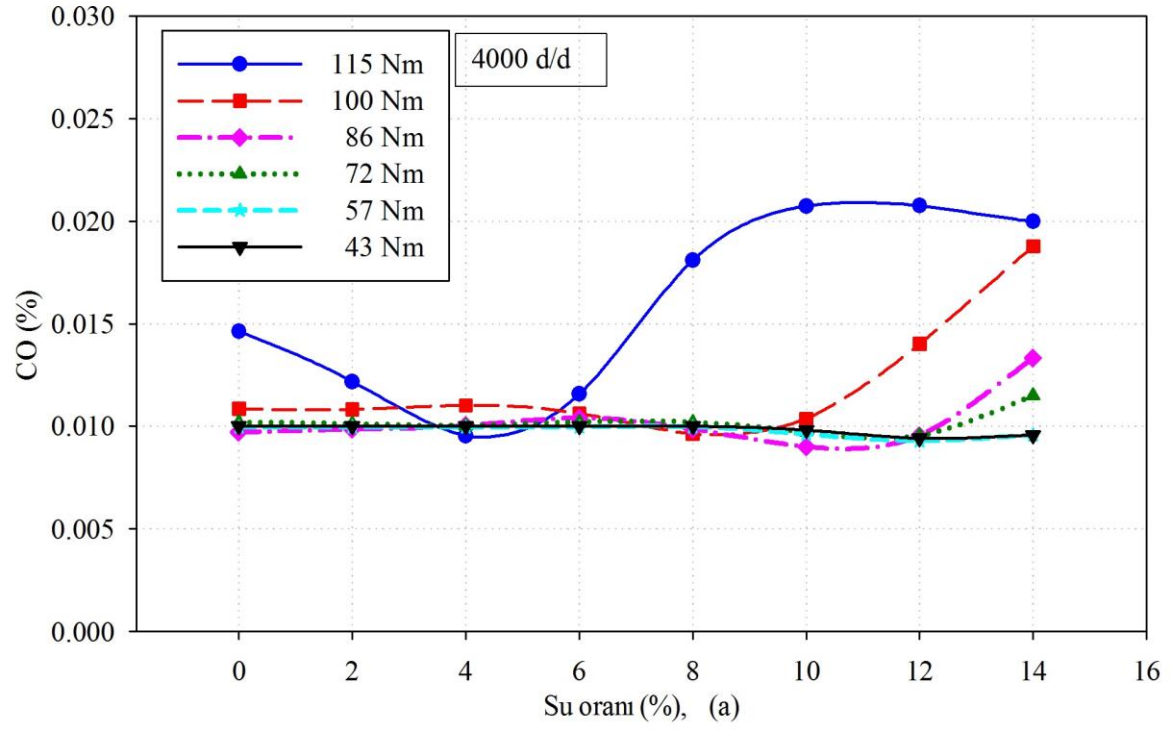


Şekil 3.5. 4000 d/d'da ve 6 farklı yük altında (a) CO₂'nin su oranına göre değişimleri (b) CO₂'de SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları

Şekil 3.5'in devamı



4000 d/d devir sayısında, 6 farklı yük altında, CO'nun su oranına göre değişimleri ve CO'da SDY'ye göre meydana gelen artma ve azalma oranları sırasıyla Şekil 3.6 (a ve b)'de gösterilmiştir. İlgili şekillerden görüldüğü gibi; EHSE ile 115 Nm yük durumunda CO'nun değişiminin çok kararlı olmadığı gözlenmiştir. Şekil 3.6 (a ve b)'den görüldüğü gibi; CO değerleri, % 6 su oranına kadar azalmış ancak % 6 su oranından sonra, yüksek yüklerde artmış ve düşük yüklerde ise azalmıştır. İlgili devir sayısında CO'daki maksimum azalma miktarı 115 Nm yük değerinde, % 4 su oranında, % 34.65 mertebesinde olmuştur. Aşağıdaki bölümde, Şekil 3.19 (b)'den görülebileceği gibi 4000 d/d devir sayısında ve yaklaşık 115 Nm yük durumunda EHSE ile sıcaklıkların biraz arttığı görülmüştür. Düşük su oranlarında, sıcaklığın bir miktar azalması yanmayı iyi yönde etkilemiş olabilir. Öte yandan su oranı arttıkça sıcaklıklardaki fazla yükselişin CO₂'lerin CO'ya dönüşümünü artırmış olabilir.

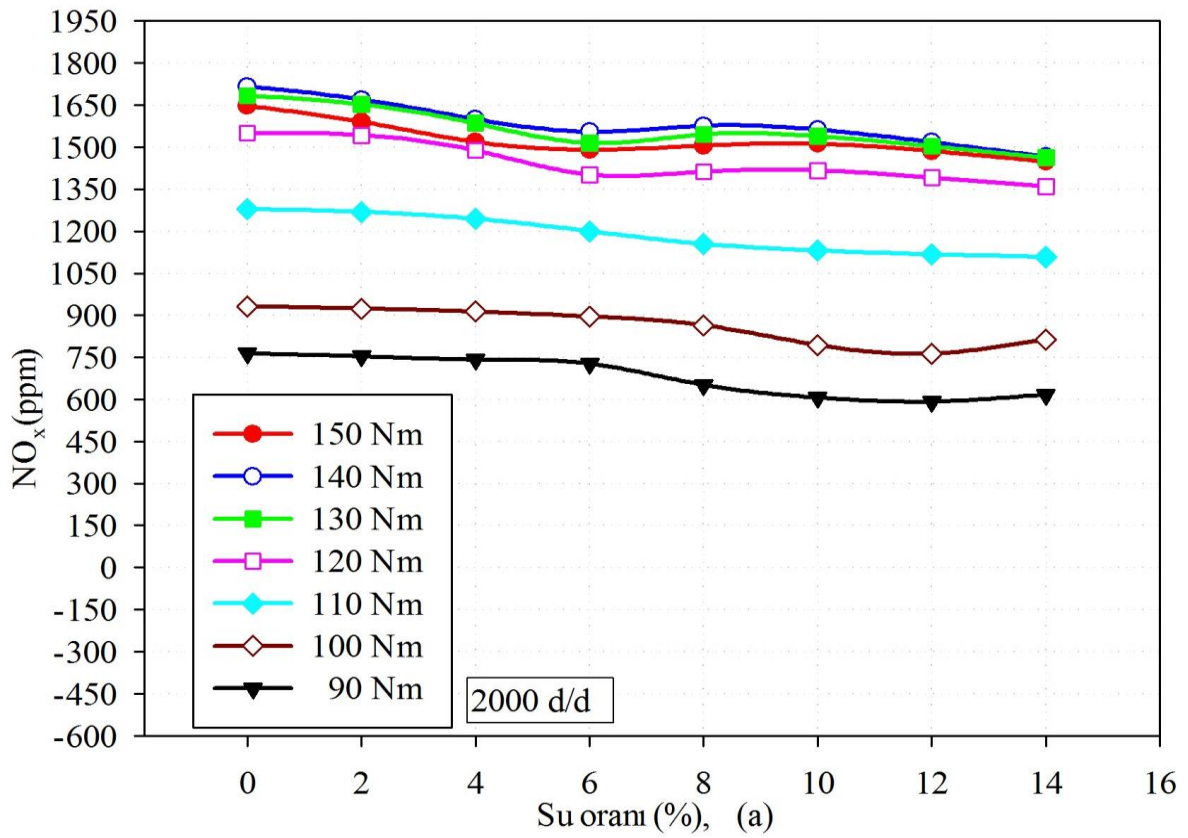


Şekil 3.6. 4000 d/d'da ve 6 farklı yük altında (a) CO'nun su oranına göre değişimleri (b) CO'da SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları

2000 d/d devir sayısında ve 7 farklı yük altında, NO_x 'lerin su oranına göre değişimleri ve NO_x 'lerde SDY'ye göre oluşan artma ve azalma oranları sırasıyla Şekil 3.7 (a) ve Şekil 3.7 (b)'de gösterilmiştir. Ayrıca Tablo 3.1'de; yanma boyunca oluşan maksimum sıcaklık değeri ve bu sıcaklık değerlerinin ÜÖN'dan sonra oluştuğu KMA ve silindir sıcaklık değişimlerinde SDY'ye göre oluşan ortalama artma veya azalma durumları verilmiştir. 150 Nm tam yük değeri dışındaki diğer yükler için de sıcaklık değişimleri NO_x 'lerin yorumlanmasını kolaylaştıracak şekilde düşünülmüş ve verilmiştir. Şekil 3.7 (a) ve Şekil 3.7 (b)'den görülebileceği gibi; 2000 d/d devir sayısında, NO_x 'ler seçilen tüm çalışma koşullarında azalmıştır ve karışımdaki su oranı arttıkça NO_x 'lerdeki azalma oranları da artmıştır. NO_x 'lerde belirlenen maksimum azalma oranı 90 Nm yük altında, % 12 su oranında, % 22.54 düzeyinde olmuştur. Aslında (150, 140 ve 130) Nm gibi yüksek yüklerde de NO_x 'lerdeki azalma oranları oldukça belirgin çıkmıştır. Örneğin; 150 Nm yük altında ve % 6 su oranında NO_x 'lerde % 9.52 düzeyinde azalma belirlenmiştir. Dizel motorlarında ek su kullanımı ile ve özellikle EHSE ile NO_x 'lerin önemli ölçüde azalacağı literatürden de bilinmektedir (Ayhan ve Ece, 2020; K.A. Subramanian, 2011; Sandeep vd., 2019; Tamma vd., 2003; Tauzia vd., 2010; Tuti, 2012). K.A. Subramanian da (2011), bir dizel motorunda aynı koşullar altında su-dizel yakıtı karışımı ve EHSE yöntemlerini deneysel olarak incelemiştir ve her iki yöntemin sonuçlarını karşılaştırmıştır. Söz konusu çalışmada her iki yöntemde, kütleli olarak 0.4/1 oranında su kullanılmıştır. İlgili çalışmada tam yük durumunda, NO_x 'ler su-dizel yakıtı karışımı yönteminde 1034 ppm'den 645 ppm'ye inmiştir ve EHSE'de ise NO_x 'ler 1034 ppm'den 643 ppm'e indiği belirlenmiştir. Böylece; dizel motorlarında ek su kullanımı ile NO_x 'lerin önemli ölçüde azaldığı görülmüştür. Literatürde dizel motorlarında ek su kullanımı ile NO_x 'lerin önemli ölçüde azaldığını gösteren başka çok sayıda çalışma da bulunmaktadır (Ayhan, 2009; Ayhan ve Ece, 2020; Bernol ve Ferreira, 2019; Breda ve Luka, 2019; Fu vd., 2014; Gonca vd., 2014; Hountalas vd., 2006; K.A.Subramanian, 2011; Kegl ve Pehan, 2001b; Kökkülünk vd., 2013; M.Abu-Zaid, 2004; Ma vd., 2014; Mahmood vd., 2019; Park vd., 2016; Parlak vd., 2019; Sandeep vd., 2019; Selim ve Ghannam, 2007; Şahin vd., 2018; Şahin vd., 2014; Tamma vd., 2003; Tauzia vd., 2010; Telli vd., 2018; Tunca vd., 2017; Tuti, 2012; Zhang vd., 2017).

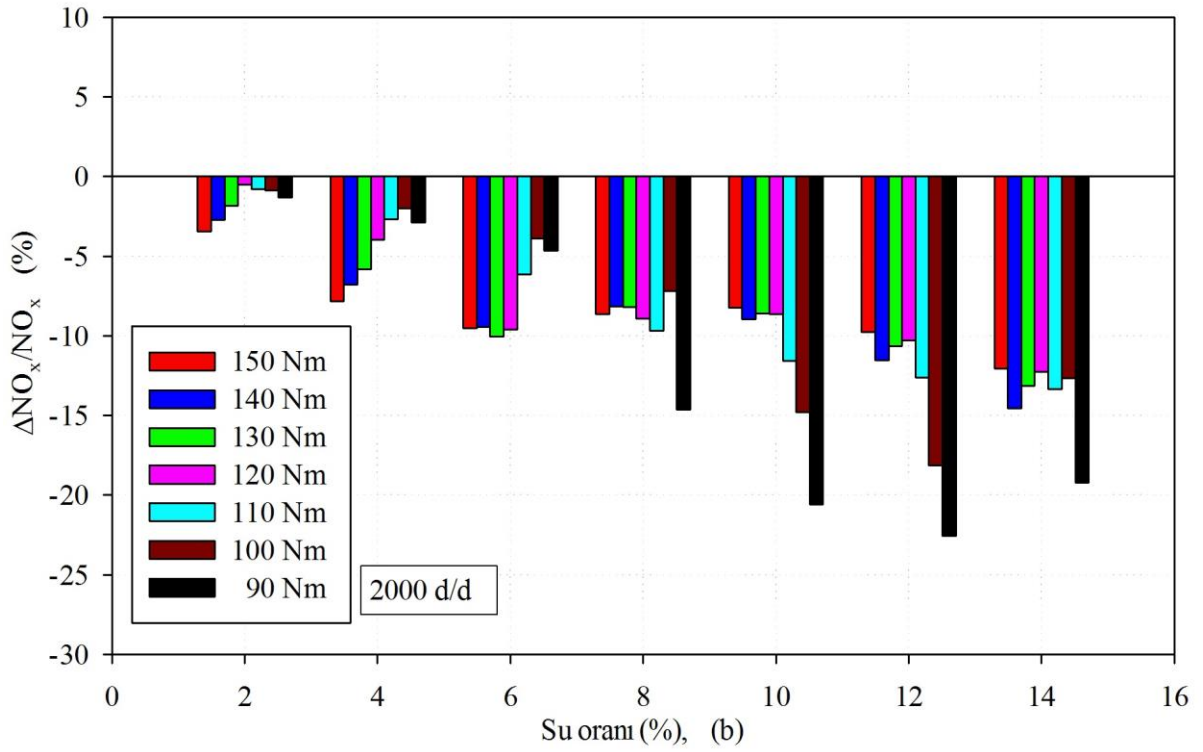
NO_x emisyonlarının oluşumuna; yüksek yanma sıcaklıklarının ve yüksek hava fazlalık katsayısı değerlerinin etki ettiği literatürden bilinmektedir (Ferguson, 1986; Heywood, 1989; Pulkrabek, 2016). EHSE ile hava fazlalık katsayısının azaldığı Şekil 3.8 (a ve b)'den görülmektedir. Ayrıca; Şekil 3.15 (b)'den görülebileceği gibi; EHSE ile 150 Nm tam yük

durumunda, yanma sıcaklıkları önemli ölçüde azalmıştır. Hem hava fazlalık katsayısının, hem de yanma sıcaklıklarının düşmesi nedenleriyle 150 Nm yük durumunda NO_x 'ler önemli ölçüde azalmıştır. Tablo 3.1'den görülebileceği gibi; silindir sıcaklıkları, (140, 130, 100 ve 90) Nm yük değerlerinde azalmış, buna karşılık (120 ve 110) Nm değerlerinde ise artmıştır. Sıcaklıkların azaldığı yüklerde NO_x 'lerdeki azalmaların daha etkin olduğu görülmüştür. (120 ve 110) Nm yük değerlerinde yanma boyunca silindir sıcaklıkları az da olsa azalmakla birlikte hava fazlalık katsayısının azalmasının NO_x 'leri yine de düşürdüğü tahmin edilebilir.



Şekil 3.7. 2000 d/d'da ve 7 farklı yük altında (a) NO_x 'in su oranına göre değişimleri (b) NO_x 'de SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları

Şekil 3.7'nin devamı



Sunulan tez kapsamında ölçülen basınç verilerinden yararlanarak; (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) d/d gibi 5 farklı devir sayısında, farklı yük durumlarında silindir sıcaklığının ve açığa çıkan ısı miktarının KMA'ya göre değişimleri incelenmiştir. Burada yer sorunu nedeniyle yalnızca tam yük durumu sonuçları sunulmuştur. Örnek olması açısından yalnız, 2000 d/d'da 120 Nm yük altında EHSE durumunda silindir basıncı, sıcaklığı ve açığa çıkan ısı miktarı değişimleri verilmiş ve irdelenmiştir. Ayrıca; (2000 ve 4000) d/d devir sayılarında eksoz gazı emisyonları da incelendiğinden, bu devirlerde farklı yüklerde ve farklı su oranlarındaki maksimum sıcaklıklar, bu sıcaklıkların oluştuğu KMA değerleri ve SDY'ye göre sıcaklıklardaki ortalama artma ve azalma oranları ile ilgili bilgiler Tablo 3.1 ve Tablo 3.2'de verilmiştir. Böylece EHSE ile eksoz gazı değişimlerinin değerlendirmesine katkı sağlamıştır.

2000 d/d devir sayısında ve 7 farklı yük altında, hava fazlalık katsayılarının su oranına göre değişimleri ve hava fazlalık katsayılarında SDY'ye göre oluşan artma ve azalma oranları sırasıyla Şekil 3.8 (a) ve Şekil 3.8 (b)'de sunulmuştur. Şekil 3.8 (a) ve Şekil 3.8 (b)'nin incelenmesinden anlaşılabileceği gibi; 2000 d/d devir sayısında, genellikle hava fazlalık katsayıları seçilen tüm çalışma koşullarında azalmıştır ve genel olarak karışımdaki su oranı arttıkça hava fazlalık katsayılarındaki azalma oranları artmıştır. Hava fazlalık

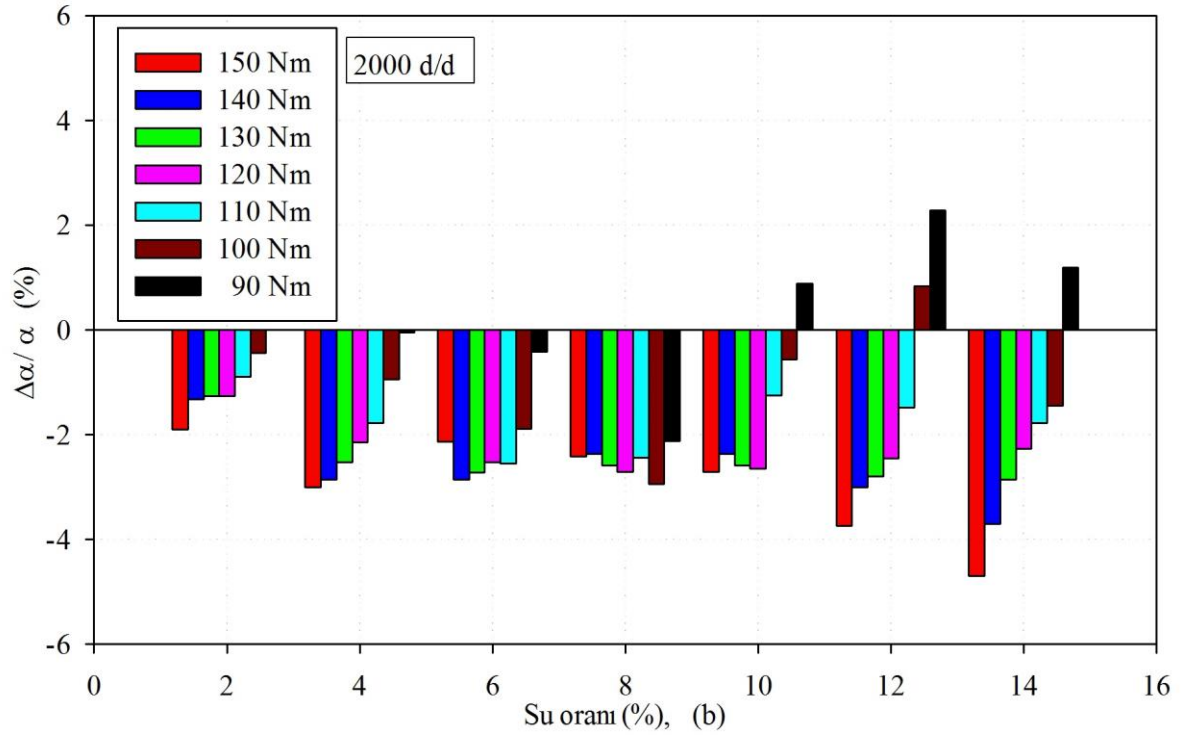
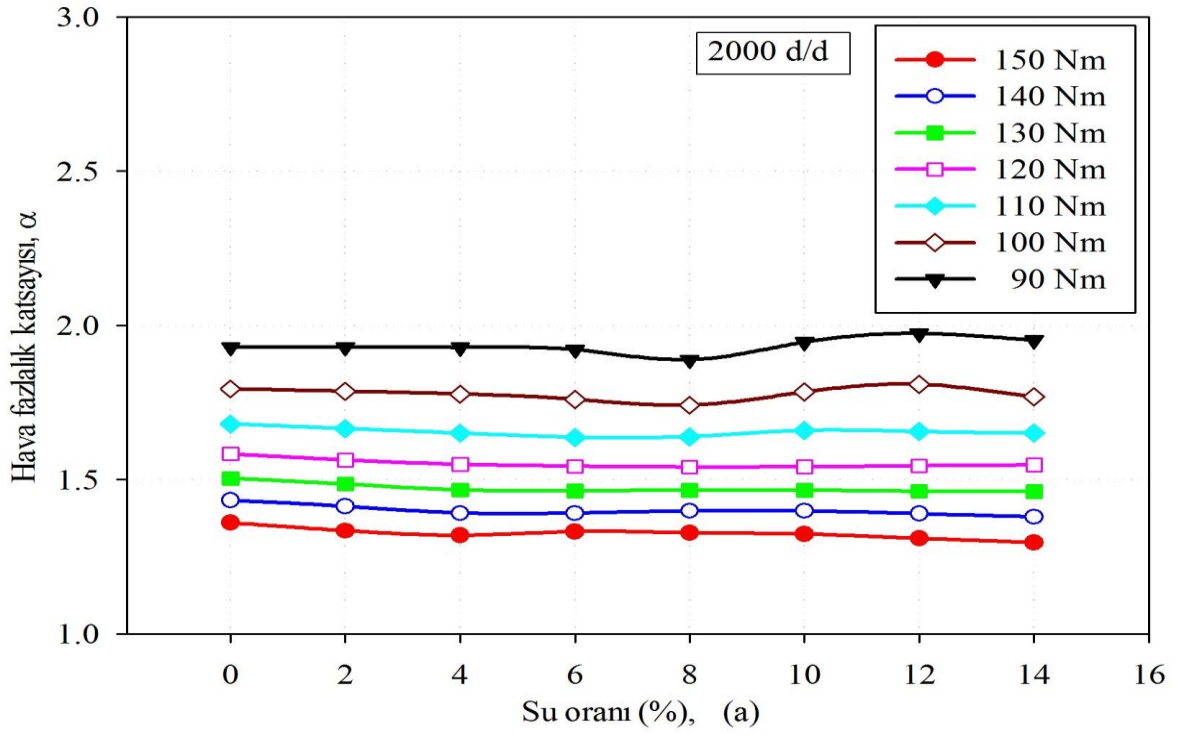
katsayılarında ulaşılan maksimum azalma 150 Nm yük değerinde, % 14 su oranında, % 4.71 düzeyinde olmuştur. Özellikle; (150, 140 ve 130) Nm gibi yüksek yük durumlarında hava fazlalık katsayılarındaki azalma oranlarının düşük yüklere göre daha belirgin olduğu görülmüştür. İlgili şekillerin indelenmesinden görülebileceği gibi, 100 Nm ve 90 Nm gibi düşük yük değerlerinde yüksek su oranlarında hava fazlalık katsayısı değerlerinde çok az artma oluşmuştur. Örneğin; maksimum artmanın; özellikle 90 Nm yük durumunda, % 12 su oranında % 2.28 oranında olduğu gözlenmiştir.

Tablo 3.1. 2000 d/d’de farklı yük ve farklı su oranlarında maksimum sıcaklıklar, oluştukları KMA değerleri ve SDY’ye göre ortalama sıcaklıkların artma azalma durumları

Yük (Nm)	(%) Su oranı	T _{max} (K)	T _{max} ’ların oluştuğu KMA (°)	Yanma boyunca ort. sıcaklık değişim
150	SDY	2168.03	21.087	-
	2	2055.32	21.513	↓
	4	2039.91	21.690	↓
	6	2052.84	21.188	↓
	8	2068.79	21.850	↓
	10	2028.79	21.283	↓
140	SDY	2075.46	21.476	-
	2	2074.03	21.211	↓
	4	1997.31	20.928	↓
	6	2028.88	21.476	↓
	8	2055.38	19.866	↓
	10	1993.19	20.696	↓
130	SDY	2005.32	22.434	
	2	1996.17	21.531	↓
	4	1977.47	21.813	↓
	6	1971.03	22.151	↓
	8	1968.33	22.133	↓
	10	1973.67	21.407	↓

Tablo 3.1'in devamı

120	SDY	1881.91	25.768	
	2	1983.83	23.318	↑
	4	1901.61	25.168	↑
	6	1914.83	25.768	↑
	8	1956.55	22.312	↑
	10	1914.33	26.165	↑
110	SDY	1843.38	29.360	
	2	1840.84	29.107	↓
	4	1878.66	27.854	↑
	6	1862.05	27.831	↑
	8	1872.98	29.197	↑
	10	1892.92	28.806	↑
100	SDY	1818.49	29.661	
	2	1795.65	29.962	↓
	4	1795.53	28.896	↓
	6	1766.47	30.101	↓
	8	1770.81	29.107	↓
	10	1799.84	29.547	↓
90	SDY	1728.61	29.661	
	2	1710.43	29.962	↓
	4	1707.53	28.896	↓
	6	1674.46	28.595	↓
	8	1668.81	29.107	↓
	10	1684.84	29.547	↓



Şekil 3.8. 2000 d/d’da ve 7 farklı yük altında (a) Hava fazlalık katsayısının su oranına göre değişimleri (b) Hava fazlalık katsayısında SDY’na göre oluşan artma ve azalma oranları

4000 d/d devir sayısında ve 6 farklı yük altında, NO_x 'lerin su oranına göre değişimleri ve NO_x 'lerde SDY'ye göre oluşan artma ve azalma oranları sırasıyla Şekil 3.9 (a) ve Şekil 3.9 (b)'de gösterilmiştir. Ayrıca Tablo 3.2'de; yanma boyunca oluşan maksimum sıcaklık değerleri, bu sıcaklıkların ÜÖN'dan sonra oluştuğu krank mili açıları ve silindir sıcaklık değişimlerinde SDY'ye göre oluşan ortalama artma veya azalma oranları sunulmuştur. Bu şekiller ve tablo incelendiğinde; 4000 d/d devir sayısında, NO_x 'lerin seçilen tüm çalışma koşullarında azaldığı ve karışımdaki su oranı arttıkça NO_x 'lerdeki azalma oranlarının da arttığı görülebilir. NO_x 'lerde belirlenen maksimum azalma 115 Nm yük altında, % 14 su oranında, % 25.37 düzeyinde olmuştur. Genel olarak seçilen tüm yük değerlerinde NO_x 'lerdeki azalmalar çok belirgindir. 43 Nm yük değerinde, yük çok düşük olduğundan etkin bir yanmanın olamadığı ve bu nedenle NO_x 'lerdeki azalmanın diğer yüksek yüklerdeki gibi çok belirgin olmadığı görülmüştür. EHSE ile, yanma boyunca bölgesel yanma sıcaklıklarının düşük olmasının ve hava fazlalık katsayısı değerlerinin azalmasının NO_x 'leri azalttığı söylenebilir. Şekil 3.10'da görülebileceği gibi, 4000 d/d'da da EHSE ile hava fazlalık katsayısı değerleri azalmıştır. Şekil 3.19 (b)'de tam yük durumunda farklı su oranları için silindir sıcaklıklarının KMA'ya göre değişimleri sunulmuştur. Bu eğrilerin ve Tablo 3.3'ün incelenmesinden su kullanımı durumunda yanmanın başlangıcında sıcaklıkların SDY ile hemen hemen aynı olduğu, yanma ilerledikçe sıcaklıkların su kullanımı durumları için daha yüksek değerler aldığı görülebilir. Buradan da ek su kullanımı ile genişlemeye doğru yanmanın biraz daha sürdüğü, yani yanma sürelerinin biraz daha arttığı görülebilir. Yanma süresinin artması yanmanın genişlemeye doğru sürdüğünü göstermektedir. Bunun sonucunda da NO_x 'lerin azaldığı söylenebilir. Ayrıca; Şekil 3.19 (b)'den görülebileceği gibi yaklaşık % 4 ve % 6 su oranlarında yanmanın etkin olduğu ana yanma evresinde yanma sıcaklıkları düşük değer almıştır. 4000 d/d'da; EHSE ile, hem bölgesel yanma sıcaklıklarının hem de hava fazlalık katsayısının azalmasının NO_x 'leri azalttığı söylenebilir. Tablo 3.2'de; 115 Nm yük değerinden düşük yük durumlarında maksimum silindir sıcaklıklarına ve SDY'ye göre yanma boyunca ortalama sıcaklık değişimlerine ilişkin yararlı bilgiler verilmiştir. Tablo 3.2 incelendiğinde, 4000 d/d devir sayısında seçilen tüm yük değerlerinde % 2 su oranında silindir sıcaklıklarının arttığı görülebilir. % 2 su oranı düşük olduğundan sıcaklık üzerindeki etkisinin belirgin olmadığı düşünülebilir. (100 ve 86) Nm yük değerlerinde ise % 6 ve % 8 su oranlarında silindir sıcaklıkları azalmıştır. Öte yandan (72, 57 ve 43) Nm gibi düşük yük değerlerinde ise silindir sıcaklıkları % 2 su orandan daha yüksek su oranlarında azalmıştır. 4000 d/d devir sayısında EHSE ile genel olarak silindir

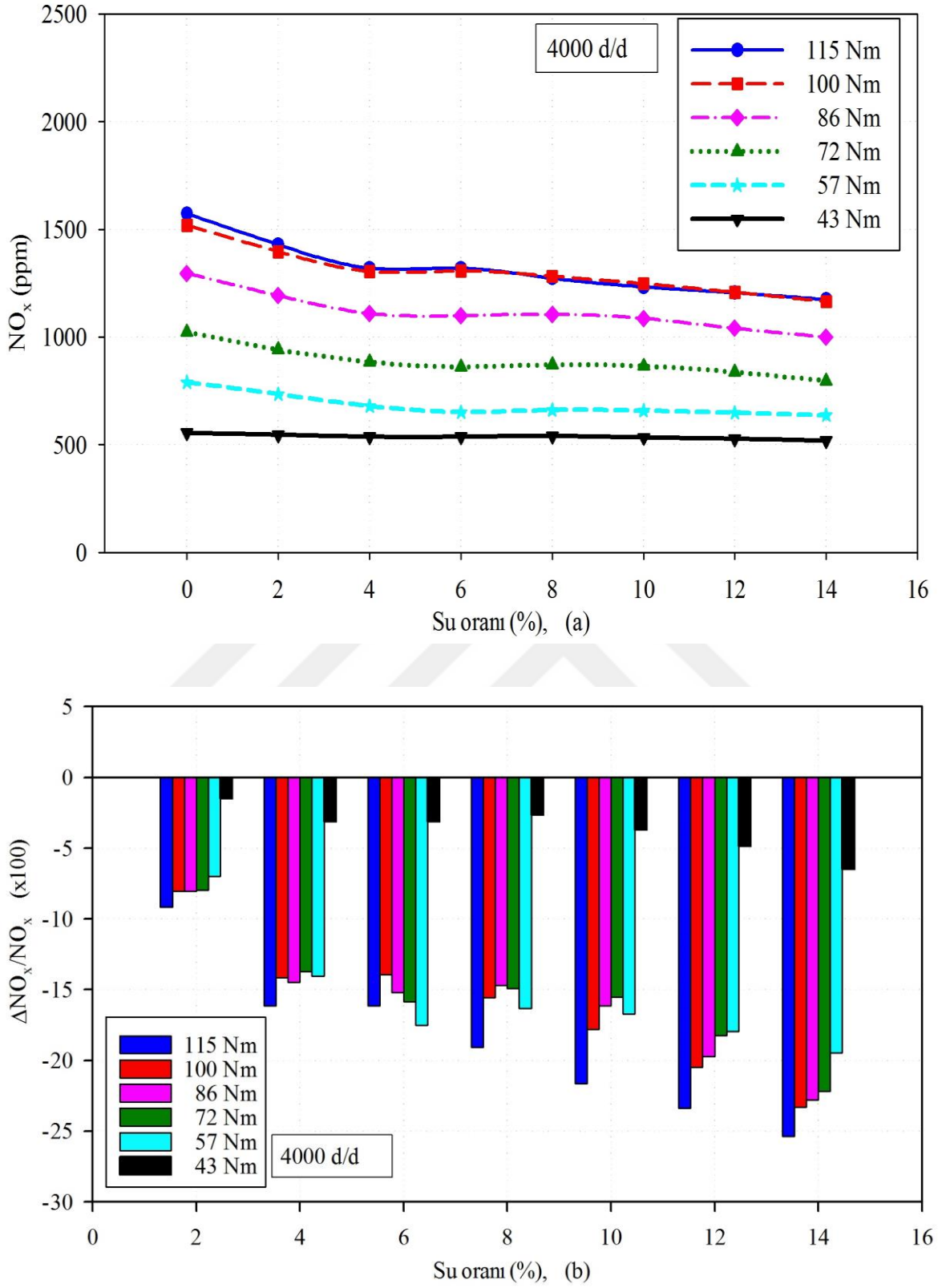
sıcaklıkları azalmıştır. Sıcaklıkların azalmasının NO_x 'lerin düşmesindeki önemli etkenlerden biri olduğu bilinmektedir (Heywood, 1989). Literatürden bilindiği gibi, dizel motorlarında ek su kullanımı NO_x 'leri azaltmanın en etkili yöntemlerinden biridir (Deepti Khatri, 2020; K.A.Subramanian, 2011). E.A. El Shenawy vd. (2019) de, tek silindirli bir dizel motorunda (% 3, % 6 ve % 9) oranlarında, su-dizel yakıtı emülsiyonları kullanmışlardır. Söz konusu çalışmada, su-dizel yakıtı emülsiyonları yöntemiyle, NO_x 'lerde ortalama % 33.6 oranında azalmalar belirlemişlerdir. Yukarıdaki paragraftan da belirtildiği gibi; literatürde yapılan diğer çalışmalarda da benzeri sonuçlara ulaşılmıştır (Bedford vd., 2000; Canfield, 1999; Chadwell ve Dingle, 2008).

Tablo 3.2. 4000 d/d'de farklı yük ve farklı su oranlarında maksimum sıcaklıklar, oluştukları KMA değerleri ve SDY'ye göre ortalama sıcaklıkların artma azalma durumları

Yük (Nm)	(%) Su oranı	$T_{\max}$ (K)	$T_{\max}$ 'ların oluştuğu KMA	Yanma boyunca ort. sıcaklık değişim
115	SDY	1846.59	21.317	
	2	1857.42	21.600	↑
	4	1838.21	21.317	↓
	6	1823.01	22.518	↓
	8	1861.15	21.636	↑
	10	1874.60	23.004	↑
100	SDY	1769.25	19.767	
	2	1770.04	19.767	↑
	4	1746.21	18.915	↓
	6	1731.23	19.216	↓
	8	1779.06	20.116	↑
	10	1781.75	19.767	↑
86	SDY	1681.15	18.915	
	2	1693.11	18.915	↑
	4	1675.63	20.116	↓
	6	1650.35	19.831	↓
	8	1676.67	19.810	↓
	10	1693.028	18.915	↑

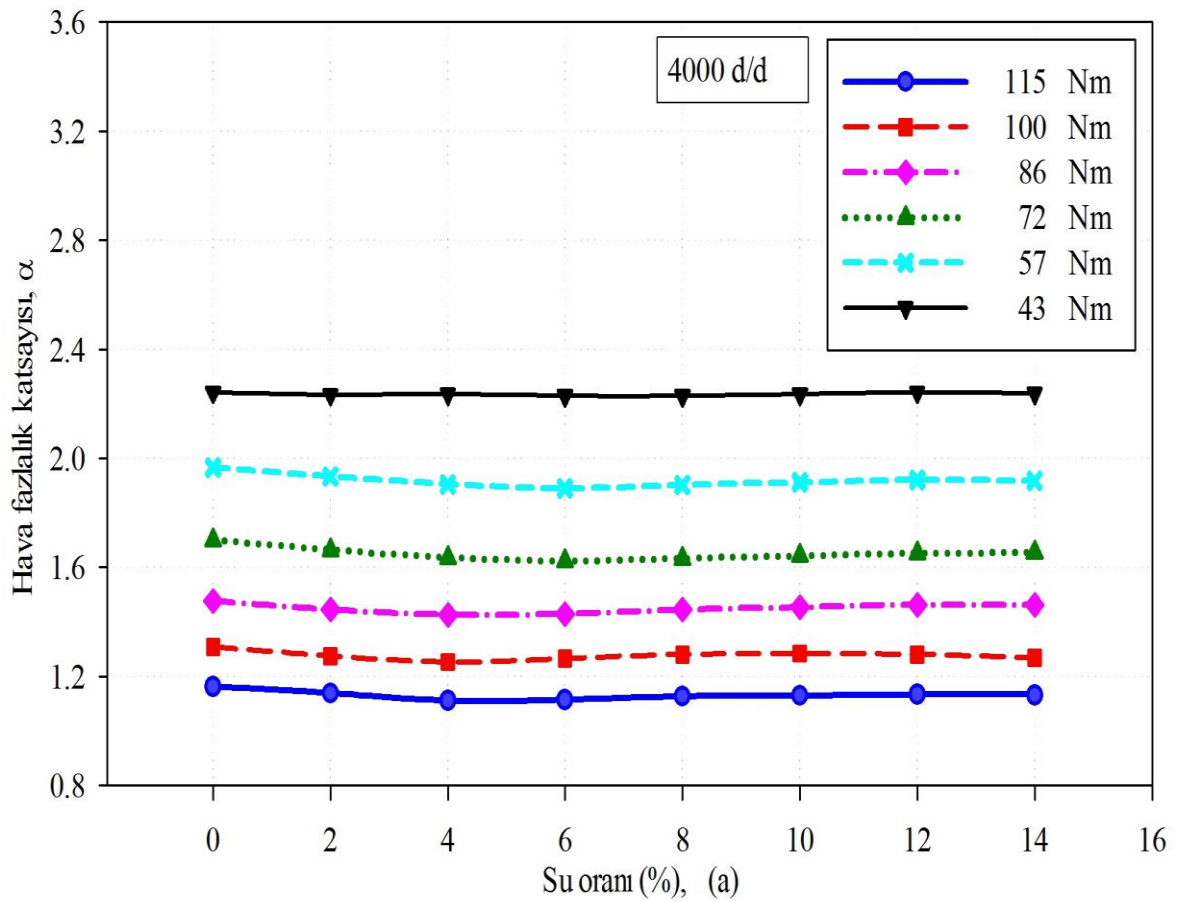
Tablo 3.2'nin devamı

72	SDY	1652.77	20.412	
	2	1669.90	20.412	↑
	4	1620.47	20.717	↓
	6	1609.58	20.717	↓
	8	1599.11	21.317	↓
	10	1619.95	20.415	↓
57	SDY	1598.91	19.831	
	2	1605.69	19.831	↑
	4	1556.71	19.831	↓
	6	1512.88	20.717	↓
	8	1497.74	20.116	↓
	10	1502.35	19.831	↓
43	SDY	1538.56	18.915	
	2	1562.70	18.916	↑
	4	1536.67	19.168	↓
	6	1549.92	18.062	↑
	8	1463.41	18.614	↓
	10	1481.83	18.915	↓



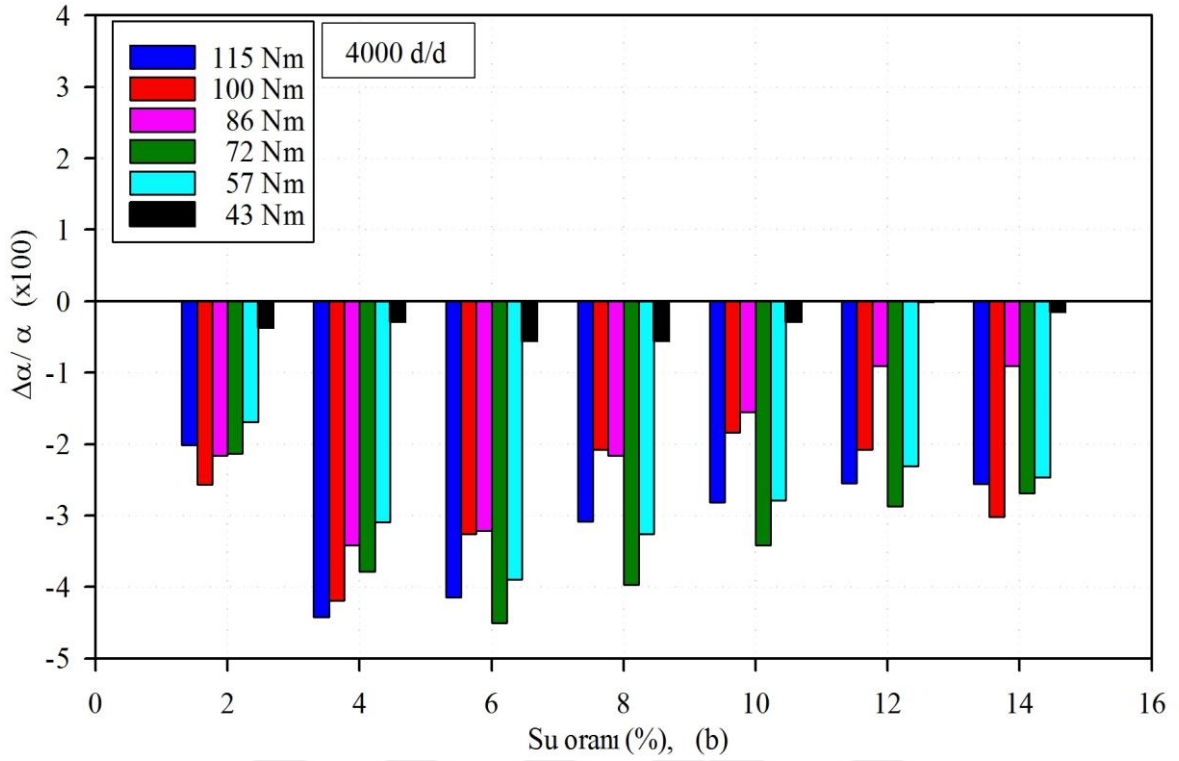
Şekil 3.9. 4000 d/d'da ve 6 farklı yük altında (a) NO_x'in su oranına göre değişimleri (b) NO_x'de SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları

4000 d/d devir sayısında ve 6 farklı yük altında, hava fazlalık katsayılarının su oranına göre değişimleri ve hava fazlalık katsayılarında SDY'ye göre oluşan artma ve azalma oranları sırasıyla Şekil 3.10 (a) ve Şekil 3.10 (b)'de gösterilmiştir. Şekil 3.10 (a ve b)'den anlaşılabileceği gibi, 4000 d/d devir sayısında, hava fazlalık katsayıları seçilen tüm çalışma koşullarında azalmıştır. Hava fazlalık katsayılarında oluşan maksimum azalma 72 Nm yük değerinde, % 6 su oranında, % 4.5 düzeyinde olmuştur. 4000 d/d devir sayısında; EHSE ile, hava fazlalık katsayılarının azalması NO_x 'lerin de düşmesine olumlu etki yapmıştır.



Şekil 3.10. 4000 d/d'da ve 6 farklı yük altında (a) Hava fazlalık katsayısının su oranına göre değişimleri (b) Hava fazlalık katsayısının SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları

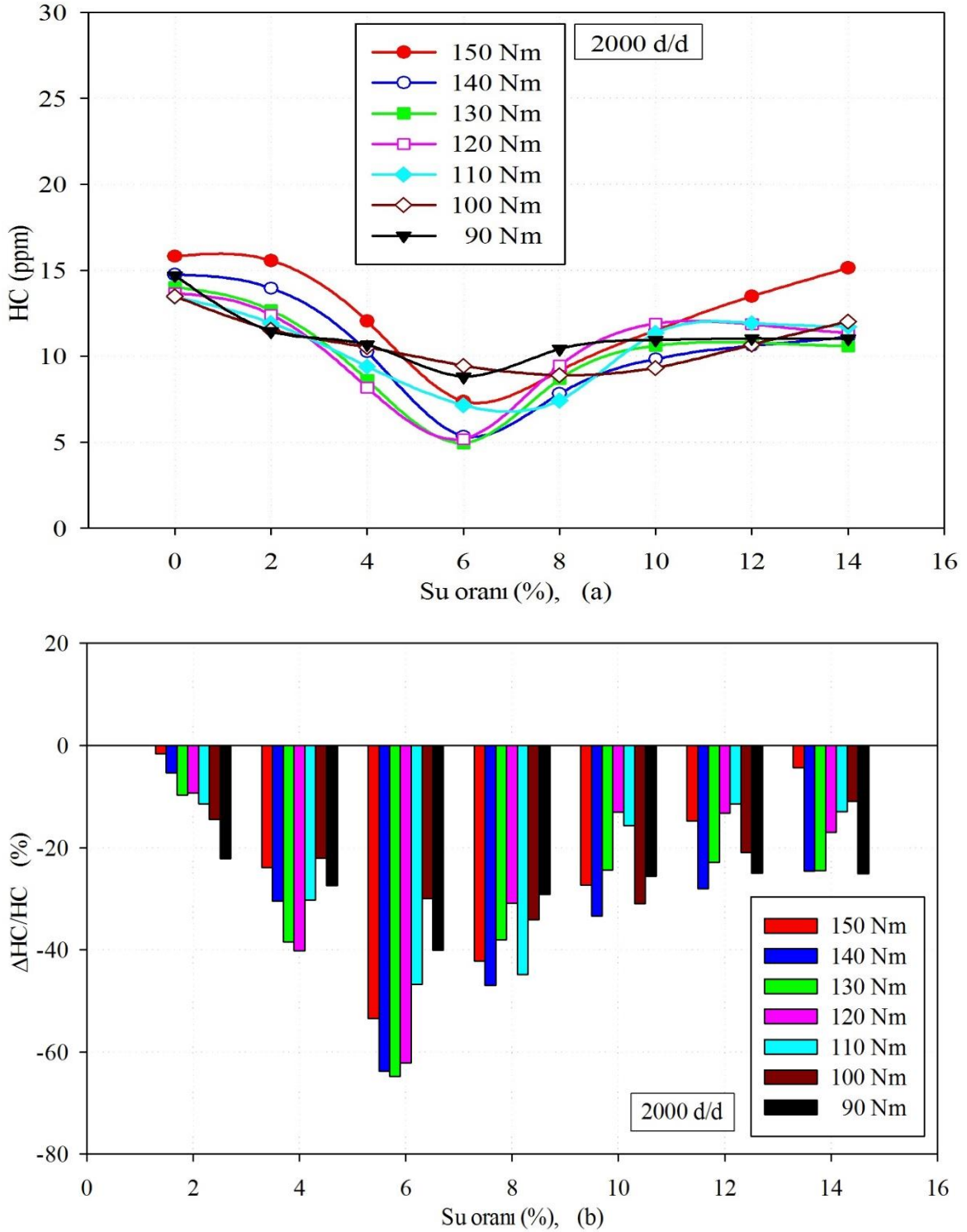
Şekil 3.10'nun devamı



2000 d/d devir sayısında ve 7 farklı yük altında, HC'lerin su oranına göre değişimleri ve HC'lerde SDY durumuna göre oluşan artma ve azalma oranları sırasıyla Şekil 3.11 (a) ve Şekil 3.11 (b)'de gösterilmiştir. Söz konusu şekillerden anlaşılabileceği gibi; 2000 d/d devir sayısında EHSE ile, HC'ler tüm çalışma koşulları altında azalmıştır. Seçilen tüm yük koşullarında; HC'lerdeki düşme oranları % 6 su oranına kadar artmıştır ancak % 6 su oranından sonra ise azalmıştır. Şekil 3.11 (a) incelendiğinde, HC'lerin değişiminin bir parbole benzediği ve bu parabolün tepe noktasının, yani maksimum azalma oranının % 6 su oranında olduğu görülebilir. 2000 d/d devir sayısında HC'lerdeki maksimum azalma, 130 Nm yük altında, % 6 su oranında, % 64.84 düzeyinde gerçekleşmiştir. EHSE uygulaması ile dizel yakıtı demetinin çevresinde sıcaklığı artmış su-hava karışımı bulunmaktadır. Böylece, dizel yakıtı demeti, su-hava karışımı ile karışmakta ve yakıt demetinin içerisine su-hava karışımı çekilmektedir. Bu olayların oluşumu boyunca hava içerisindeki su damlacıklarının patladığı ve sonuçta damlacıklarının mikro patlamaları ile oluşan boşluklara su-hava karışımı-dizel yakıtının hücum ettiği düşünülmektedir. Daha önceden de belirtildiği gibi bu olaylar hava ile dizel yakıtı daha hızlı ve homojen karışmasını sağlayarak yanmayı iyileştirmiş ve HC'leri azaltmış olabilir (Şahin vd., 2018). Literatürden de, dizel motorlarında ek su kullanımı ile HC'lerin azaldığı bilinmektedir (Deepti Khatri, 2020;

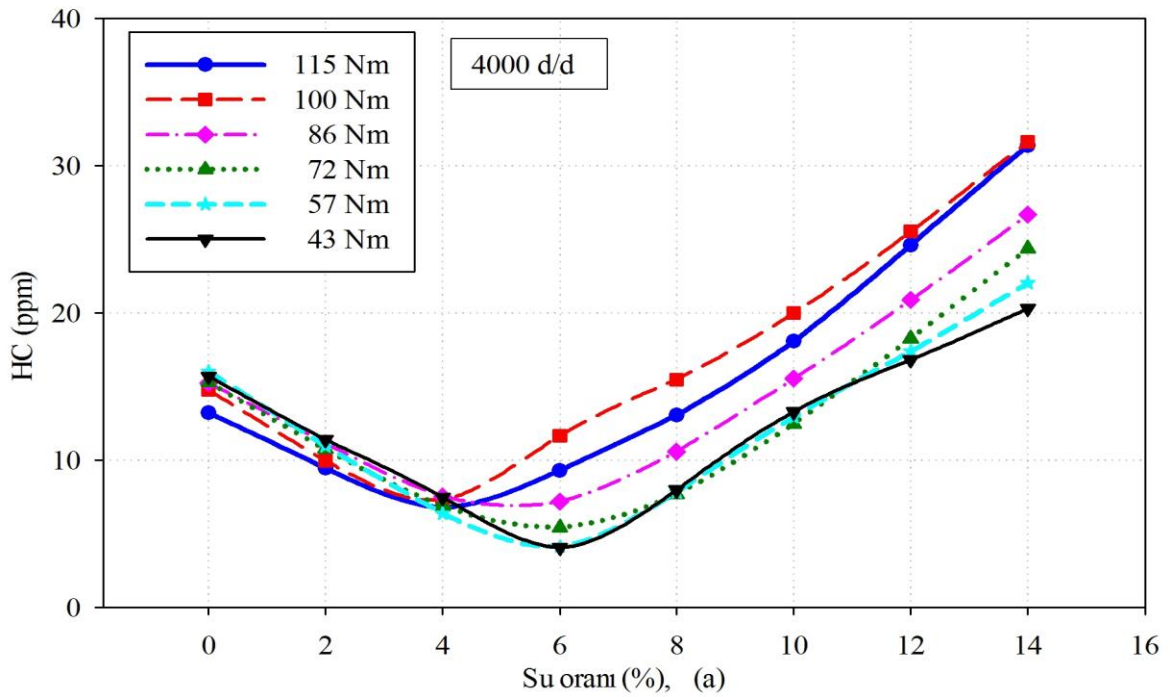
E.A.El Shenawy, 2019; Kökkülünk vd., 2013; Kumar vd., 2013). Kumar ve arkadaşları (2013), su damlacıklarının mikro patlamalarının HC ve is emisyonlarının oluşumunun baskılanmasına katkıda bulunduğunu belirtmektedirler. Benzer açıklamalar literatürde değişik araştırmacılar tarafından da yapılmıştır (Mohammad Reza Seifi, 2019; Sarvi vd., 2009; Sharma vd., 2013). Sharma ve arkadaşları (2013) da; iki farklı sıkıştırma oranı için 5 farklı su-dizel yakıtı karışımının motor karakteristikleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu çalışmada; % 25 su-dizel yakıtı karışımı durumunda; HC’lerde, sıkıştırma oranı 17 için % 29.82; 18 sıkıştırma oranı için ise % 43.90 düzeylerinde azalmalar belirlemişlerdir.

Literatürdeki bazı çalışmalarda ise ek su kullanımı ile HC’lerin arttığı da açıklanmaktadır (K.A.Subramanian, 2011; Mahmood vd., 2019; Manimaran ve Kumaran, 2015). K.A. Subramanian (2011), su-dizel yakıtı karışımının ve emme havasına su eklenmesinin motor karakteristikleri ve eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini karşılaştırmalı olarak incelemiştir. K.A. Subramanian (2011), her iki yöntemde su kullanımı durumunda HC’lerin arttığını belirlemiştir. Ancak; emme havasına su eklenmesi durumunda HC’lerdeki artış oranının karışım yöntemine göre daha düşük olduğunu ve emme havasına su eklenmesi durumunda yüksek yükler altında HC’lerin dizel yakıtı ile hemen hemen aynı düzeyde olduğunu açıklamıştır.



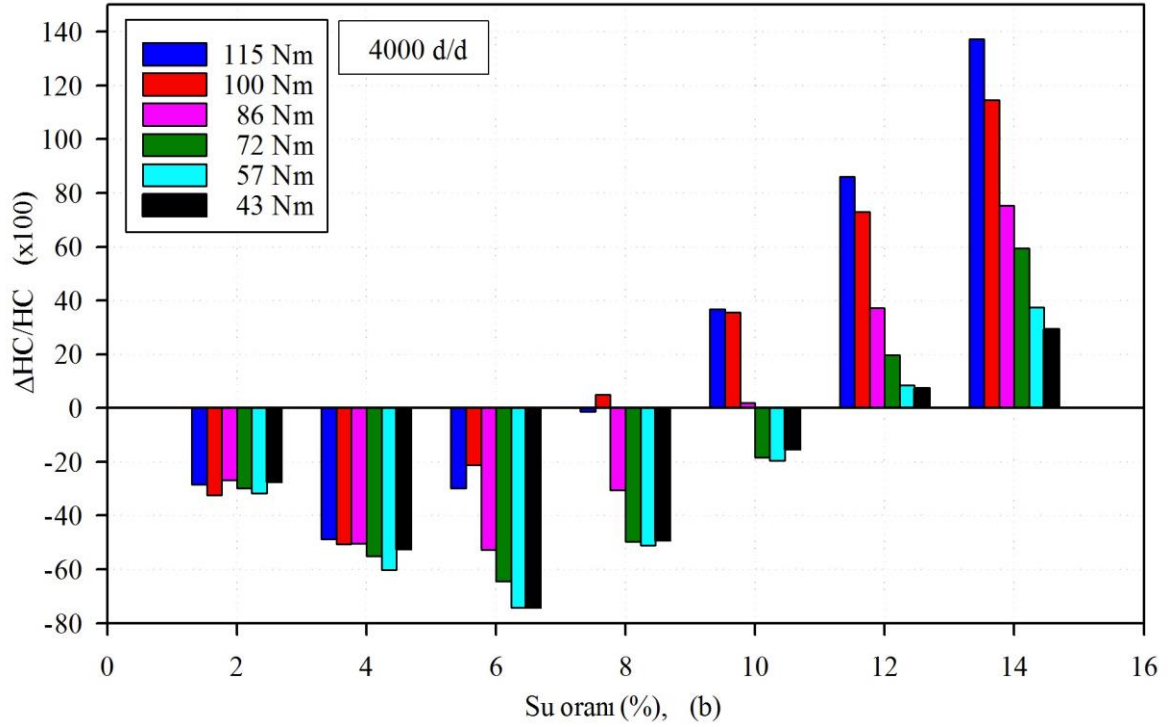
Şekil 3.11. 2000 d/d'da ve 7 farklı yük altında (a) HC'lerin su oranına göre değişimleri (b) HC'lerde SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları

4000 d/d devir sayısında ve 6 farklı yük altında, HC'lerin su oranına göre değişimleri ve HC'ler de SDY'ye göre oluşan artma ve azalma oranları sırasıyla Şekil 3.12 (a) ve Şekil 3.12 (b)'de gösterilmiştir. İlgili şekiller incelendiğinde; 4000 d/d devir sayısında, HC'lerin % 8 su oranına kadar azaldığı, bu orandan sonra HC'lerin arttığı görülmüştür. 4000 d/d devir sayısında HC'lerdeki maksimum azalma, 65 Nm yük altında, % 6 su oranında, % 74.29 düzeyinde gerçekleşmiştir. Şekil 3.12 (a) ve Şekil 3.12 (b)'den görülebileceği gibi; % 8 su oranından sonraki su oranlarında HC'lerdeki artış oranı yüksek yük değerlerde daha belirgin olmuştur. Literatürdeki bazı çalışmalarda da dizel motorlarında yüksek yüklerde su kullanımının HC'leri arttırdığı belirtilmiştir (Basha ve Anand, 2011; Mahmood vd., 2019; Sarvi vd., 2009). İlerleyen bölümde Şekil 3.19 (b)'den görülebileceği gibi, 4000 d/d devir sayısında ve 115 Nm yük durumunda EHSE ile sıcaklıkların biraz arttığı anlaşılabılır. Düşük su oranlarında ise, yanmanın iyileştiği ve sıcaklık artışlarının pek yüksek olmadığı görülebilir. Bu olumlu etkiler HC'leri azaltmış olabilir. Ancak yüksek su oranlarında yüksek yüklerde yanmada istenilen iyileşmelerin sağlanamadığı bu nedenle de HC'lerin ve aynı zamanda CO'nun arttığı söylenebilir. Aslında dizel motorları fakir karışımla çalıştırdıklarından, benzin motorlarının sadece beşte biri oranında HC'ler yaydıkları literatürden de bilinmektedir (Pulkrabek, 2016).



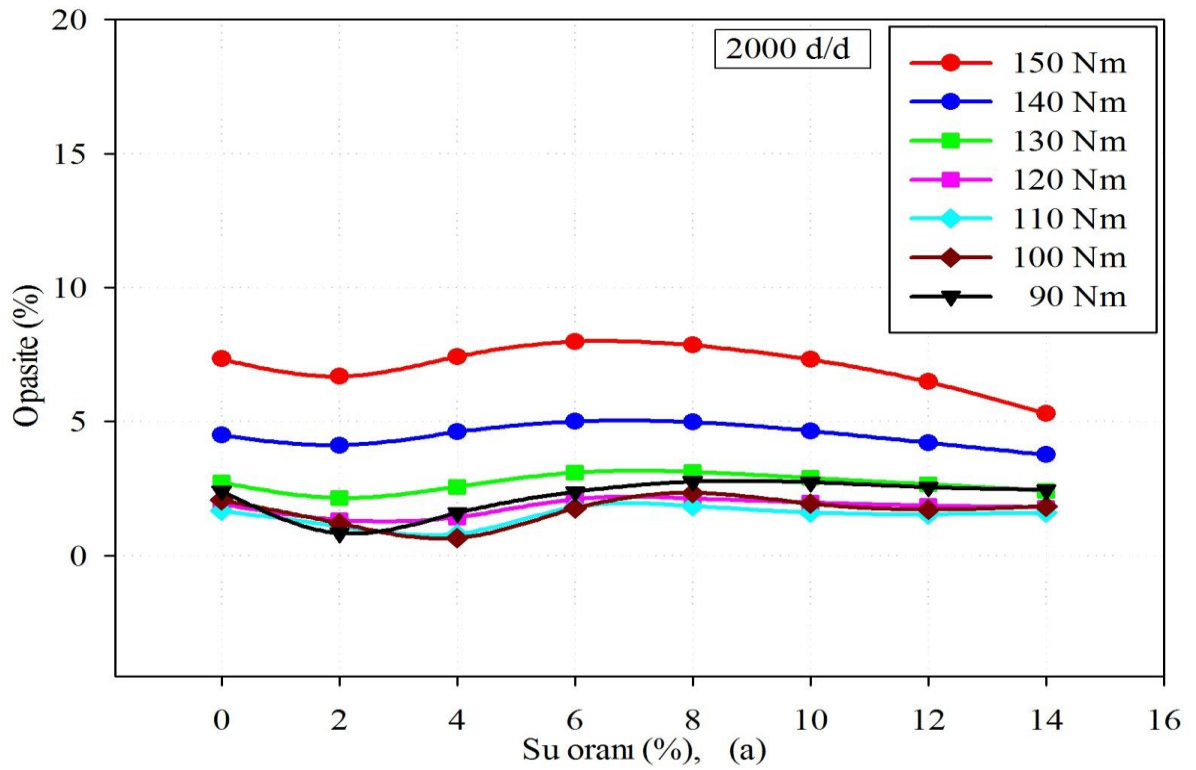
Şekil 3.12. 4000 d/d'da ve 6 farklı yük altında (a) HC'lerin su oranına göre değişimleri (b) HC'lerde SDY'na göre oluşan artma ve azalma oranları

Şekil 3.12'nin devamı



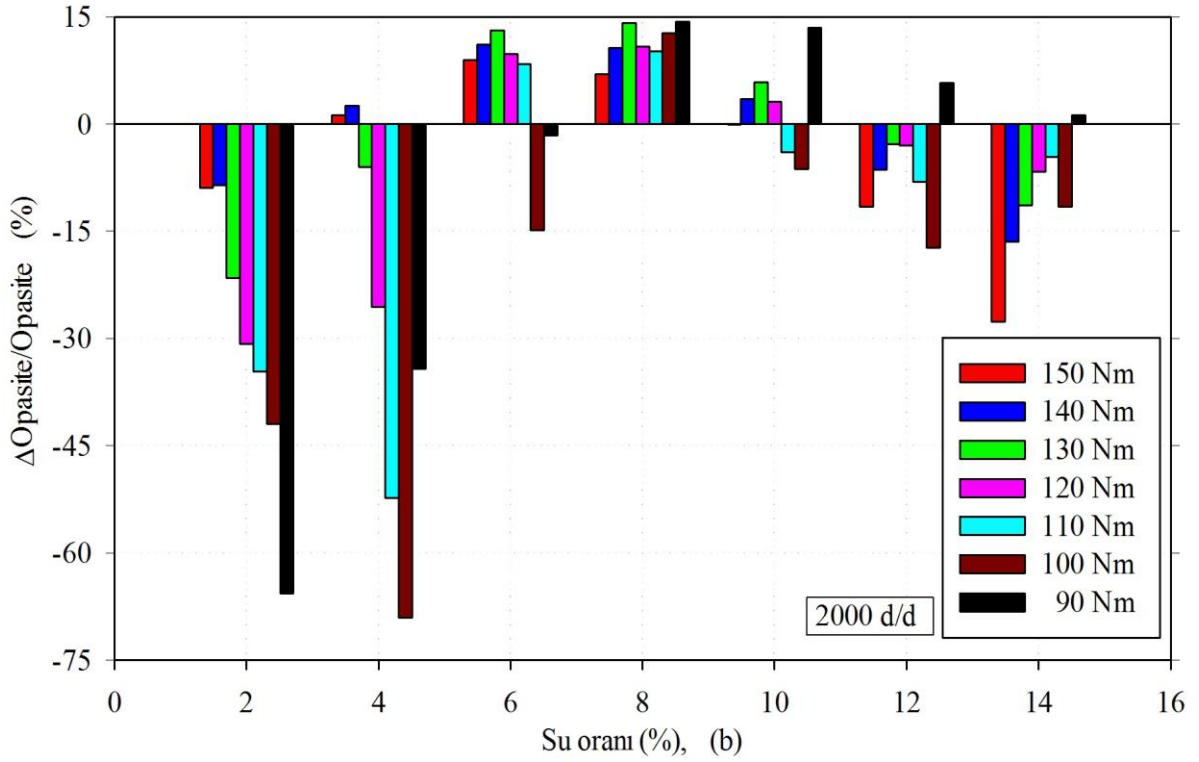
2000 d/d devir sayısında ve 7 farklı yük altında, opasite (duman koyuluğu)'nin su oranına göre değişimleri ve opasitede SDY'ye göre oluşan artma ve azalma oranları sırasıyla Şekil 3.13 (a) ve Şekil 3.13 (b)'de gösterilmiştir. Şekil 3.13 (a ve b) görülebileceği gibi; opasite, % (2 ve 4) gibi düşük su oranlarında önemli ölçüde azalmış, % (6, 8 ve 10) su oranlarında genel olarak artmış ve % (12 ve 14) ise yeniden azalmıştır. 2000 d/d devir sayısında opasitedeki maksimum azalma; 100 Nm yük altında, % 4 su oranında, % 69.08 düzeyinde gerçekleşmiştir. % 2 ve % 4 su oranlarında seçilen tüm yük değerlerinde opasite azalmıştır ancak düşük yüklerdeki azalma oranları yüksek yüklere göre daha etkin olmuştur. Dizel motorlarında opasite, dizel yakıtının silindir içinde yeterince hava bulamaması, yani $\alpha < 1$ olması, dizel yakıtının zamanında hava ile tam homojen karışamaması ve buharlaşamaması sonucu yanmamış karbon parçacıklarının opasite (is, duman) şeklinde eksozdan dışarı atılması sonucunda oluşmaktadır (Durgun, 2018). Yukarıdaki paragraflarda; EHSE yönteminin uygulanması ile sıkıştırma sonunda yanma odasına püskürtülen dizel yakıtının hava ile daha hızlı ve homojen karıştığı ve sonuçta yanmanın iyileştiği vurgulanmıştır. Yanmanın iyileşmesi ile yani yanmanın "tam yanma" şeklinde gerçekleşmesi ile opasitenin azaldığı görülmüştür. Ayrıca; Tablo 3.1'den görülebileceği gibi; 2000 d/d'da EHSE ile silindir sıcaklıkları da genel olarak azalmıştır. Bu konuda çalışan

araştırmacıların da belirttiği gibi, sıcaklıkların azalması opasite oluşumunu azaltmaktadır (Ahmad Muhsin Ithnin, 2014; Kumar vd., 2013; Nazha vd., 2001; Şahin vd., 2014). Ayrıca literatürde, su-dizel yakıtı karışımı yönteminin uygulanması ile yanma odasının içerisindeki OH radikallerinin arttığı ve bu radikallerin opasiteyi azalttığı belirtilmektedir (Ahmad Muhsin Ithnin, 2014; Ali M.A. Attia, 2014; E.A.El Shenawy, 2019; K.A.Subramanian, 2011; Kumar vd., 2013). Benzeri etkinin, EHSE ile de ortaya çıktığı düşünülmektedir. Dizel motorlarında ek su kullanımı ile opasitenin önemli ölçüde azaldığı değişik araştırmacılar tarafından da deneysel olarak belirlenmiştir (E.A.El Shenawy, 2019; Jhalani vd., 2019; R.Vigneswaran, 2018). Şahin vd. (2014), EHSE ile 3000 d/d'da, % 11.71 su oranında tam yük durumunda, opasitede SDY'ye göre % 41.75 azalma belirlemişlerdir. Ayrıca; R. Vigneswaran ve arkadaşları (2018), tek silindirli direkt püskürtmeli bir dizel motorunda su-dizel yakıtının etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. İlgili çalışmada; % 10 su kullanımının opasiteyi, % 27.83 oranında azalttığını deneysel olarak göstermişlerdir.



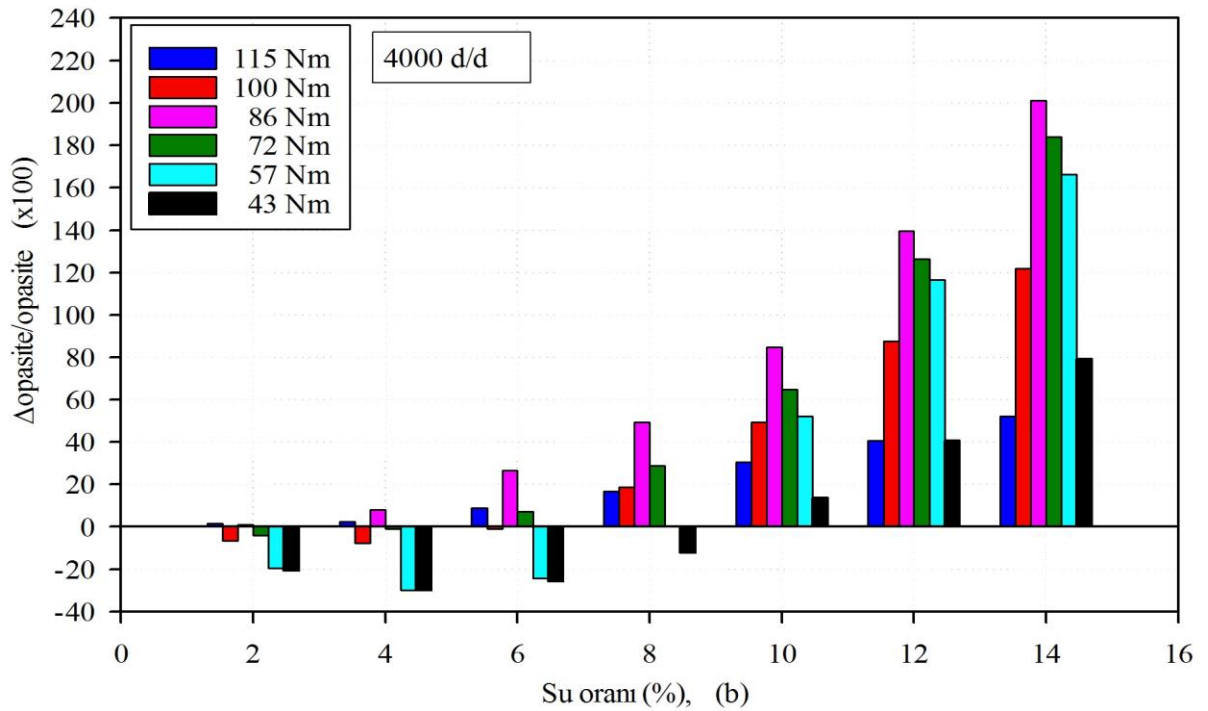
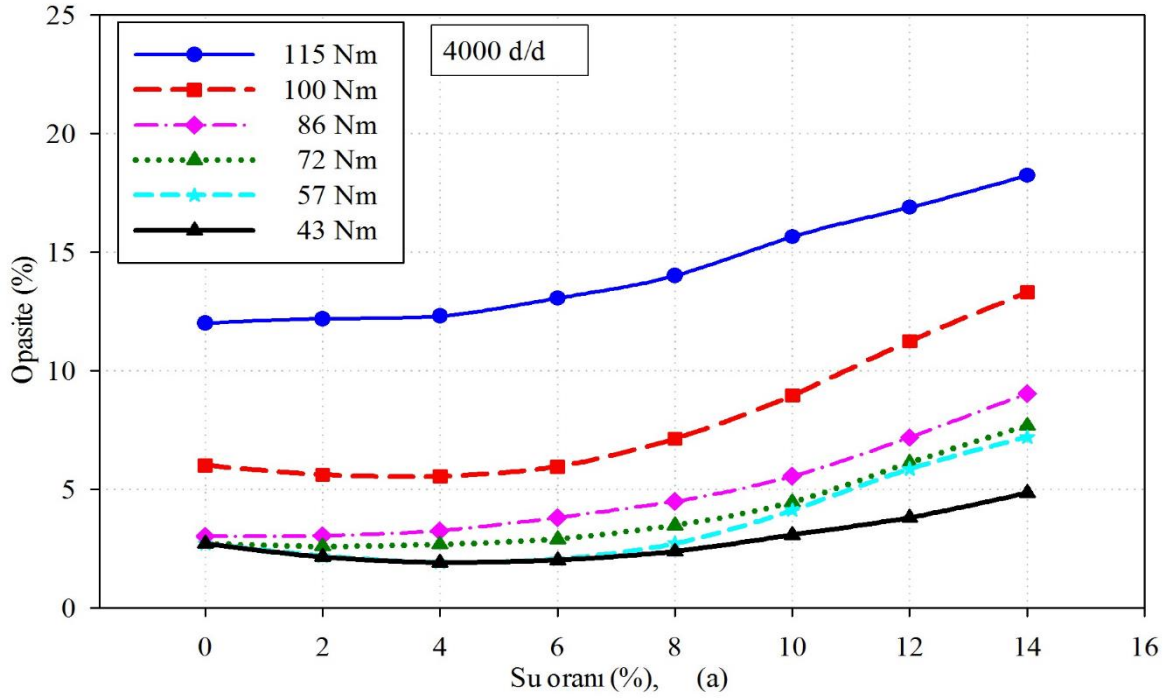
Şekil 3.13. 2000 d/d'da ve 7 farklı yük altında (a) Opasitenin su oranına göre değişimleri
(b) Opasitede SDY'ye göre oluşan artma ve azalma oranları

Şekil 3.13'ün devamı



4000 d/d devir sayısında ve 6 farklı yük altında, opasitenin su oranına göre değişimleri ve opasitedeki SDY'ye göre oluşan artma ve azalma oranları sırasıyla Şekil 3.14 (a) ve Şekil 3.14 (b)'de gösterilmiştir. Ayrıca Tablo 3.2'de; yanma boyunca oluşan maksimum sıcaklık değeri ve bu sıcaklık değerlerinin ÜÖN'dan sonra oluştuğu krank mili açıları ve silindir sıcaklık değişimlerinde SDY'ye göre oluşan ortalama artma veya azalma değerleri verilmiştir. İlgili şekiller ve Tablo 3.2 ışığında; opasitenin, % (2-4) su oranlarında genel olarak azaldığı, % 6 su oranında ise (57 ve 43) Nm gibi düşük yük değerlerinde azaldığı, buna karşın diğer yük değerlerinde arttığı görülmüştür. Opasite % 8 su oranından sonra ise tüm çalışma koşullarında artmıştır. 4000 d/d devir sayısında opasitedeki maksimum azalma; (57 ve 43) Nm yükleri altında, % 4 su oranında, % 29.75 düzeyinde gerçekleşmiştir. Tablo 3.2 ve Şekil 3.19 (b)'den görülebileceği gibi; 4000 d/d devir sayısında ve 115 Nm yük durumunda, silindir sıcaklıkları % (4 ve 6) su oranlarında opasite azalmış ancak; diğer su oranlarında artmıştır. 4000 d/d devir sayısında, sıcaklıkların yükselmesinin ve hava fazlalık katsayısının azalmasının opasiteyi arttırdığı söylenebilir. Ayrıca; söz konusu devir sayısında EHSE ile yanmanın beklenildiği kadar iyileşmediği ve bunun sonucunda opasitedeki azalmanın sınırlı kaldığı görülmüştür. Sarvi vd. (2009), 4 silindirli turboşarjlı bir dizel

motorunda, suyun direkt olarak yanma odasına püskürtülmesi yönteminin etkilerini incelenmişlerdir. Bu çalışmada yanma odasına suyun direkt olarak püskürtülmesinin opasiteyi ve parçacık madde miktarını arttırdığı belirlenmiştir.



Şekil 3.14. 4000 d/d'da ve 6 farklı yük altında (a) Opasitenin su oranına göre değişimleri
(b) Opasitede SDY'na göre oluşan gelen artma ve azalma oranları

3.2.2. EHSE'nin Silindir Basınçları, Silindir Sıcaklıkları, Açığa Çıkan Isı Oranı ve Yanma Süresi Üzerindeki Etkilerinin Deneysel İncelenmesi

Bu bölümde; EHSE'nin (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) d/d devirleri için; silindir basıncı, silindir sıcaklığı, açığa çıkan ısı oranı üzerindeki etkileri grafikler şeklinde sunulmuştur ve yorumlanmıştır. Ayrıca; yanma sonunda açığa çıkan ısı değişiminden yararlanarak yanma süreleri de belirlenerek verilmiştir. Burada; söz konusu devir sayılarında ve tam yük altında silindir basınçları, sıcaklıkları ve açığa çıkan ısı oranı grafikleri sırasıyla sunulmuştur. Sunulan tez çalışmasında yanma süreleri ile ilgili ayrıntılı çalışma yapılmıştır ve yanma süresine devir sayısı, su oranı ve motor yükünün etkileri incelenmiştir. Bu konudaki bilgiler Bölüm 3.2.4'te verilmiştir. Bu nedenle yukarıda verilen devir sayıları için tam yükten daha düşük yük değerleri için silindir basınçları, sıcaklıkları ve açığa çıkan ısı oranı grafikleri de çizilmiştir. Ancak tezin hacmi çok artacağından tam yükten düşük yük değerlerindeki grafikler sunulmamış, yalnızca; örnek üzere, 2000 d/d ve 120 Nm yük değeri ilgili bu eğriler verilmiştir.

3.2.2.1. 2000 d/d'da EHSE'nin Silindir Basınçları, Silindir Sıcaklıkları, Açığa Çıkan Isı Oranı ve Yanma Süresi Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi

2000 d/d'de EHSE'nin; silindir basıncı, silindir sıcaklığı, açığa çıkan ısı oranı üzerindeki etkileri Şekil 3.15 (a-c)'de sırasıyla gösterilmiştir. Söz konusu grafikler yukarıda da açıklandığı gibi motorun tam gaz ve tam yük durumu için sunulmuştur. EHSE uygulanırken dizel yakıtı miktarında herhangi bir değişiklik yapılmamış, su ek olarak emilmekte olan havanın içerisine püskürtülmüştür. Yani EHSE uygulamasında motorun püskürtme sisteminde herhangi bir değişiklik yapılmamıştır.

Şekil 3.15 (a)'da 2000 d/d seçilen farklı su oranları için silindir basıncı değerlerinin KMA'ya göre değişimleri (P- θ eğrileri) verilmiştir. SDY durumu için maksimum silindir basıncı 156.569 bar ve ilgili basıncın olduğu açı 11.146 KMA'da şeklinde belirlenmiştir. 2000 d/d'da; % (2.42, 4.22, 5.95, 8.32 ve 9.46) gibi seçilen su oranlarında ise maksimum basınçlar (158.156, 157.048, 156.808, 158.254 ve 156.955) bar şeklinde elde edilmiştir. İlgili basınçların meydana geldiği açılar ise sırasıyla (10.681, 10.543, 10.717, 10.699 ve 11.047) KMA'dır. Şekil 3.15 (a)'dan görülebileceği gibi; seçilen tüm su oranlarındaki maksimum basınç değerleri SDY'den yüksek çıkmıştır ve maksimum basınç değerlerinin SDY

durumuna göre daha erken oluştuğu görülmüştür. Bu durumun olası nedenleri şöyle açıklanabilir: EHSE ile emme kanalında emme havası içerisine adapte edilen bir karbüratör aracılığı ile su püskürtülmekte, bu karışım sıkıştırma işlemi boyunca sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırma işlemi süresince, suyun buharlaşarak çevreden buharlaşma ısını çektiği ve silindir içerisindeki karışımın soğuduğu düşünülmektedir. Böylece; EHSE ile tutuşma gecikmesinin de biraz arttığı görülmüştür. Burada, tutuşma gecikmesi değerleri deneysel olarak belirlenememiştir. Ancak sunulan tez çalışmasında dizel motoru çevrimini hesaplayan bir çevrim modeli hazırlanmıştır. İlgili modelin tanıtılması ve uygulanması 2.2. Sayısal Çalışma bölümünde sunulmuştur. Geliştirilen model kullanılarak tutuşma gecikmesi değerleri sayısal olarak hesaplanabilmektedir. Böylece; 2000 d/d'da, SDY ve % (2.42, 4.22, 5.95, 8.32 ve 9.46) su oranları için, tutuşma gecikmesi değerleri sırasıyla (1.908641, 1.89919, 1.914806, 1.923708, 1.923640 ve 1.923602) KMA olarak hesaplanmıştır. Tutuşma gecikmesinin artmasıyla bu süre boyunca biriken dizel yakıtı miktarının arttığı ve tutuşma gecikmesi sonunda biriken bu yakıtın birdenbire yanmasıyla basınçların bir miktar yüksek çıktığı anlaşılmaktadır. Literatürde de benzeri sonuçlara ulaşıldığı belirtilmektedir (Abu-Zaid, 2004; K.A.Subramanian, 2011; Kegl ve Pehan, 2001; Tauzia vd., 2010). Ayrıca; Tablo 3.3'te görülebileceği gibi, EHSE ile dizel yakıtının yanma süresi kısalmıştır. Bilindiği gibi; dizel motorlarında yanma işlemi, püskürtülen dizel yakıtı ile havanın hızlı ve homojen karışımı ile kontrol edilmektedir (Soruşbay, 2013; Heywood, 1989). EHSE uygulamasında dizel yakıtı, su-hava karışımı içerisine püskürtülmektedir. Böylece dizel yakıtı demetinin çevresinde bulunan su ve su buharı damlacıklarının patlamasıyla oluşan boşluklara hava ve dizel yakıtı hücum etmiş olabilir. Yani su damlacıklarının ve su buharı damlalarının mikro patlamaları ile akım karışıklıklarının oluştuğu öngörülebilir. Böylece oluşan akım karışıklıkları daha sonra püskürtülen dizel yakıtı ile havanın hızlı ve homojen karışmasına yardım ettiğinden yanmanın iyileştiği ve yanma süresinin kısaldığı söylenebilir. Su uygulaması ile ilgili literatürdeki çalışmalarda da benzeri yorumlar yer almaktadır (Abu-Zaid, 2004; K.A.Subramanian, 2011; Tauzia vd., 2010).

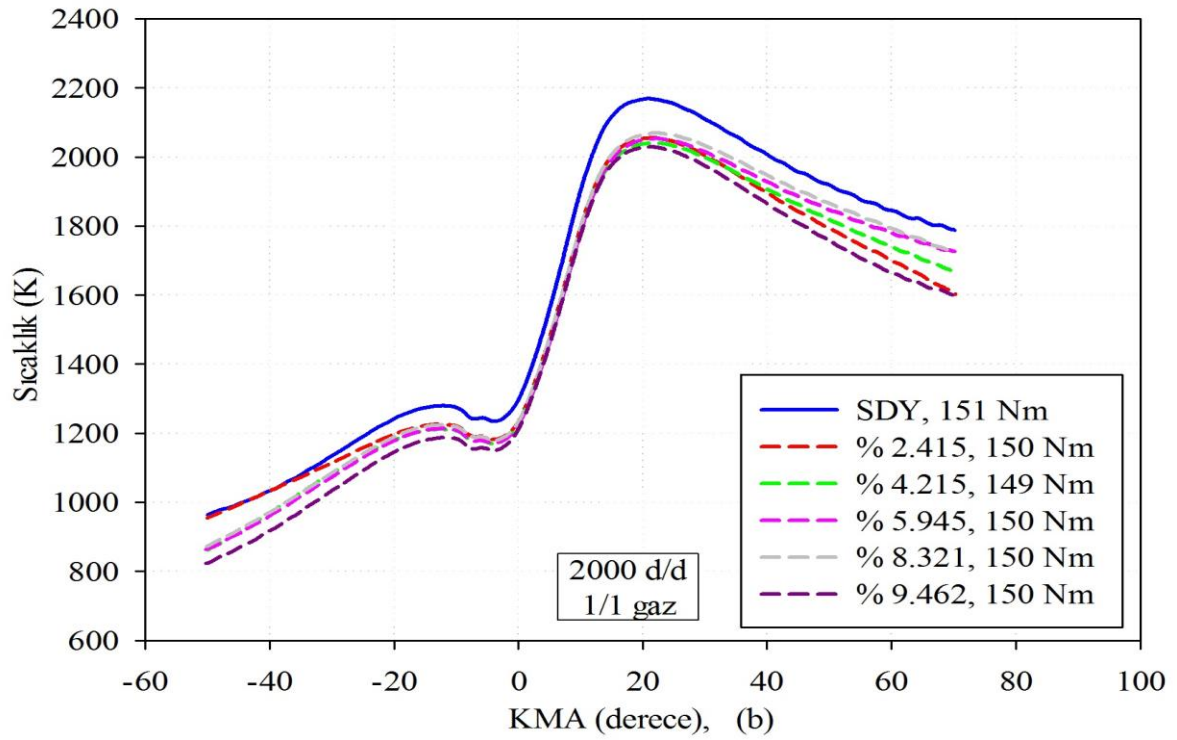
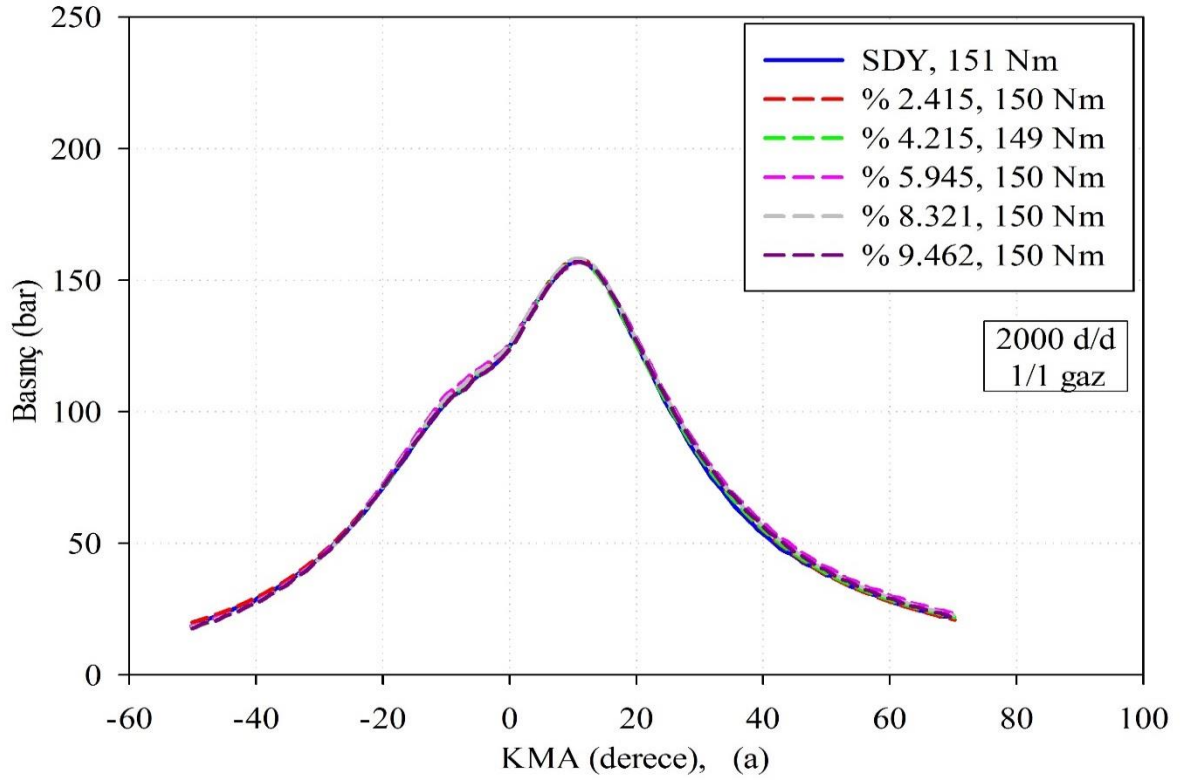
Şekil 3.15 (b)'de silindir sıcaklıklarının su oranına göre değişimi verilmiştir. 2000 d/d'da EHSE ile silindir sıcaklığı değerlerinin azaldığı görülmektedir. Şekil 3.15(b)'den, SDY için belirlenen maksimum sıcaklık değerinin 2168.032 K olduğu ve bu sıcaklığın 21.0879 KMA'da oluştuğu görülebilir. % (2.42, 4.22, 5.95, 8.32 ve 9.46) su oranları için belirlenen maksimum sıcaklık değerleri ise (2055.319, 2039.911, 2052.838, 2068.792 ve 2028.791) K'dir ve sırasıyla (21.513, 21.690, 21.188, 21.850 ve 21.283) KMA'larında

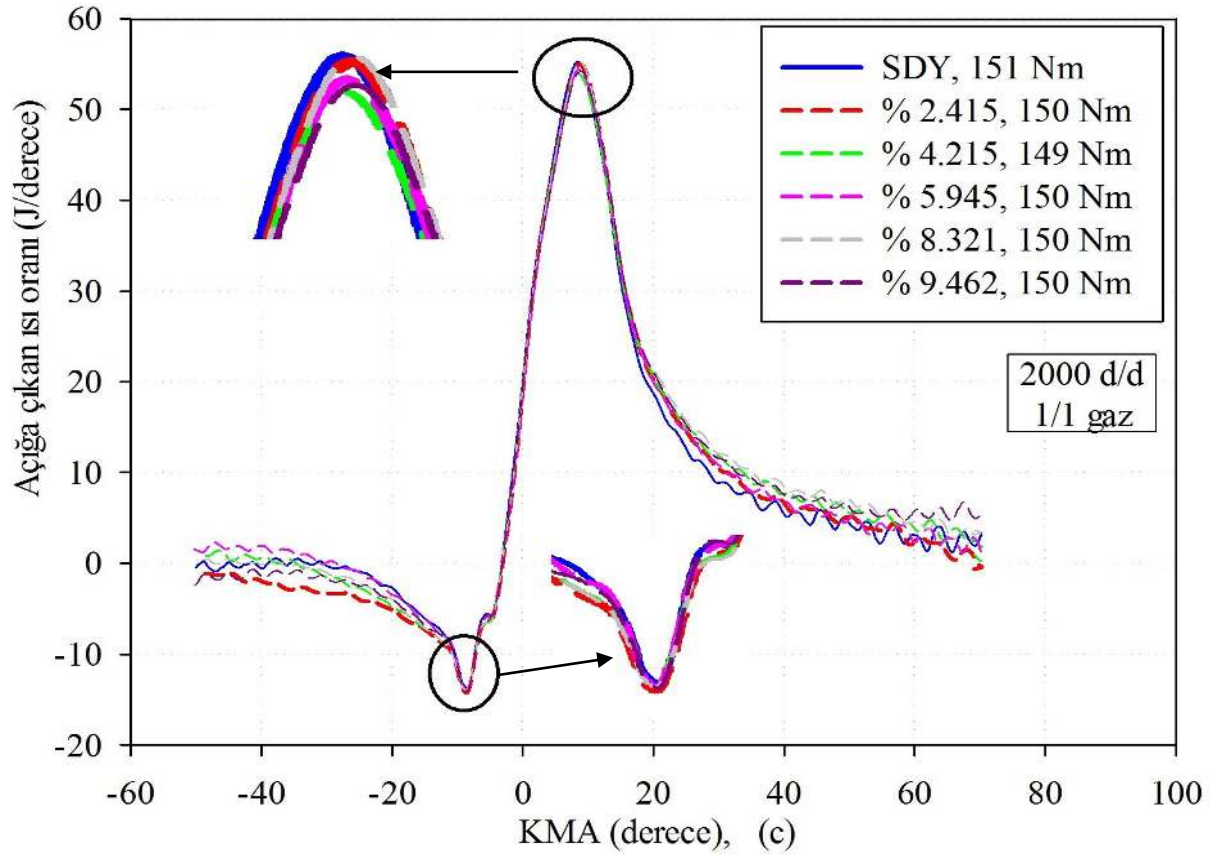
oluşmuşlardır. EHSE ile emme kanalında emme havasının içerisine su püskürtülmekte ve su-hava karışımı silindire gönderilmektedir. Bu su-hava karışımı, sıkıştırma işlemi boyunca sıkıştırılmakta ve su buharlaşarak çevreden buharlaşma ısısı çekmektedir. Böylece; EHSE ile silindir içerisindeki karışım bir miktar soğumakta ve sıcaklıklar SDY'ye göre daha düşük çıkmaktadır. 2000 d/d'da seçilen diğer yükler ve su oranları için silindir sıcaklıkları Tablo 3.1'de verilmiştir. İlgili tablodan, 2000 d/d'da EHSE ile silindir sıcaklıklarının genel olarak azaldığı görülebilir. Zaten su kullanımının amaçlarından en önemlisinin yanma sıcaklıklarının ve dolayısı ile NO_x emisyonlarının azaltılması olduğu literatürden çok iyi bilinmektedir (K.A.Subramanian, 2011; Kumar vd., 2013; Mahmood vd., 2019; Şahin vd., 2014).

Şekil 3.15 (c)'de farklı su oranları için açığa çıkan ısı oranının KMA'ya göre değişimleri sunulmuştur. Söz konusu şekilden görüldüğü üzere; 2000 d/d için, EHSE ile açığa çıkan ısı oranları değişimlerinin genel karakteri ile SDY'nin değişimlerinin genel karakteri birbirine çok benzemektedir (Ithnin vd., 2015; Belachew Tesfa vd., 2012). Bununla birlikte; EHSE ile açığa çıkan ısı oranı, yanmanın başlangıcında yani ÜÖN civarında, SDY'ye göre daha düşük çıkmıştır. Ancak; yanma ilerledikçe EHSE ile açığa çıkan ısı oranlarının arttığı gözlenmektedir. Literatürde de benzeri sonuçların bulunduğu belirtilmektedir (K.A.Subramanian, 2011; R.Vigneswaran, 2018; Zhehao Zhang vd., 2017). Şekil 3.15 (c)'den yararlanarak SDY durumunda açığa çıkan ısı oranının maksimum değerinin 55.272 Joule/derece olduğu ve bu değer 8.435 KMA'da olduğu belirlenmiştir. % (2.42, 4.22, 5.95, 8.32 ve 9.46) su oranlarında ise açığa çıkan ısı oranlarının maksimum değerlerinin sırasıyla (55.005, 53.958, 54.389, 55.215 ve 54.195) Joule/derece olduğu ve bu değerlerin olduğu açılar ise, sırasıyla (8.876, 8.448, 8.604, 8.891 ve 8.773) KMA olduğu görülmüştür. Buradan seçilen tüm su oranları için açığa çıkan ısı oranlarının maksimum değerlerinin, SDY'den daha düşük değerler aldığı anlaşılmaktadır.

Açığa çıkan ısı oranı eğrilerinden yararlanarak yanma süreleri de belirlenebilir. Literatüre göre, açığa çıkan maksimum ısıların % 10'u ile % 90'ını oluşturan KMA aralığı, yanma süresi olarak alınabilmektedir (Muinos vd., 2017; Singh vd., 2015; Zhijin Zhang vd., 2014). Bu bilgiye göre; açığa çıkan ısı analizi eğrisinden yararlanarak, 2000 d/d'da SDY durumunda yanma süresi 13.10 KMA olarak belirlenmiştir. % (2.42, 4.22, 5.95, 8.32 ve 9.46) su oranları için ise yanma süreleri sırasıyla; (12.96, 12.93, 12.68, 12.95 ve 13.576) KMA değerlerini almıştır. % (2.42, 4.22, 5.95 ve 8.32) su oranları için yanma sürelerinin

SDY'ye göre azalma oranları sırasıyla % (1.068, 1.297, 3.206 ve 1.145) olmuş, buna karşın % 9.46 su oranında ise % 3.63'lük bir artış görülmüştür.





Şekil 3.15. 2000 d/d'da, EHSE durumu için; **a)** silindir basınçlarının **b)** silindir sıcaklıklarının **c)** açığa çıkan ısıнын KMA'ya göre değişimleri

Tablo 3.3. Tam yük durumunda (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) d/d devir sayılarında, SDY durumu ve yaklaşık % (2, 4, 6, 8 ve 10) su oranları için yanma süresi değerleri (Tabloda; su oranları, SO ve yanma süresi, $\Delta\theta$ şeklinde gösterilmiştir.)

2000 d/d		2500 d/d		3000 d/d		3500 d/d		4000 d/d	
SO (%)	$\Delta\theta$ (KMA)	SO (%)	$\Delta\theta$ (KMA)	SO (%)	$\Delta\theta$ (KMA)	SO (%)	$\Delta\theta$ (KMA)	SO (%)	$\Delta\theta$ (KMA)
SDY	13.105	SDY	15.190	SDY	18.959	SDY	21.511	SDY	24.320
2.42	12.957	1.889	14.656	2.142	18.687	2.142	21.285	1.86	24.253
4.22	12.934	4.215	14.172	4.694	18.508	3.689	20.926	4.47	24.123
5.95	12.679	6.192	14.040	6.402	18.424	6.402	20.722	5.71	24.020
8.32	12.954	8.551	14.353	8.050	18.661	8.050	21.007	8.32	26.444
9.46	13.576	9.687	14.615	9.418	18.710	10.245	21.311	9.24	28.882

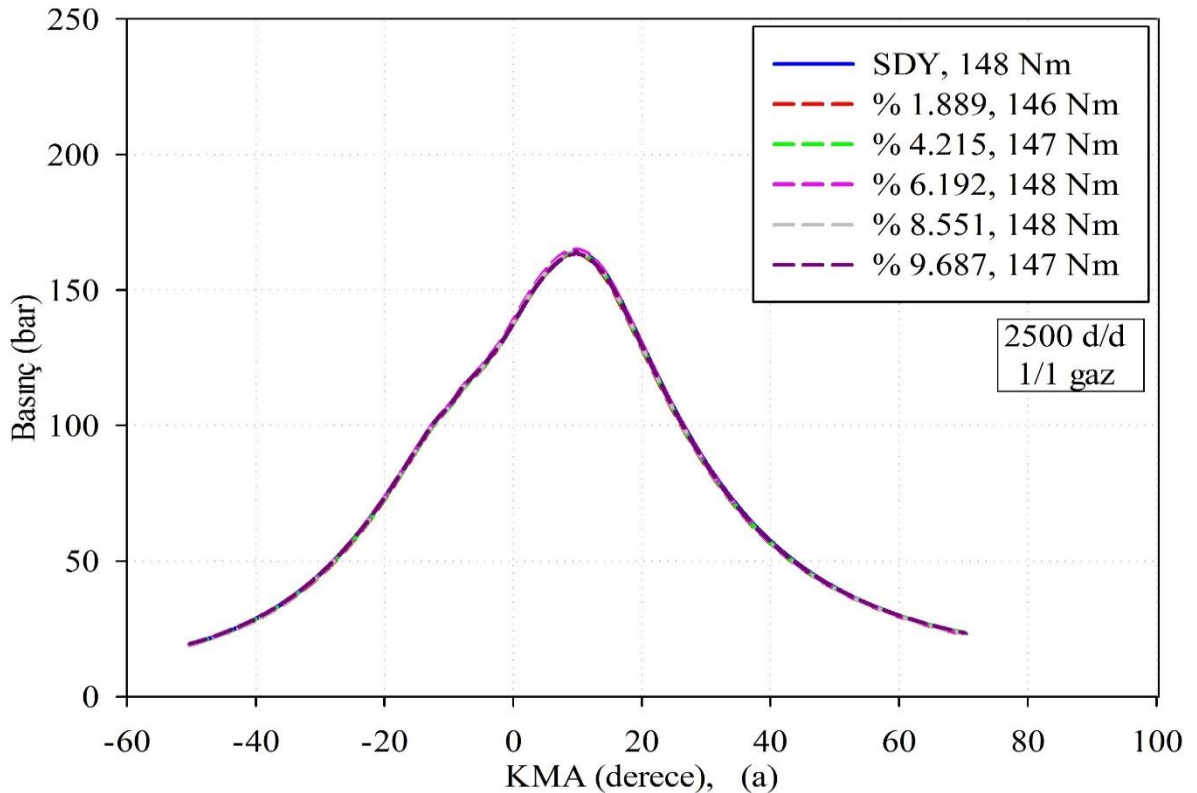
3.2.2.2. 2500 d/d'da EHSE'nin Silindir Basınçları, Silindir Sıcaklıkları, Açığa Çıkan Isı Oranı ve Yanma Süresi Üzerindeki Etkilerinin DeneySEL Olarak İncelenmesi

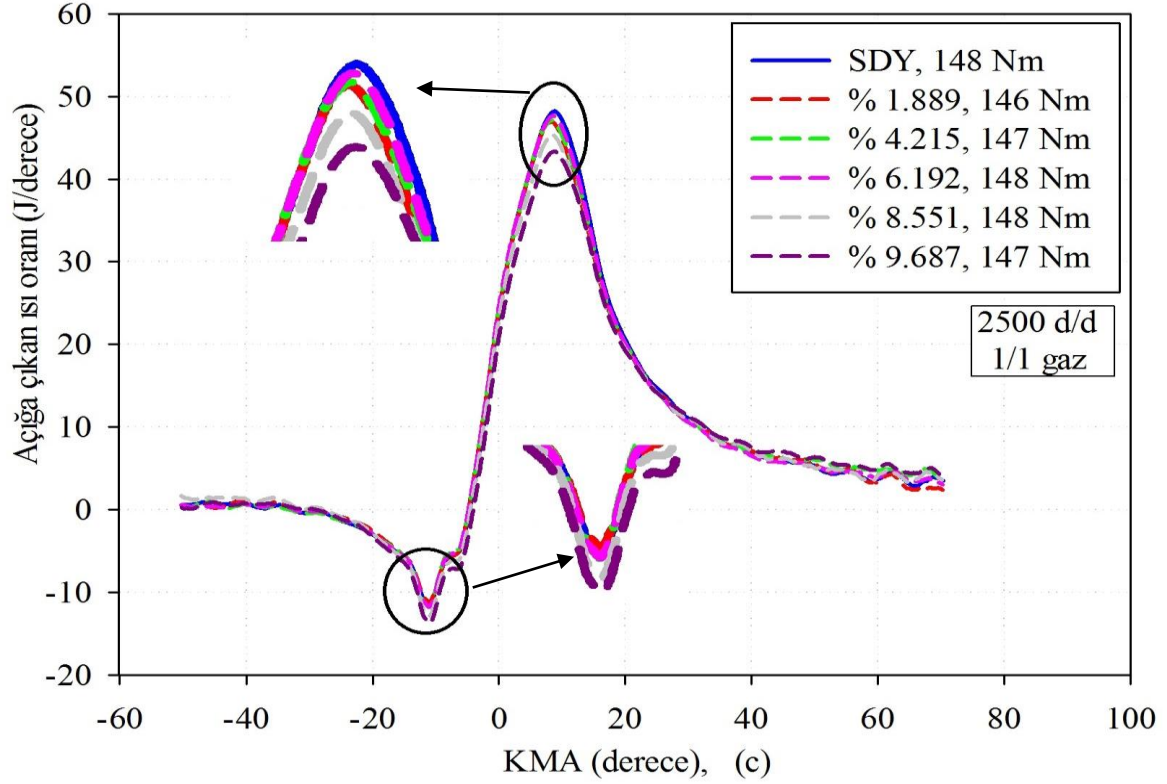
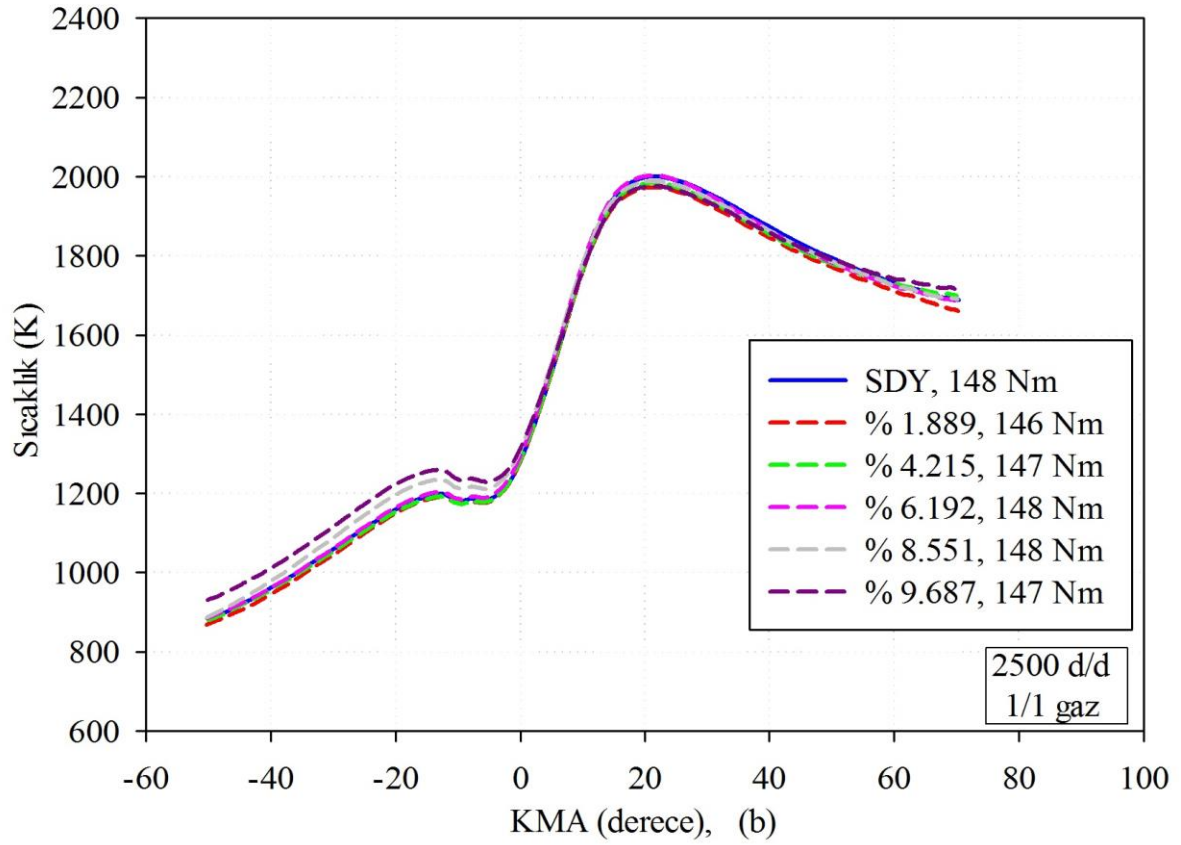
Şekil 3.16 (a)'da 2500 d/d da, seçilen farklı su oranları için silindir basıncı değerlerinin KMA'ya göre değişimleri verilmiştir. SDY durumu için maksimum silindir basıncı 164.080 bar ve olduğu açı 9.943 KMA'da şeklinde belirlenmiştir. 2500 d/d'da seçilen; % (1.889, 4.215, 6.192, 8.551 ve 9.687) su oranlarında oluşan maksimum basınçlar (164.101, 164.088, 164.992, 164.293 ve 164.382) bar çıkmıştır. Bu basınçların olduğu açılar ise sırasıyla (9.770, 9.577, 9.770, 9.760 ve 9.750) KMA'dır. Şekil 3.16 (a)'dan görülebileceği gibi; seçilen tüm su oranlarında maksimum basınç değerleri SDY'den yüksek çıkmıştır ve maksimum basınç değerlerinin SDY durumuna göre daha erken oluşmuştur. Yani maksimum silindir basınçlarının 2000 d/d'da olduğu gibi ÜÖN'ye daha yakın açılarda gerçekleştiği görülmüştür. Buradan EHSE ile yanmanın daha hızlı geliştiği ve yanma süresinin kısaldığı söylenebilir. Tablo 3.3'te 2500 d/d'da, tam yük durumunda EHSE ile yanma süresinin azaldığı görülebilir. Yanma süresinin kısılmasının nedenleri; EHSE ile oluşabilecek mikro patlamaların ve akım karışıklıklarının yanmayı iyi yönde etkilenmesinden kaynaklandığı düşünülmüştür. Benzeri açıklamalar değişik araştırmacılar tarafından da vurgulanmıştır (K.A.Subramanian, 2011; Tauzia vd., 2010). Sonuç olarak; EHSE ile basınç değerlerinin yüksek çıkmasının olası nedenleri; tutuşma gecikmesinin artması ve yanma süresinin kısılmasıdır. Bu konu ile ilgili ayrıntılı bilgiler yukarıda 2000 d/d'daki yorumlarda sunulmuştur

Şekil 3.16 (b)'de silindir sıcaklıklarının su oranına göre değişimleri verilmiştir. Şekil 3.16 (b)'den anlaşılabileceği gibi, SDY için bulunan maksimum sıcaklık değeri 2000.742 K'dir ve bu sıcaklık değeri 21.574 KMA'sında oluşmuştur. % (1.889, 4.215, 6.192, 8.551 ve 9.687) su oranları için bulunan maksimum sıcaklık değerleri ise (1972.856, 1984.007, 2002.862, 1988.474 ve 1976.186) K'dir. İlgili sıcaklık değerleri sırasıyla (21.419, 21.221, 21.794, 21.397 ve 21.750) KMA'larında oluşmuştur. 2500 d/d'da EHSE ile silindir sıcaklığı değerlerinin genel olarak azaldığı görülmektedir. Dizel motorlarında EHSE ile silindir sıcaklığının azalmasına bağlı olarak NO_x'lerin önemli ölçüde azaldığı literatürden de bilinmektedir (Ayhan ve Ece, 2020; K.A.Subramanian, 2011; Şahin vd., 2014).

Şekil 3.16 (c)'de farklı su oranları için açığa çıkan ısı oranının KMA'ya göre değişimleri sunulmuştur. İlgili şekilden görüldüğü üzere; 2500 d/d için, EHSE ile açığa çıkan ısı oranı eğrilerinin genel karakterinin, SDY eğrisine benzer karakterde olduğu görülmüştür.

EHSE ile açığa çıkan ısı oranları, yanmanın başlangıcında ÜÖN civarında, SDY'ye göre daha düşük çıkmıştır. Ardından, yanmanın ilerlemesiyle EHSE ile açığa çıkan ısı oranları SDY'ye benzer karakterde sürmüştür. Şekil 3.16 (c)'den yararlanarak SDY durumunda açığa çıkan ısı oranının maksimum değerinin 48.209 J/derece olduğu ve bu değer 8.817 KMA'da olduğu belirlenmiştir. % (1.889, 4.215, 6.192, 8.551 ve 9.687) su oranlarında açığa çıkan ısı oranlarının maksimum değerlerinin ise; sırasıyla (46.963, 47.127, 47.641, 45.310 ve 43.329) J/derece olduğu ve bu değerlerin olduğu açılar, sırasıyla (8.267, 8.451, 8.643, 8.258 ve 8.625) KMA olduğu görülebilir. Buradan seçilen tüm su oranları için açığa çıkan ısı oranlarının maksimum değerlerinin, SDY'den daha düşük değerler aldığı görülmüştür. Buradan, 2500 d/d devir sayısında EHSE ile yanmanın aslında beklendiği kadar iyileşmediği anlaşılmaktadır. Ayrıca söz konusu devir sayısında, EHSE ile ÖYT'nin arttığı deneysel olarak belirlenmiştir. Örneğin; 2500 d/d'da, 149 Nm tam yük değeri altında, % (2.065, 4.013, 6.196, 8.261 ve 9.400) su oranları için, SDY'ye göre ÖYT'nin artma oranları sırasıyla % (1.088, 2.177, 1.630, 0, 2.719) düzeyinde olmuştur. Diğer düşük yük değerlerinde de benzeri sonuçlar bulunmuştur. Bu sonuçlar; yazar tarafından daha önceden yapılmış olan yüksek lisans çalışmasından ve bu tez çalışmasının yayınından, daha ayrıntılı olarak görülebilir (Şahin vd., 2014; Tuti, 2012).





Şekil 3.16. 2500 d/d'da, EHSE durumu için; **a)** silindir basınçlarının **b)** silindir sıcaklıklarının **c)** açığa çıkan ısının KMA'ya göre değişimleri

Burada da yanma süreleri açığa çıkan ısı oranı eğrisinden belirlenmiştir. Böylece; 2500 d/d'de SDY durumunda yanma süresi 15.19 KMA çıkmıştır. % (1.889, 4.215, 6.192, 8.551 ve 9.687) su oranları için ise yanma süreleri sırasıyla; (14.66, 14.17, 14.04, 14.35 ve 14.62) KMA şeklinde belirlenmiştir. % (1.889, 4.215, 6.192, 8.551 ve 9.687) su oranları için, SDY'ye göre yanma sürelerinin azalma oranları sırasıyla % (3.52, 6.70, 7.57, 5.51 ve 3.79) olmuştur. Buradan yanma süresindeki maksimum azalmanın % 6.192 su oranında gerçekleştiği anlaşılmaktadır.

3.2.2.3 3000 d/d'da EHSE'nin Silindir Basınçları, Silindir Sıcaklıkları, Açığa Çıkan Isı Oranı ve Yanma Süresi Üzerindeki Etkilerinin DeneySEL Olarak İncelenmesi

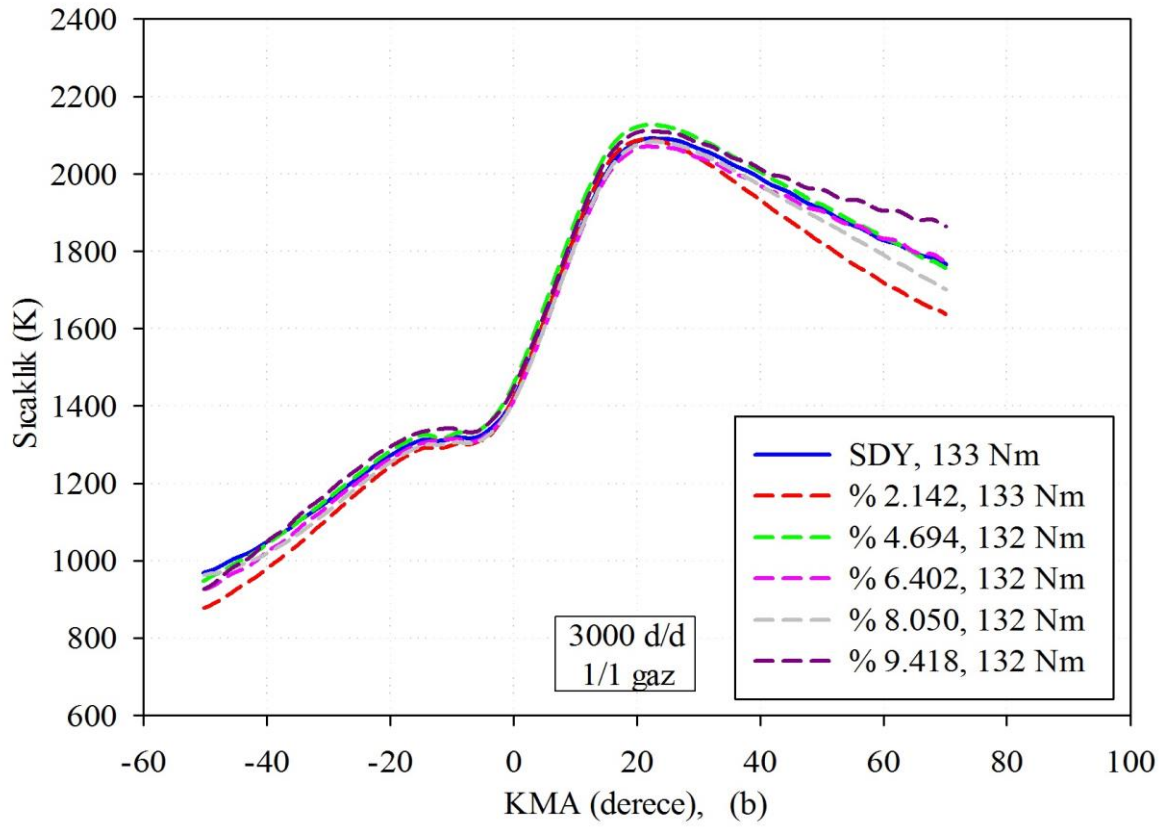
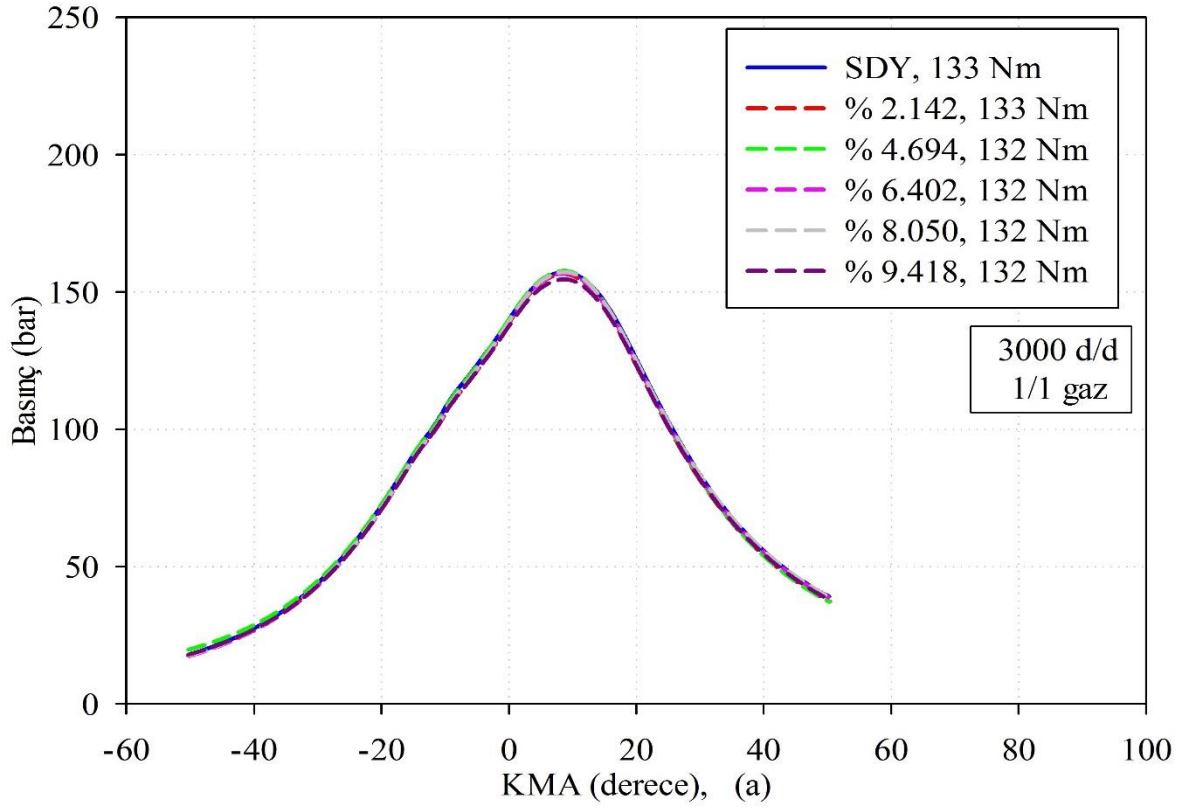
Şekil 3.17 (a)'da 3000 d/d seçilen farklı su oranları için silindir basıncı değerlerinin KMA'ya göre değişimleri verilmiştir. SDY durumu için maksimum silindir basıncı 155.987 bar ve olduğu aç 8.351 KMA'da şeklinde belirlenmiştir. 3000 d/d'da; % (2.142, 4.694, 6.402, 8.050 ve 9.418) gibi seçilen su oranlarındaki maksimum basınçların (154.454, 157.549, 154.568, 155.111 ve 156.924) bar olduğu görülmüştür. Bu basınçların olduğu açılar ise; sırasıyla (8.781, 8.351, 8.561, 8.341 ve 8.341) KMA olmuştur. Böylece silindir basınçlarının, % 4.694 ve % 9.418 su oranlarında arttığı ve diğer su oranlarında ise azaldığı görülmüştür. % 8.050 ve % 9.418 su oranlarında maksimum basınçların olduğu açılar ÜÖN'ye daha yakın çıkmıştır, yani yanma süreleri azalmıştır. Bunun sonucunda yanma ÜÖN'ya daha yakın açılarda olduğundan silindir basıncı değerleri de daha yüksek çıkmıştır. Diğer su oranlarında ise SDY'ye göre daha yüksek aç ı değerleri belirlenmiştir. 3000 d/d'da, EHSE ile basınç değerlerinin genel olarak SDY'den düşük olduğu Şekil 3.17 (a)'dan görülebilir. Aslında EHSE uygulamalarında elde edilen basınç değerlerinin SDY'ye çok yakın olduğu yine ilgili şekilden anlaşılabilmektedir.

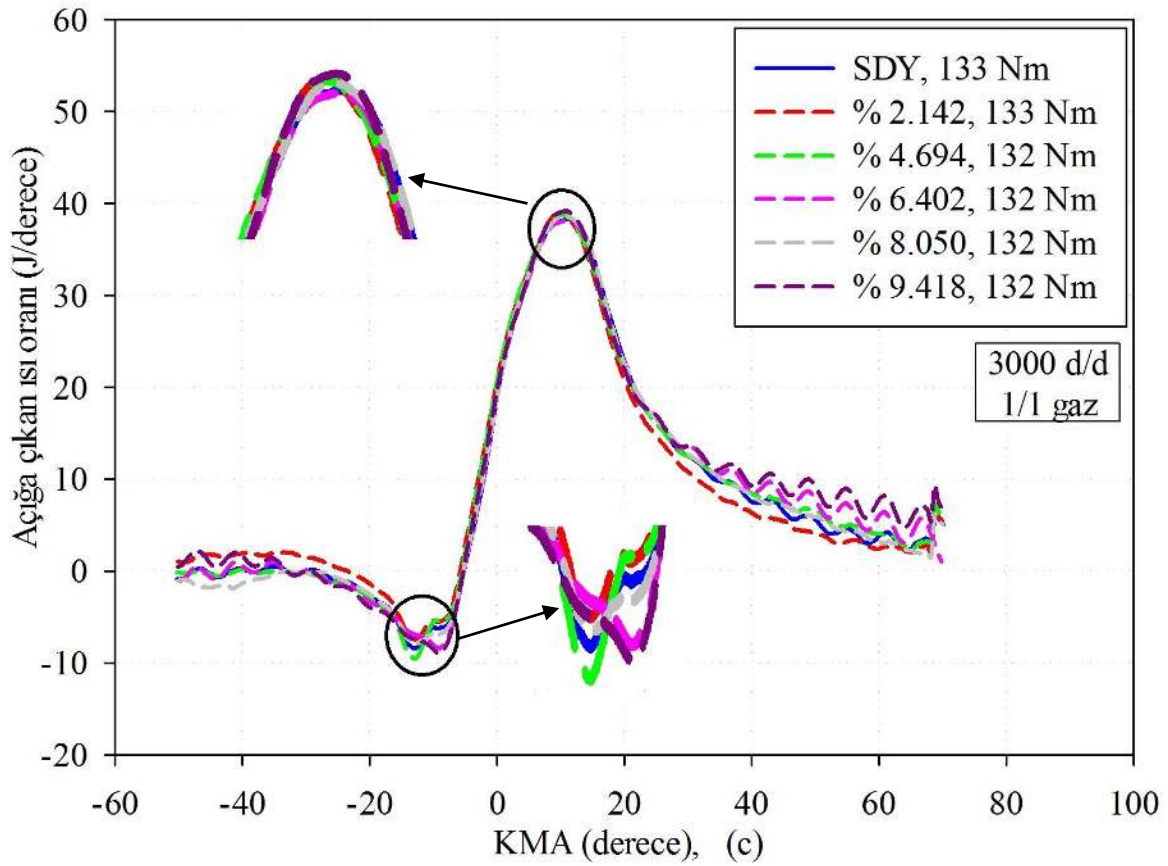
Şekil 3.17 (b)'de silindir sıcaklıklarının su oranına göre değişimleri verilmiştir. Şekil 3.17 (b)'den görüldüğü gibi, SDY için bulunan maksimum sıcaklık değeri 2091.44 K 'dir ve 22.34 KMA'sında oluşmuştur. % (2.142, 4.694, 6.402, 8.050 ve 9.418) su oranları için maksimum sıcaklık değerleri ise (2089.40, 2126.81, 2070.62, 2083.20 ve 2110.92) K olmuştur. İlgili sıcaklık değerleri sırasıyla (21.38, 22.34, 21.63, 22.32 ve 21.86) KMA'larında oluşmuştur. % 4.694 ve % 9.418 su oranlarında sıcaklıkların artmasının, yanmanın daha hızlı olmasından ve ÜÖN'ya daha bir aç ıda durumda gerçekleşmesinden

kaynaklandığı düşünülmektedir. 3000 d/d'da, EHSE ile silindir sıcaklığı değerlerinin genel olarak azaldığı görülmüştür.

Şekil 3.17 (c)'de farklı su oranları için açığa çıkan ısı oranının KMA'ya göre değişimleri sunulmuştur. İlgili şekilden anlaşılabileceği gibi; 3000 d/d için, EHSE ile açığa çıkan ısı oranı eğrilerinin genel olarak, SDY'ye benzer karakterde olduğu görülmektedir. EHSE ile açığa çıkan ısı oranlarının maksimumları, yanmanın başlangıcında ÜÖN'ya daha yakın, SDY'ye göre genel olarak daha yüksek çıkmıştır. Daha sonrasında, yanmanın ilerlemesiyle EHSE ile açığa çıkan ısı oranları SDY ile aynı karakterde ve genellikle SDY'den yüksek olarak devam etmiştir. Şekil 3.17 (c)'den yararlanarak SDY durumunda açığa çıkan ısı oranının maksimum değerinin 38.271 J/derece olduğu ve bu değer 11.059 KMA'da meydana geldiği belirlenmiştir. % (2.142, 4.694, 6.402, 8.050 ve 9.418) su oranlarında açığa çıkan ısı oranlarının maksimum değerleri sırasıyla (38.953, 38.789, 38.169, 38.703 ve 39.186) J/derece olmuş ve bu değerlerin olduğu açılar ise, sırasıyla (9.681, 9.705, 10.814, 10.595 ve 10.595) KMA çıkmıştır. Buradan seçilen tüm su oranları için açığa çıkan ısı oranlarının genel olarak maksimum değerlerinin, SDY'den yüksek değerler aldığı ve yanmanın ÜÖN'ya daha yakın durumda gerçekleştiği görülmüştür. Buradan, 3000 d/d devir sayısında EHSE ile yanmanın iyileştiği anlaşılmaktadır. 3000 d/d devir sayısında EHSE ile efektif gücün arttığı deneysel olarak belirlenmiştir. Deneysel çalışmada; 3000 d/d'da, 133 Nm tam yük değeri altında, % (2.142, 4.694, 6.402, 8.050 ve 9.418) su oranlarında, SDY'ye göre efektif gücün artma oranları sırasıyla % (1.001, 0.431, 1.173, 0.696 ve 1.127) düzeyinde olmuştur. Ayrıca; yine tam yük altında, % (4.694, 6.402 ve 8.050) su oranlarında, SDY'ye göre efektif verimin artma oranları sırasıyla % (0.031, 0.210 ve 0.314) düzeyinde gerçekleşmiştir. Bu sonuçlar; yazarın daha önce yapılmış olduğu yüksek lisans çalışmasından daha ayrıntılı olarak görülebilir (Tuti, 2012).

Bu paragraflarda da yanma süreleri açığa çıkan ısı oranı eğrilerinden belirlenmiştir. Böylece; 3000 d/d'de SDY durumunda yanma süresi 18.96 KMA çıkmıştır. % (2.142, 4.694, 6.402, 8.050, 9.418) su oranları için ise yanma süreleri sırasıyla; (18.69, 18.51, 18.42, 18.66 ve 18.71) KMA şeklinde belirlenmiştir. % (2.142, 4.694, 6.402, 8.050, 9.418) su oranları için, SDY göre yanma sürelerinin azalma miktarı sırasıyla % (1.44, 2.38, 2.82, 1.57 ve 1.31) olmuştur. Buradan yanma süresindeki maksimum azalmanın % 6.402 su oranında olduğu görülebilir. Yanma süresinin azalması, yanmanın ÜÖN'ya daha yakın açıda gerçekleştiğini göstermekte, bu durumun da motorun efektif gücünün ve verimin artmasına olumlu etki yaptığı düşünülmektedir.





Şekil 3.17. 3000 d/d'da, EHSE durumu için; **a)** silindir basınçlarının **b)** silindir sıcaklıklarının **c)** açığa çıkan ısıнын KMA'ya göre değişimleri

3.2.2.4. 3500 d/d'da EHSE'nin Silindir Basınçları, Silindir Sıcaklıkları, Açığa Çıkan Isı Oranı ve Yanma Süresi Üzerindeki Etkilerinin Deneyisel Olarak İncelenmesi

Şekil 3.18 (a)'da 3500 d/d seçilen farklı su oranları için silindir basıncı değerlerinin KMA'ya göre değişimleri verilmiştir. SDY durumu için maksimum silindir basıncı 158.157 bar ve oluştuğu açı 6.822 KMA'da şeklinde belirlenmiştir. 3500 d/d'da; % (2.142, 3.689, 6.402, 8.050 ve 12.245) gibi seçilen su oranlarındaki maksimum basınçlar (158.753, 158.046, 159.277, 159.651 ve 159.542) bar olarak elde edilmiştir. İlgili basınçların oluştuğu açılar ise sırasıyla (6.306, 6.842, 6.564, 6.564 ve 6.824) KMA'dır ve 3500 d/d'da; EHSE ile basınçlar genellikle artmış, ayrıca maksimum basınçların oluştuğu açılar ÜÖN'ye daha yakın çıkmıştır. Yani EHSE ile yanma daha kısa sürede gerçekleşmiştir. Tablo 3.3'te de, 3500 d/d'da, tam yük durumunda EHSE ile yanma süresinin azaldığı görülebilir. Bu durumda; EHSE ile oluşan mikro patlamaların ve akım karışıklıklarının yanmayı

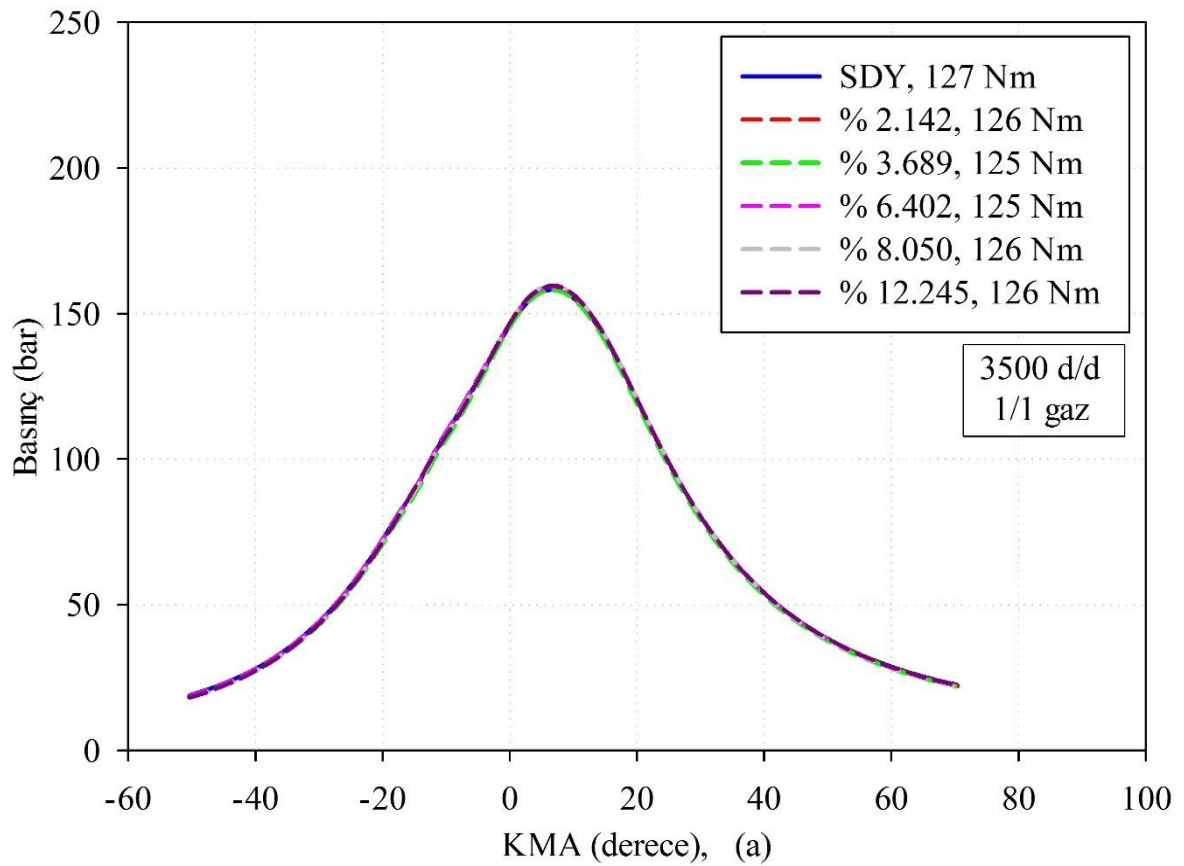
iyileştirmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Böylece yanmanın daha kısa sürede tamamlandığı anlaşılmaktadır. Önceden de belirtildiği gibi literatürde su kullanımı ile ilgili yapılan çalışmalarda yanmanın iyileştiği ile ilgili yorumlara sıkça rastlanmaktadır (Abu-Zaid, 2004; K.A.Subramanian, 2011; Tauzia vd., 2010).

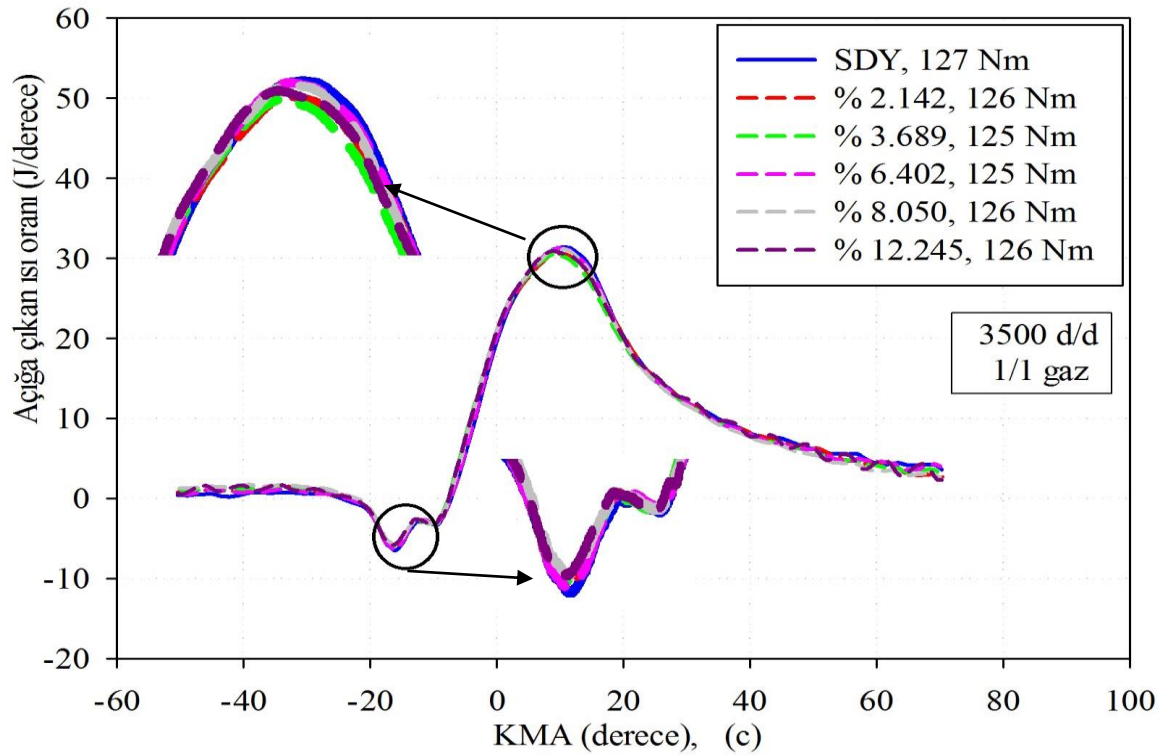
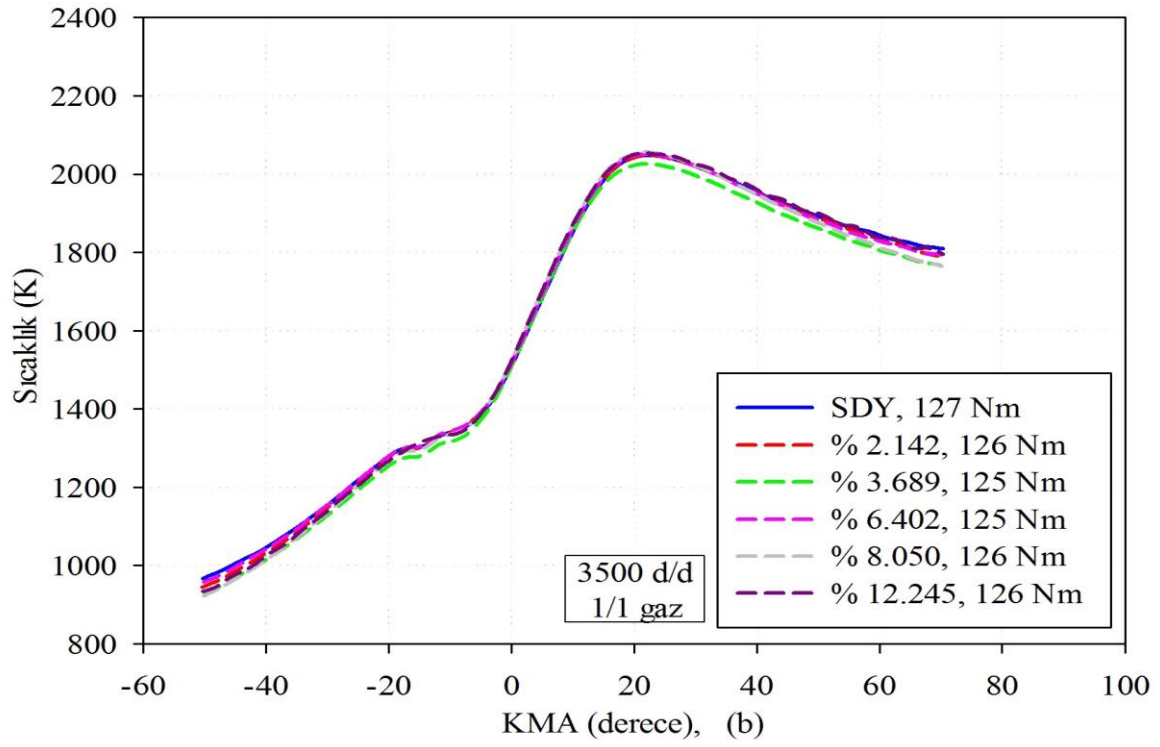
Şekil 3.18 (b)'da 3500 d/d seçilen farklı su oranları için silindir sıcaklığı değerlerinin KMA'ya göre değişimleri verilmiştir. İlgili şekilden anlaşılabileceği gibi, SDY için bulunan maksimum sıcaklık değeri 2048.088 K'dir ve bu sıcaklığın 22.041 KMA'da oluşmuştur. % (2.142, 3.689, 6.402, 8.050 ve 12.245) su oranları için bulunan maksimum sıcaklık değerleri ise (2048.19, 2026.37, 2051.18, 2056.11 ve 2053.64) K'dir. İlgili sıcaklık değerleri sırasıyla (22.07, 22.10, 21.79, 21.79 ve 21.51) KMA'larında oluşmuştur. 3500 d/d'da EHSE ile silindir sıcaklığı değerlerinin genel olarak arttığı görülmüştür. Bunun olası nedeni yanma süresinin kısalmasıyla püskürtülen yakıtın daha kısa sürede yanmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Aslında; EHSE ile silindir sıcaklıklarının SDY'ye çok yakın olduğu ve % 3.686 su oranında sıcaklığın azaldığı Şekil 3.18 (b)'den görülebilir.

Şekil 3.18 (c)'de farklı su oranları için açığa çıkan ısı oranının KMA'ya göre değişimleri sunulmuştur. Söz konusu şekilden görüldüğü üzere; 3500 d/d için, EHSE ile açığa çıkan ısı oranı eğrilerinin değişimlerinin, SDY'ye benzer karakterde olduğu görülmüştür. EHSE ile açığa çıkan ısı oranları, yanmanın başlangıcında ÜÖN civarında, SDY'ye göre daha düşük çıkmıştır. Ardından, yanmanın ilerlemesiyle EHSE ile açığa çıkan ısı oranı eğrileri SDY ile aynı karakterde sürmüştür. Ancak EHSE ile açığa çıkan ısı miktarı değerleri genişleme boyunca da genel olarak SYD'den daha düşük olmuştur. Şekil 3.18 (c)'den yararlanarak SDY durumunda açığa çıkan ısı oranının maksimum değerinin 31.381 J/derece olduğu ve bu değer 10.496 KMA'da oluştuğu belirlenmiştir. % (2.142, 3.689, 6.402, 8.050 ve 12.245) su oranlarında açığa çıkan ısı oranlarının maksimum ise değerleri sırasıyla (30.653, 30.515, 31.289, 31.173 ve 30.907) J/derece ve bu değerlerin oluştuğu açılar, sırasıyla (9.459, 9.473, 9.715, 9.715 ve 8.921) KMA çıkmıştır. Buradan seçilen tüm su oranları için açığa çıkan ısı oranlarının maksimum değerlerinin, SDY'den daha düşük değerler aldığı görülmüştür.

Burada da yanma süreleri açığa çıkan ısı oranı eğrisinden belirlenmiştir. Tablo 3.3'te 3500 d/d tam yük durumunda EHSE ile yanma süresinin azaldığı görülebilir. Böylece; 3500 d/d'de SDY durumunda yanma süresi 21.51 KMA çıkmıştır. % (2.142, 3.689, 6.402, 8.050 ve 12.245) su oranları için ise yanma süreleri sırasıyla; (21.28, 20.93, 20.72, 21.01 ve 21.31) KMA şeklinde belirlenmiştir. % (2.142, 3.689, 6.402, 8.050 ve 12.245) su oranları için, SDY

göre yanma sürelerinin azalma miktarı sırasıyla % (1.05, 2.71, 3.67, 2.35 ve 0.93) olarak elde edilmiştir. Burada yanma süresindeki maksimum azalma % 6.402 su oranında gerçekleşmiştir. Elde edilen bulgulardan yanma süresinin azalmasının, motorun ÖYT'sine olumlu etki yaptığı düşünülmektedir. Gerçekten de söz konusu devir sayısında, EHSE ile ÖYT'nin azaldığı deneysel olarak belirlenmiştir. Örneğin; 3500 d/d'da, 122 Nm tam yükü altında, % (2.321, 3.834, 6.212, 7.997 ve 12.539) su oranları için, SDY'ye göre ÖYT'nin azalma oranları sırasıyla % (0.93, 3.486, 2.452, 4.356 ve 3.158) düzeyinde olmuştur (Şahin vd., 2014; Tuti, 2012).





Şekil 3.18. 3500 d/d'da, EHSE durumu için; a) silindir basınçlarının b) silindir sıcaklıklarının c) açığa çıkan ısının KMA'ya göre değişimleri

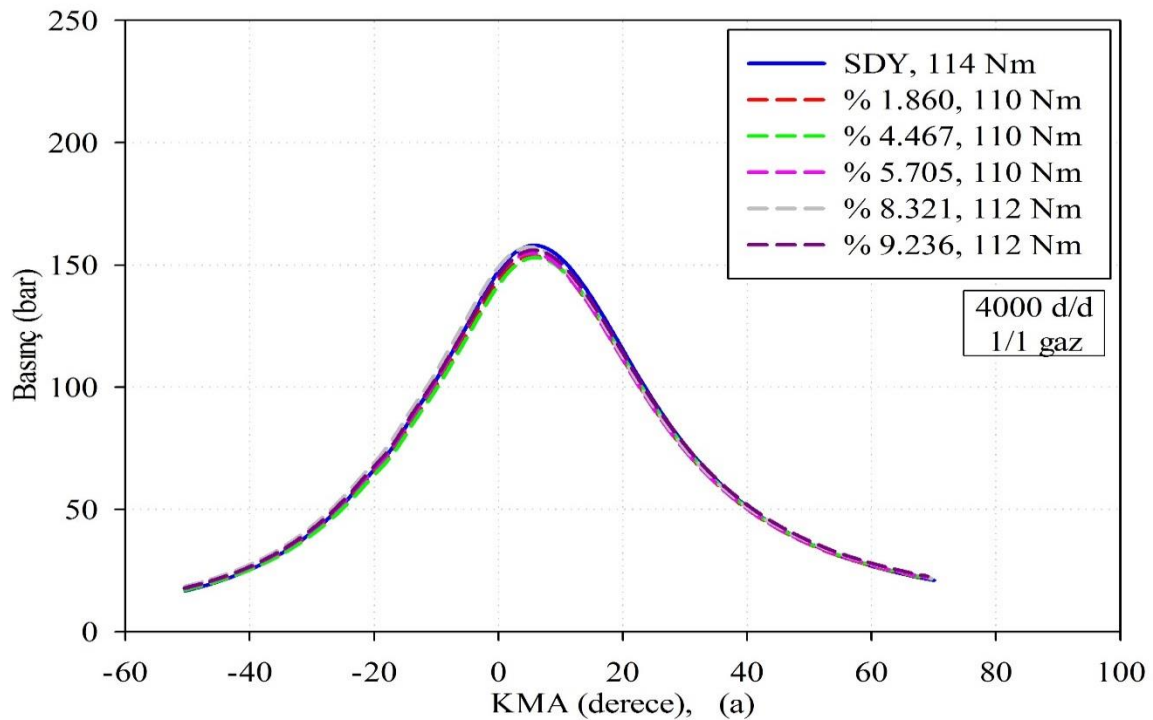
3.2.2.5. 4000 d/d'da EHSE'nin Silindir Basınçları, Silindir Sıcaklıkları, Açığa Çıkan Isı Oranı ve Yanma Süresi Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi

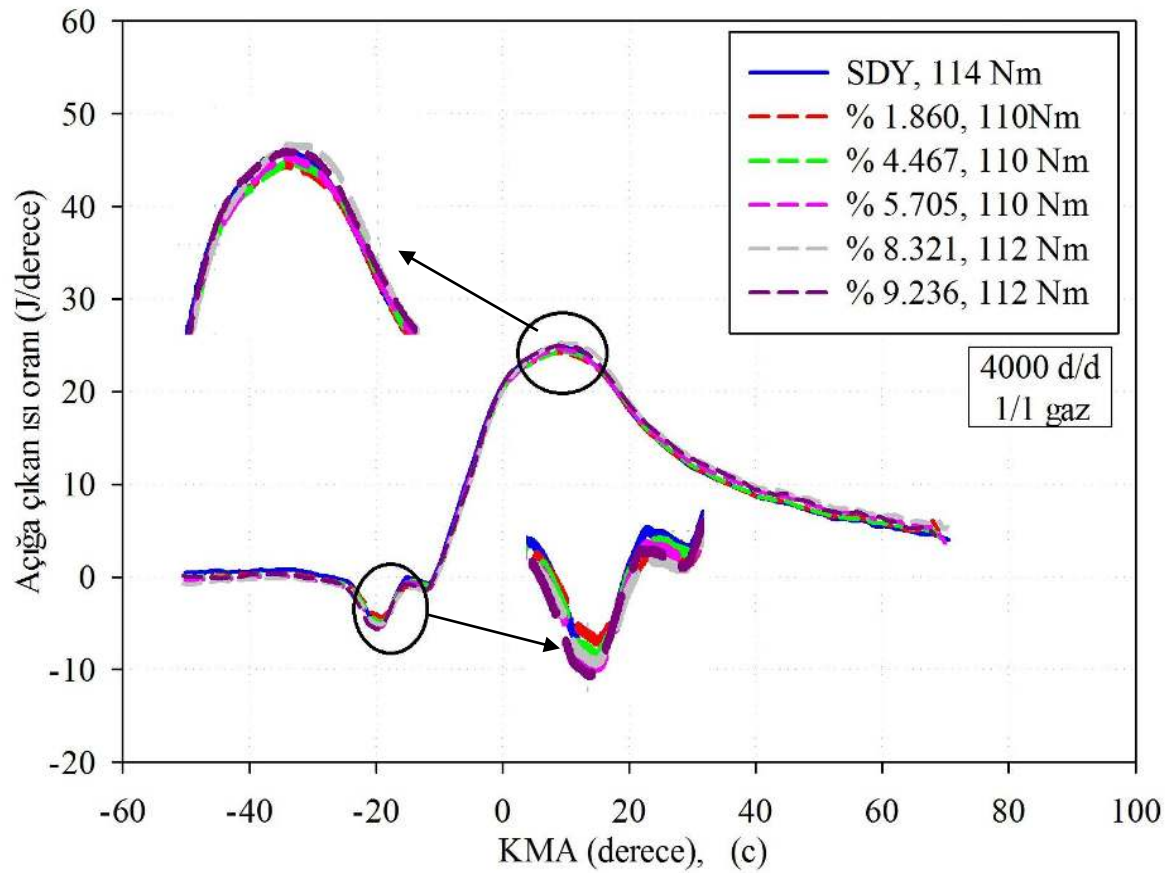
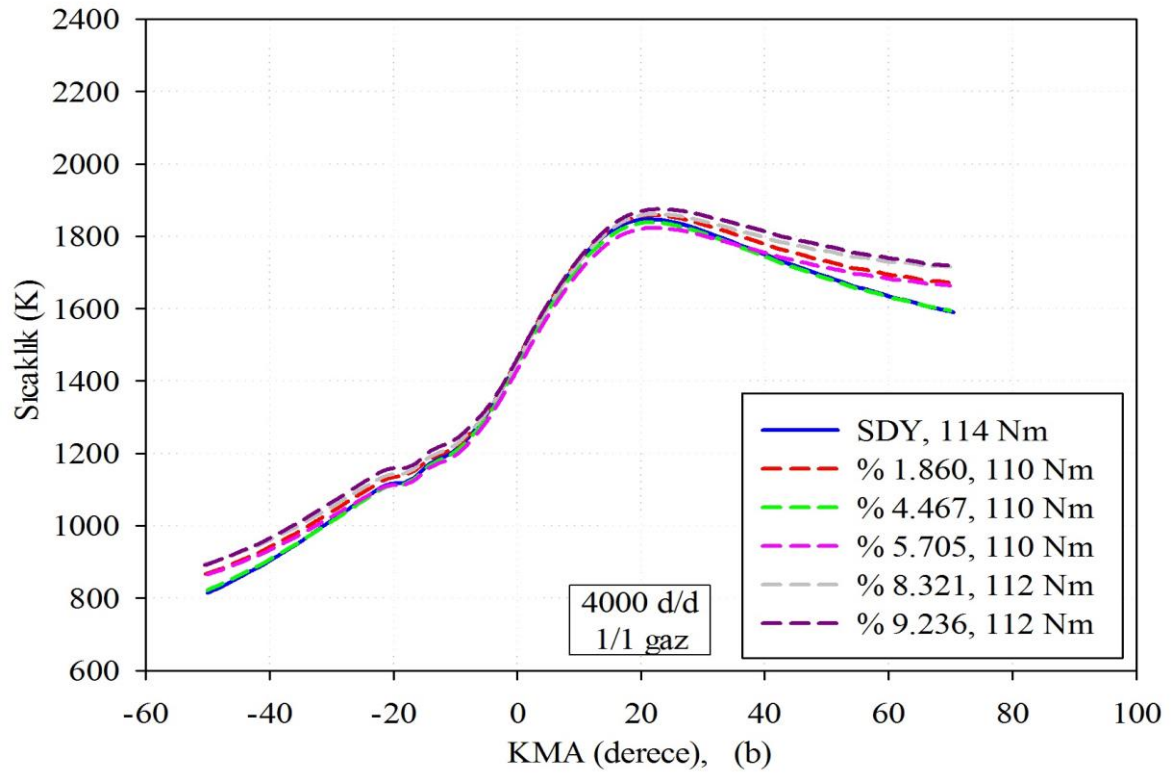
Şekil 3.19 (a)'da 4000 d/d seçilen farklı su oranları için silindir basıncı değerlerinin KMA'ya göre değişimleri verilmiştir. SDY durumu için maksimum silindir basıncı 157.994 bar ve bu basıncın oluştuğu açı 5.99 KMA'da şeklinde belirlenmiştir. 4000 d/d'da; % (1.860, 4.467, 5.705, 8.321 ve 9.236) gibi seçilen su oranlarında, maksimum basınçlar (153.675, 153.039, 154.741, 157.219 ve 156.053) bar olarak elde edilmiştir. Bu basınçların oluştuğu açıların ise; sırasıyla (5.42, 6.05, 5.42, 4.85 ve 5.72) KMA olduğu görülmüştür. Şekil 3.19 (a)'dan görülebileceği gibi; seçilen tüm su oranlarında maksimum basınç değerleri SDY'den düşük çıkmıştır ve maksimum basınçların SDY'ye göre daha erken oluştuğu görülmüştür. Literatürde; K.A Subramanian (2011) da, dizel motorlarında su kullanımının maksimum silindir basıncını düşürdüğünü belirtmiştir. Ayrıca; Peyman Atarod vd. (2020), SDY ve % 3 su kullanımı durumları için maksimum silindir basınçlarını sırasıyla 7.31 ve 6.62 MPa olarak ölçmüştür. Buradan da dizel motorlarında su kullanımı ile silindir basınçlarının azaldığı anlaşılmaktadır.

Şekil 3.19 (b)'da 4000 d/d seçilen farklı su oranları için silindir sıcaklığı değerlerinin KMA'ya göre değişimleri verilmiştir. Şekil 3.19 (b)'den anlaşılabileceği gibi, SDY için bulunan maksimum sıcaklık değeri 1846.579 K'dir ve bu sıcaklık değeri 21.319 °KMA'sında oluşmuştur. % (1.860, 4.467, 5.705, 8.321 ve 9.236) su oranları için belirlenen maksimum sıcaklık değerleri ise (1857.418, 1838.214, 1823.011, 1861.149 ve 1874.602) K olmuş, bu sıcaklıklar sırasıyla (21.600, 21.319, 22.518, 21.636 ve 23.004) KMA'larında ortaya çıkmıştır. Ayrıca silindir sıcaklıkları, % (1.860, 8.321 ve 9.236) su oranları için artmış, ancak % (4.467 ve 5.705) su oranlarında için ise azalmıştır. 4000 d/d devir sayısında sıcaklık ve hatta, yukarıda verilen, basınç değişimlerinin çok kararlı olmadığı görülmüştür. Bunun kullanılan deney motorunun ilgili devir sayısında çalışırken pek kararlı çalışmamasından ve çok zorlanmasından kaynaklandığı söylenebilir.

Şekil 3.19 (c)'de farklı su oranları için açığa çıkan ısı oranının KMA'ya göre değişimleri sunulmuştur. Söz konusu şekilden görüldüğü üzere; 3500 d/d'da olduğu gibi, 4000 d/d'da da EHSE ile açığa çıkan ısı oranı eğrilerinin genel karakteri, SDY'ye benzer olmuştur. EHSE ile açığa çıkan ısı oranları, yanmanın başlangıcında ÜÖN civarında, SDY'ye yakın ve genellikle düşük çıkmıştır. Daha sonra; yanma sürerken EHSE ile açığa çıkan ısı oranları genel olarak SDY'den yüksek değerler almış ve benzer karakterde devam etmiştir. Şekil 3.19 (c)'den

yaralanarak SDY durumunda açığa çıkan ısı oranının maksimum değerinin 24.981 J/derece olduğu ve bu değer 8.707 KMA'da oluştuğu belirlenmiştir. % (1.860, 4.467, 5.705, 8.321 ve 9.236) su oranlarında açığa çıkan ısı oranlarının maksimum değerleri sırasıyla (24.208, 24.348, 24.637, 25.286 ve 24.935) J/derece ve bu değerlerin ortaya çıktığı açılar ise, sırasıyla (9.000, 9.308, 8.707, 9.015 ve 8.664) KMA olmuştur. Buradan, seçilen tüm su oranlarında açığa çıkan ısı oranlarının maksimum değerlerinin, genellikle SDY'den daha düşük değerler aldığı görülmüştür. 4000 d/d için EHSE ile yanmanın beklenildiği kadar iyileşmediği görülmüştür. Lang vd. (2017), ek su uygulanmasının maksimum açığa çıkan ısı oranı üzerinde çok az ya da hiç etkisi olmadığını ancak maksimum açığa çıkan ısı oranının oluştuğu KMA değerini, 0.5 KMA kadar geciktirdiğini belirtmişlerdir. Tablo 3.3'te 4000 d/d da tam yük durumunda EHSE ile yanma süreleri verilmiştir. İlgili tablodan % (8.321 ve 9.236) su oranlarında yanma sürelerinin arttığı ve ancak diğer su oranlarında ise azaldığı görülebilir. Şekil 3.19 (c)'de sunulan açığa çıkan ısı oranı eğrisinden, 4000 d/d'de, SDY durumunda yanma süresinin 24.32 KMA çıktığı, % (1.860, 4.467, 5.705, 8.321 ve 9.236) su oranları için ise yanma süreleri sırasıyla; (24.25, 24.12, 24.02, 26.44 ve 28.88) KMA şeklinde olduğu belirlenmiştir. % (1.860, 4.467 ve 5.705) su oranları için, SDY göre yanma sürelerinin azalma oranları sırasıyla % (0.28, 0.81 ve 1.23) ve % (8.321 ve 9.236) su oranlarında SDY göre yanma süresinde artma miktarı değerleri ise sırasıyla % 8.73 ve % 18.76 olarak belirlenmiştir.





Şekil 3.19. 4000 d/d'da, EHSE durumu için; **a)** silindir basınçlarının **b)** silindir sıcaklıklarının **c)** açığa çıkan ısıнын KMA'ya göre değişimleri

Tam yük durumu için, (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) d/d devir sayıları ve farklı su oranları için yanma süreleri Tablo 3.3'te verilmiştir. Ayrıca her devir sayısı için basınç, sıcaklık, açığa çıkan ısı miktarı ve yanma sürelerinin yorumlandığı paragraflarda yanma süreleri de sunulmuş ve irdelenmiştir. Sunulan tez çalışmasında yanma süreleri ile ilgili bağıntıları elde edebilmek için tam yükten düşük yüklere kadarki ve farklı su oranlarındaki yanma süreleri de belirlenmiştir. Ancak burada tam yükten daha düşük yük durumlarında silindir basınçları, silindir sıcaklıkları ve açığa çıkan ısı oranı eğrileri sunulmamıştır. Yalnız tam yükten daha düşük yük durumlarına bir örnek olması açısından; 2000 d/d devir sayısında ve 120 Nm yük durumunda farklı su oranları için silindir basınçlarının, silindir sıcaklıklarının ve açığa çıkan ısı oranının KMA'ya değişimleri verilmiştir ve bunlarla ilgili gerekli irdellemeler yapılmıştır.

3.2.3. 2000 d/d'da 120 Nm Yük Durumunda, EHSE'nin Silindir Basınçları, Silindir Sıcaklıkları, Açığa Çıkan Isı Oranı ve Yanma Süresi Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi

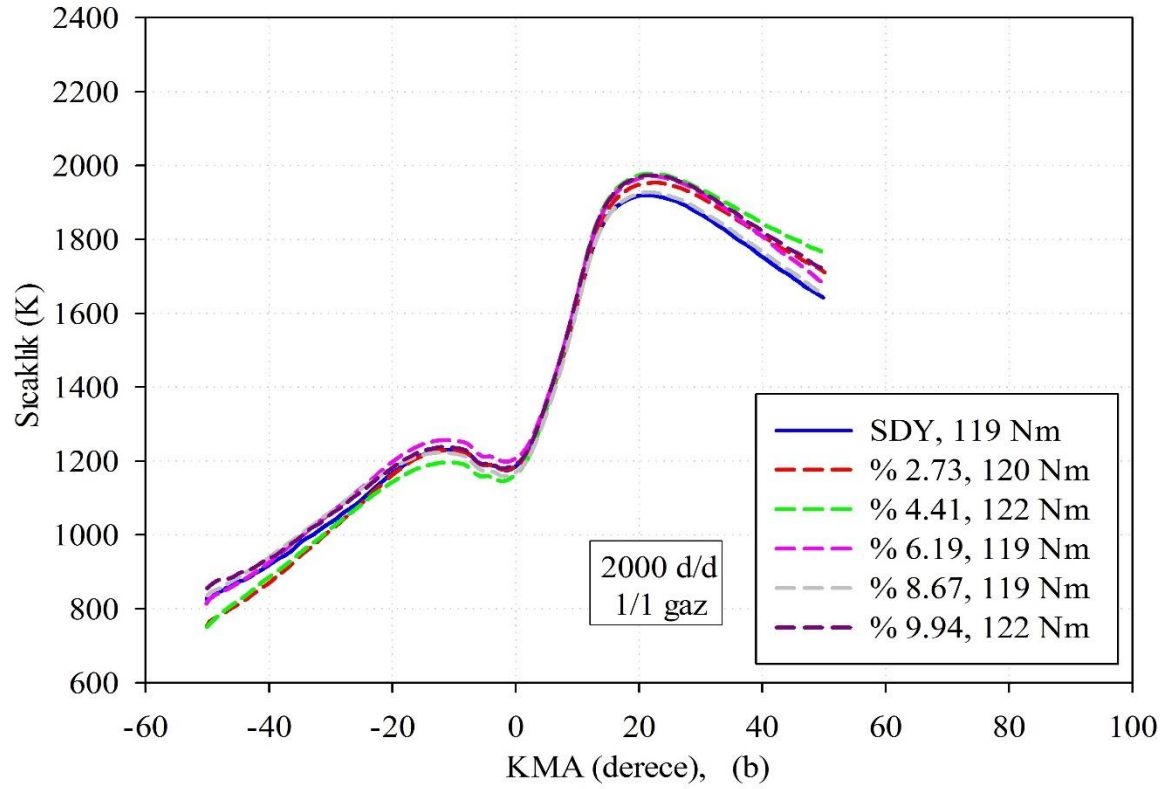
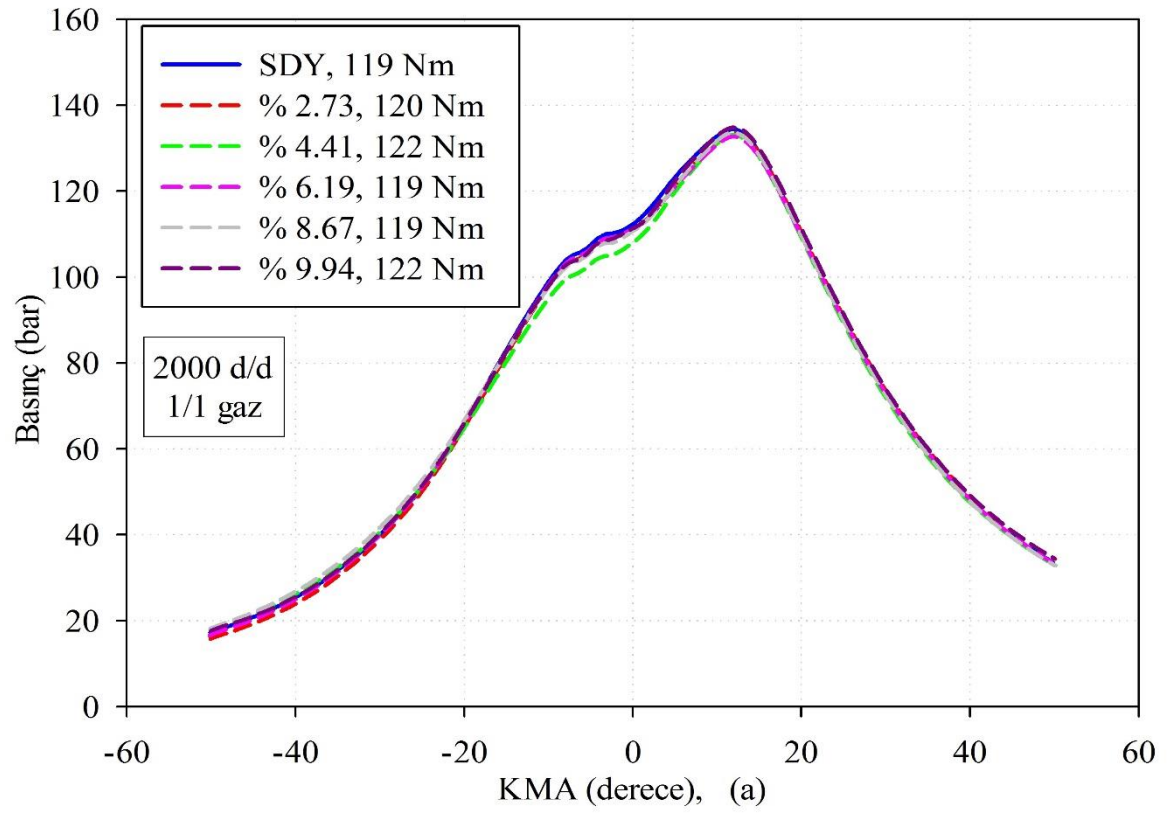
Şekil 3.20 (a)'da 2000 d/d'de 120 Nm yük durumunda seçilen farklı su oranları için silindir basıncı değerlerinin KMA'ya göre değişimleri verilmiştir. SDY durumu için maksimum silindir basıncı 134.393 bar ve ilgili basıncın olduğu açı 11.89 KMA'da şeklinde belirlenmiştir. 2000 d/d'de 120 Nm yük durumunda; % (2.73, 4.41, 6.19, 8.67 ve 9.94) gibi seçilen su oranlarındaki maksimum basınçlar (133.552, 133.061, 132.696, 133.637 ve 134.803) bar olarak ölçülmüştür. İlgili basınçların meydana geldiği açılar ise sırasıyla (12.185, 11.894, 11.904, 11.895 ve 12.060) KMA'dır. Şekil 3.20 (a)'dan görülebileceği gibi; maksimum basınç değerleri, seçilen tüm su oranlarında genellikle SDY'den düşük çıkmıştır. Ayrıca; maksimum silindir basınçları ÜÖN'den daha uzak açılarda gerçekleşmiştir.

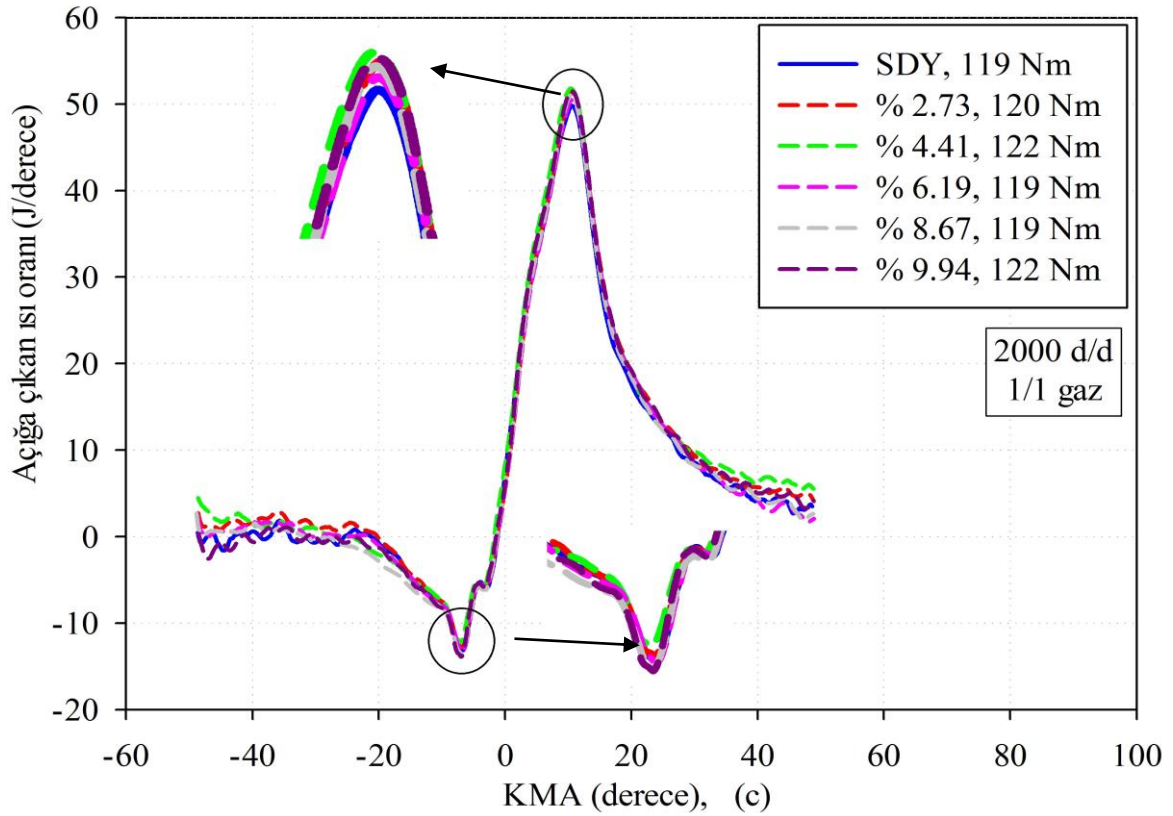
Şekil 3.20 (b)'de 2000 d/d'de 120 Nm yük durumunda, seçilen farklı su oranları için silindir sıcaklığı değerlerinin KMA'ya göre değişimleri verilmiştir. Şekil 3.20 (b)'den anlaşılabileceği gibi, SDY için bulunan maksimum sıcaklık değeri 1918.845 K'dir ve bu sıcaklık değeri 20.627 KMA'sında oluşmuştur. % (2.73, 4.41, 6.19, 8.67 ve 9.94) su oranları için bulunan maksimum sıcaklık değerleri ise (1953.698, 1977.478, 1971.094, 1927.593, 1973.666) K'dir. İlgili sıcaklık değerleri sırasıyla (22.415, 21.814, 22.151, 21.709 ve 21.470) KMA'larında oluşmuştur. 2000 d/d'da 120 Nm'de, EHSE ile silindir sıcaklığı değerlerinin arttığı görülmüştür. Bu durumun kuvvetli olasılıkla; 2000 d/d 120 Nm yük durumunda

yanma süresinin kısılmasıyla püskürtülen yakıtın daha kısa sürede yanmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Şekil 3.20 (c)'de farklı su oranları için açığa çıkan ısı oranlarının KMA'ya göre değişimleri sunulmuştur. Söz konusu şekilden görüldüğü üzere; 2000 d/d'da 120 Nm yükte, EHSE ile açığa çıkan ısı oranı eğrilerinin genel karakterinin, SDY'ye benzer yapıda olduğu görülebilir. İlgili şekilden; açığa çıkan ısı oranlarının; EHSE durumunda, hem ÜÖN civarında hem de genişleme boyunca SDY'den daha yüksek değerler aldığı gözlenmiştir. Şekil 3.20 (c)'den yararlanarak SDY durumunda açığa çıkan ısı oranının maksimum değerinin 49.791 J/derece olduğu ve 10.690 KMA'da oluştuğu belirlenmiştir. % (2.73, 4.41, 6.19, 8.67 ve 9.94) su oranlarında açığa çıkan ısı oranlarının maksimum değerleri sırasıyla (51.327, 51.817, 50.469, 51.050 ve 51.499) J/derece'dir ve bu değerlerin oluştuğu açılar ise, sırasıyla (10.681, 10.380, 10.699, 10.552 ve 10.552) KMA'dır. Buradan, seçilen tüm su oranlarında açığa çıkan ısı oranlarının maksimum değerlerinin, SDY'den daha yüksek değerler aldığı görülmüştür. Bu; EHSE ile yanmanın iyileştiğinin önemli göstergelerinden birisidir. Şekil 3.1'den de görüldüğü gibi 2000 d/d devir sayısında, 120 Nm yük altında % 4 su oranından yüksek seçilen tüm su oranlarında ÖYT azalmıştır. Özellikle % 6 ve % 8 su oranlarında ÖYT önemli ölçüde azalmıştır

Açığa çıkan ısı oranı eğrisinden yararlanarak, 2000 d/d devir sayısında ve 120 Nm yükte, SDY durumunda yanma süresi 12.79 KMA olarak belirlenmiştir. % (2.73, 4.41, 6.19, 8.67 ve 9.94) su oranları için ise yanma süreleri sırasıyla; (12.65, 12.94, 12.51, 12.65 ve 12.84) KMA değerlerini almıştır. Yanma süresi; % (2.73, 6.19 ve 8.67) su oranları için azalmış, ancak % (4.41 ve 9.94) su oranları için ise artmıştır. Düşük yük değerinde silindir basınçları, sıcaklıkları ve açığa çıkan ısı oranı eğrileri tam yük durumundaki eğrilere benzer şekilde olmuştur. Bu nedenle diğer devirlerde ve düşük yüklerdeki eğriler burada ayrıca verilmemiştir.





Şekil 3.20. 2000 d/d'da 120 Nm yük durumunda, EHSE durumu için; **a)** silindir basınçlarının **b)** silindir sıcaklıklarının **c)** açığa çıkan ısıнын KMA'ya göre değişimleri

3.2.4. Geliştirilen Ampirik Yanma Süresi Bağıntısının, Test Motorunda Yapılamayan Koşullar Altında Uygulanması

Daha önceden de açıklandığı gibi; deneysel çalışmada; (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) d/d'de, farklı yük durumlarında, SDY ve yaklaşık % (2, 4, 6, 8 ve 10) su oranları için açığa çıkan ısı oranının KMA'ya göre eğrilerinden yararlanarak yanma süreleri yaklaşık olarak belirlenmiştir. Yapılan çalışmalar bölümünde; deneysel olarak elde edilen yanma süreleri kullanılarak çoklu regresyon uygulaması ile R (%) su oranı, n (d/d) devir sayısı ve Y (Nm) yük parametrelerine bağlı olarak $\Delta\theta$ (KMA) yanma süresi için ampirik bir bağıntı elde edilmiştir. Geliştirilen bağıntı Bölüm 2.1.6'daki (2.42) nolu bağıntı olarak verilmiştir.

Yukarıdaki deney koşulları için (2.42) bağıntısından yanma süreleri hesaplanmıştır. Yanma süresi için geliştirilen bağıntı kullanılarak test motoru için deney yapılmayan istenen herhangi bir devir sayısında, yük değerinde ve su oranında yanma süresi belirlenebilir. Böylece; ilgili bu ampirik bağıntı kullanılarak deney yapılmayan farklı devirlerde, farklı

yüklerde ve farklı su oranlarında yanma süresi kolayca hesaplanabilir. Bu durumda, çok emek ve maliyet gerektiren fazla sayıda deney yapmaya gerek kalmamış olur. Yanma süresi için geliştirilen bağıntı kullanılarak deney yapılmayan örneğin 2250 d/d, (80, 70 ve 60) Nm yük durumlarında, SDY ve % (2.5, 5, 7.5) su oranları için yanma süreleri hesaplanmış ve bulunan değerler Tablo 3.4'te sunulmuştur.

Tablo 3.4. 2250 d/d'de, 3 farklı yük altında ve farklı su oranlarında ampirik bağıntıdan hesaplanan yanma süreleri

SO (%)	2250 d/d		
	80 Nm	70 Nm	60 Nm
	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)	$\Delta\theta$ (KMA)
SDY	22.799	22.778	22.111
2.5	22.651	22.670	22.071
5	22.590	22.609	22.012
7.5	22.617	22.595	21.933

Böylece; zaman alıcı birçok deneye ve ısı analizine gerek kalmadan istenilen devir, yük ve su oranında yanma süresi kolayca belirlenebilmektedir. Hesap sonuçlarından seçilen deney koşullarında göz önüne alındığında, su oranının artmasıyla yanma sürelerinin az da olsa kısaldığı görülebilir.

3.3. Sayısal Bulgular ve İrdelemeler

Bu bölümde, SDY ve EHSE durumu için geliştirilen dizel motoru çevrim modelinin güvenilirlik kontrolü yapılmıştır. Bu nedenle sunulan dizel motoru çevrim modelinden elde edilen sonuçlar literatürdeki güvenilirliği gösterilmiş model ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sunulan sayısal modelde, komple dizel motor çevrim modelini hesaplamak için; sayısal modelin temelini oluşturan emme, eksoz işlemleri ile sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemlerinin yanı sıra; düşük ve yüksek sıcaklıkta yanma sonucu oluşan yanma ürünlerinin ve termodinamik özelliklerin hesaplanması, ısı transferi, tutuşma gecikmesi ve açığa çıkan ısı oranı gibi değişik alt modeller kullanılmıştır. İlgili alt modeller de literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Ancak bu bölümde bu karşılaştırmalara yer verilmeyecektir. Burada yalnızca geliştirilen dizel motoru çevrim modelinden elde edilen sayısal sonuçlar; literatürdeki güvenilirliği gösterilmiş sayısal model ve deneysel sonuçlarla

karşılaştırılmıştır ve ilgili karşılaştırmalar tablolar ve grafikler şeklinde sunulmuştur. Sayısal uygulama kapsamında, ilk olarak SDY durumu için geliştirilen modelin güvenilirliği literatürdeki deneysel ve sayısal çalışmalarla karşılaştırmalar yapılarak kontrol edilmiştir. Ardından geliştirilmiş dizel motoru çevrim modelinin güvenilirliği, EHSE durumunda belirlemek için literatürdeki çalışmalarla karşılaştırmalar yapılarak kontrol edilmiştir.

Sayısal uygulama kapsamında; geliştirilen model, test motoru için (Renault K9K 700 tipi dizel motoru) deneyi yapılamayan 2250 d/d devir sayısı ve tam yükte, SDY ve % (5 ile 7.5) su oranları için koşturulmuştur. Geliştirilen modelden elde edilen silindir basıncı, silindir sıcaklığı ve açığa çıkan ısı oranı değişim eğrileri grafikler şeklinde sunulmuş, hesaplanan motor performans parametreleri ile NO emisyonunun hacimsel oranlarının değişimleri ise tablo olarak verilmiştir. Ayrıca; geliştirilen model, güncel bir taşıt olan 2021 model Talisman'da kullanılan Renault M9R tipi dizel motoruna uygulanarak, 4000 d/d nominal devir sayısında ve tam yükte SDY, % (3, 6 ve 9) su oranları için koşturulmuştur. Elde edilen silindir basıncı, silindir sıcaklığı ve açığa çıkan ısı oranı değişim eğrileri ile hesaplanan motor performans parametreleri ve NO emisyonunun hacimsel oranlarının değişimleri grafikler ve tablo şeklinde sunulmuştur.

3.3.1. SDY İçin Sunulan Modelin Doğruluğunun Kontrolü

Bu çalışmada geliştirilen dizel motoru çevrim modelinin doğruluğu, literatürde verilen deneysel ve sayısal çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırılarak kontrol edilmiştir (Kızıltan, 1988; Kökkülünk, 2012; Puhan vd., 2009; Rajak vd., 2018; Tuti, 2012). Geliştirilen dizel motoru çevrim modelinin doğruluğunun, Tuti (2012) ve Kızıltan'ın (1988) deneysel çalışmalarının sonuçları kullanılarak yeterli olduğu görülmüştür. Ayrıca; Kökkülünk (2012), Rajak vd. (2018) ve Puhan vd. (2009)'nin yapmış oldukları deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçlarla da karşılaştırmalar yapılmıştır. Sözü edilen çalışmalarda kullanılan motorların başlıca temel özellikleri Tablo 3.5'te verilmiştir.

Tablo 3.5. Sayısal uygulamada kullanılan motorların başlıca temel özellikleri

	ε	D (cm)	H (cm)	p_p (bar)	θ_s (KMA)	d (mm)	Z	n_n
Tuti	18.25	76	80.5	2000 üstü	değişken	0.12	4	5
Rajak	17.5-18.5	80	110	220	-23	-	1	3
Puhan	17.5	87.5	110	200-220-240	-23	-	1	3
Kökkülük	17	108	100	175	-	-	1	-
Kızıltan	18-24	90	120	90-250	-22	0.36	1	1

Burada ilk olarak sunulan modelin doğruluğu, Tuti (2012)'nin tezindeki basınç verileri ve bu basınç verilerinin değerlendirilmesiyle elde edilen sıcaklık ve ısı analizi sonuçlarıyla karşılaştırılma yapılarak kontrol edilmiştir (Tuti, 2012; Şahin vd., 2018). Daha önce de söylendiği gibi deneysel çalışmada; turboşarjlı, common-rail DP Renault K9K 700 tipi dizel motoru kullanılmıştır. Sunulan çalışmada, yüksek lisans tez çalışmasındaki basınç verileri kullanılarak ve daha sonra bazı devir sayılarında yeniden deney yapılan deneylerden yararlanarak açığa çıkan ısı oranı ile ilgili değerlendirmeler yapılmıştır (Tuti, 2012; Şahin vd., 2018; Tuti vd., 2021). Böylece; (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) d/d devir sayılarında, seçilen tüm su oranlarında ve yük durumlarında silindir sıcaklıkları ve açığa çıkan ısı oranları ile ilgili hesaplar yapılmıştır. Ancak burada; ilk olarak, SDY için yalnızca motorun maksimum moment devri 2000 d/d'da ve maksimum güç devri (nominal devir) 4000 d/d devir sayılarında, tam yük altında (tam gazdaki) sonuçlar ile karşılaştırmalar ve irdelemeler yapılmıştır. Ayrıca; 2000 d/d ve 4000 d/d devir sayıları için sunulan modelden elde edilen ve deneysel olarak belirlenen efektif motor performans parametreleri karşılaştırılmış ve ilgili karşılaştırma sonuçları Tablo 3.6 ve Tablo 3.7'de sunulmuştur.

Şekil 3.21 (a)'da, Tuti (2012) tarafından verilen deneysel basınç değerleri ile sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. Bu eğrilerden görülebileceği gibi; sunulan modelden elde edilen basınç eğrisinin değişimi deneysel basınç eğrisinin değişimine çok benzer karakterde çıkmıştır. Şekil 3.21 (a)'da, 2000 d/d için deneysel maksimum basınç değeri 10.24 KMA'da, 155.832 bar şeklinde ölçülmüştür. Sunulan modelden elde edilen maksimum basınç değeri 8 KMA'da 156.011 bar şeklinde hesaplanmıştır. 2000 d/d için, maksimum basınç değerleri arasındaki fark % 0.115 düzeyinde olmuştur.

Şekil 3.21 (b)'de, 2000 d/d'de basınç verilerinden yararlanarak ideal gaz denkleminden hesaplanan deneysel sıcaklık değerleri ile sunulan modelden elde edilen

sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması verilmiştir (Tuti, 2012; Şahin vd., 2018; Tuti vd., 2021). Şekil 21 (b)'den görüldüğü gibi deneylerden ve sayısal çalışmadan bulunan maksimum sıcaklık değerleri sırasıyla 21.08 KMA'da 2168 K, 19 KMA'da 2062 K çıkmıştır. Buradan; maksimum sıcaklıklar arasındaki farkın % 4.93 olduğu görülmektedir.

Şekil 3.21 (c)'de, 2000 d/d'de deneysel verilerden hesaplanan açığa çıkan ısı oranları ile sunulan modelin sonuçlarının karşılaştırılması verilmiştir (Tuti, 2012; Şahin vd., 2018; Tuti vd., 2021). Bu eğrilerden görülebileceği gibi; deneysel ve sayısal ısı analizi eğrilerinin değişimi birbirine çok benzer karakterdedir. İlgili şekillerden; deneysel ve sayısal çalışmada maksimum açığa çıkan ısı miktarı oranlarının sırasıyla 8.43 KMA'da 55.272 J/derece, -0.5 KMA'da 52.077 J/derece olduğu görülebilir. Böylece açığa çıkan ısı oranlarının arasındaki fark % 5.78 düzeyinde çıkmıştır.

2000 d/d için sunulan model ile deneysel silindir basıncı, silindir sıcaklığı ve açığa çıkan ısı oranlarının değişimleri arasında oluşan farklar ile ilgili aşağıdaki irdelemeler ve yorumlar yapılabilir (Şahin vd., 2014; Şahin vd., 2018; Tuti vd., 2021).

2000 d/d ve aynı zamanda 4000 d/d devirlerinde denenen Renault K9K 700 tipi dizel motorunda püskürtme avansı gibi bazı çalışma parametreleri bilinmemektedir. Aslında kullanılan deney motoru püskürtme avansı sabit değildir ve çalışma koşullarına göre elektronik kontrol ünitesi tarafından otomatik olarak ayarlanmaktadır. Bu nedenle; sunulan çalışmada ateşleme avansı açığa çıkan ısı oranı eğrilerinden yararlanarak yaklaşık olarak belirlenmiştir. Önce açığa çıkan ısı oranı eğrilerinden yararlanarak yanmanın başladığı krank mili açısı değeri yaklaşık olarak belirlenmiş, ardından tutuşma geçikmesi ise Heywood (1989) tarafından sunulan tutuşma geçikmesi bağıntısından yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Böylece yanmanın başladığı KMA'dan tutuşma geçikmesi çıkarılarak püskürtme avansı yaklaşık olarak belirlenmiştir. Deney motoru common rail püskürtme sistemine sahiptir ve bu sistemdeki enjektörler beş deliklidir. Mevcut modelde, püskürtme sisteminin bu özelliği göz önüne alınamamıştır. Sunulan modelde, enjektörün tek delikli olduğu varsayılmıştır. Enjektörün delik sayılarının ve çaplarının homojen hava-yakıt karışımları oluşturma da çok önemli etkileri olduğu iyi bilinmektedir (Ferguson, 1986; Heywood, 1989; Ramos, 1989). Bu etki geliştirilen modelde hesaba katılamamıştır. Deneylerde yakıtın 5 delikten püskürtülmesi yerine sunulan modelde tek delikten püskürtüldüğü düşünülerek modelleme hesapları yapılmıştır. Bu yaklaşımın 2000 d/d ve 4000 d/d devir sayılarında sunulan modelden hesaplanan silindir basınçları, sıcaklıkları, açığa çıkan ısı oranları ve efektif motor performans parametreleri ile deneysel veriler

arasında farklılıklara yol açtığı düşünülmektedir. Bunların yanında aşağıda açıklanacak nedenlerden dolayı geliştirilen model ile deneysel değerler arasında kabul edilebilir düzeyde farklılıkların ortaya çıktığı söylenebilir.

Şekil 3.21 (a)'da deneysel maksimum basınç değerleri ile sunulan model arasındaki farkın kabul edilebilir düzeyde olduğu söylenebilir. Bununla birlikte Şekil 3.21 (a)'da 2000 d/d için, model ile deneysel basınçlar arasında özellikle sıkıştırma işlemi boyunca önemli farklılıkların olduğu görülmektedir. Bu farklılıkların çevrim hesabında seçilen bazı parametrelerin kullanılan deney motorunu tam olarak yansıtamamasından kaynaklandığı söylenebilir. Aslında basınç eğrileri arasındaki farkların yüksekmiş gibi gözükmesine karşın, bu devir sayısında hesaplanan motor performans parametrelerinin deneysel verilere çok yakın olduğu Tablo 3.6'dan görülebilir. Sunulan model tüm dizel çevrimini deneysel verilere çok yakın şekilde hesaplayabilmektedir. Motor performans parametreleri ile ilgili yorum aşağıdaki paragraflarda sunulmuştur ve irdelenmiştir. Ayrıca sunulan model ve deneysel basınç eğrileri arasındaki farklılıkların bir başka nedeninin modelde pilot ve ard püskürtmelerin hesaba katılamamasından ve yalnızca ana püskürtmenin hesaplanmasından da kaynaklandığı düşünülmektedir. Literatürde, Kökkülünk (2012) sunulan modelin temel alındığı Ferguson (1986) modeline dayalı bir çevrim modeli geliştirmiştir. Bu yayında da basınçlar arasındaki farklar için aşağıdaki yorumlar verilmiştir. Kökkülünk (2012) modelinde gaz kaçağı, artık eksoz gazları hacimsel oranının ve özgül ısılar oranının sabit olarak seçilmesinin model ile deneysel basınç verileri arasındaki farklara neden olduğuna ilişkin bazı açıklamalar yapılmıştır. Sunulan çalışmada özgül ısılar sabit alınmamasına karşın artık eksoz gazlarının ve kütle kayıplarının sabit katsayılarla hesaba katılmasının basınçlar arasında farklılıklara neden olabileceği de söylenebilir.

Şekil 3.21 (b)'dan görülebileceği gibi, deneysel maksimum sıcaklık değerleri ile sunulan modelden elde edilen maksimum sıcaklık değerleri birbirine yakın çıkmıştır. Ancak; Şekil 3.21 (b)'de sunulan modelin ve deneysel silindir sıcaklıklarının değişim eğrilerinde özellikle sıkıştırma ve genişleme işlemleri boyunca bazı farklılıklar gözükmektedir. Söz konusu farklılıklar; sunulan modelde kullanılan ısı transferi modelinden ve modelde tek bir ana püskürtmenin hesaba katılmasından kaynaklandığı söylenebilir. Sunulan modelde Woschni'nin (1967) geliştirdiği ısı transferi modeli kullanılmıştır. Woschni'nin modelinde sıkıştırma, yanma ve genişleme işlemleri için verilen katsayılar kullanılarak ısı transferinin hesabı yapılmıştır. Bu bağintıdaki bazı katsayıların deney motorunu tam olarak yansıtamadığı düşünülmektedir. Ayrıca; sunulan modelde püskürtülen yakıtın ÜÖN

civarında $\Delta\theta$ yanma süresinde anlık olarak yandığı varsayılmış, pilot püskürtme ve ard püskürtme işlemleri hesaba katılmamıştır. Sunulan modelde yanmanın bu ayrıntıları hesaba katarak yapılamamasının sıcaklık ve açığa çıkan ısı oranı değerlerinin deneylerden biraz farklı çıkmasına yol açmış olabileceği söylenebilir. Aslında sunulan modelde yanma süresinin doğru bir şekilde hesaplanmasına karşın püskürtülen yakıtın silindir içerisinde konik yakıt demeti şeklinde ilerlemesinin, damlacıkların buharlaşmasının vb. olayların modellenmemesi gibi nedenlerle sıcaklık ve açığa çıkan ısı oranı değerleri deneylerden biraz farklı çıkmıştır. Bununla birlikte yukarıda belirtildiği gibi sunulan model tüm motor çevrimini yeterli doğrulukta hesaplayabilmekte ve motor performans parametrelerini deneysel değerlere çok yakın şekilde hesaplayabilmektedir.

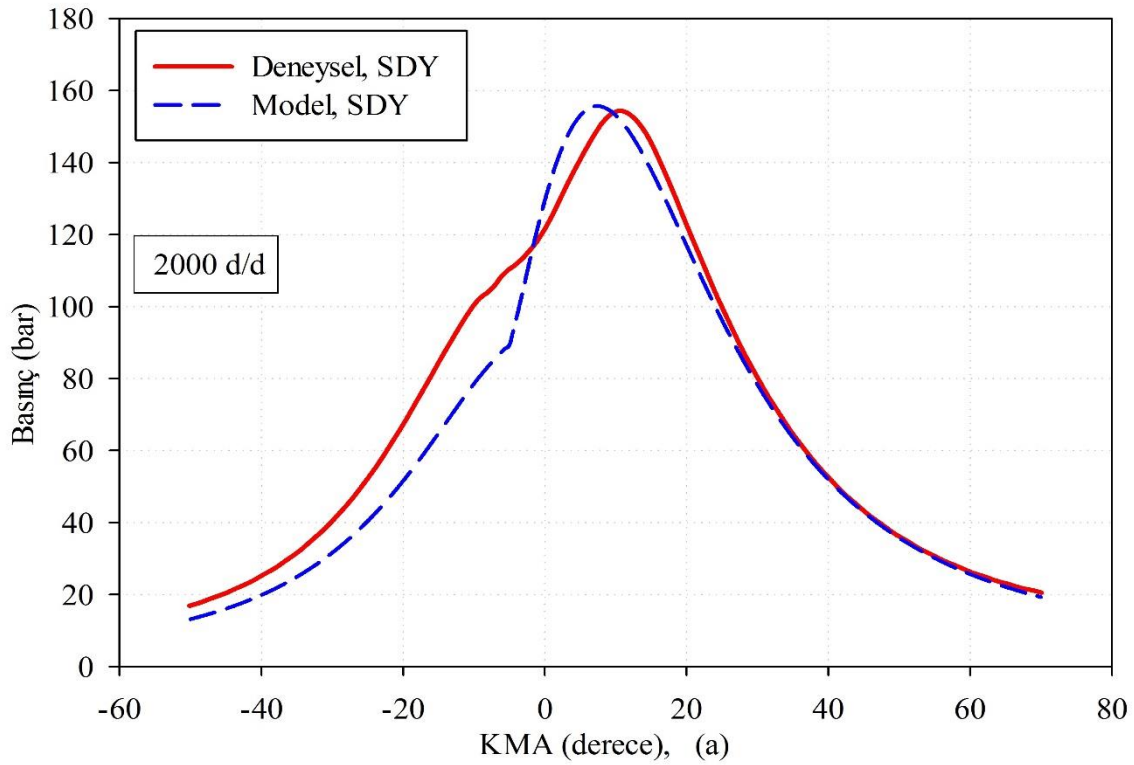
Şekil 3.21 (c)'de görülebileceği gibi; 2000 d/d'de deneysel maksimum açığa çıkan ısı oranı ile sunulan modelden elde edilen değerleri arasındaki yakınlık kabul edilebilir düzeydedir. Her iki durumda açığa çıkan ısı oranı eğrileri birbirine benzer karakterdedir. Daha önce belirtildiği gibi sunulan modelde, açığa çıkan ısı oranı hesabı için Heywood (1989) modeli kullanılmıştır. Böylece ilgili modelde tek bir ana püskürtmenin göz önüne alınması, pilot ve ard püskürtmelerin hesaba katılmaması sunulan modelde açığa çıkan ısı oranı değişiminde, basınç ve sıcaklık değişimlerine benzer bazı farklılıklara neden olmuştur. Ayrıca emme, sıkıştırma, yanma ve genişleme ve eksoz işlemlerinin hesaplanmasında seçilen bazı parametrelerin motoru tam olarak yansıtamamasından ve daha ayrıntılı yanma hesabı yapılamamasından dolayı; basınç, sıcaklık ve açığa çıkan ısı oranı ile ilgili sayısal sonuçlar ile deneyler arasında kabul edilebilir düzeyde bazı farklılıklar olmuştur.

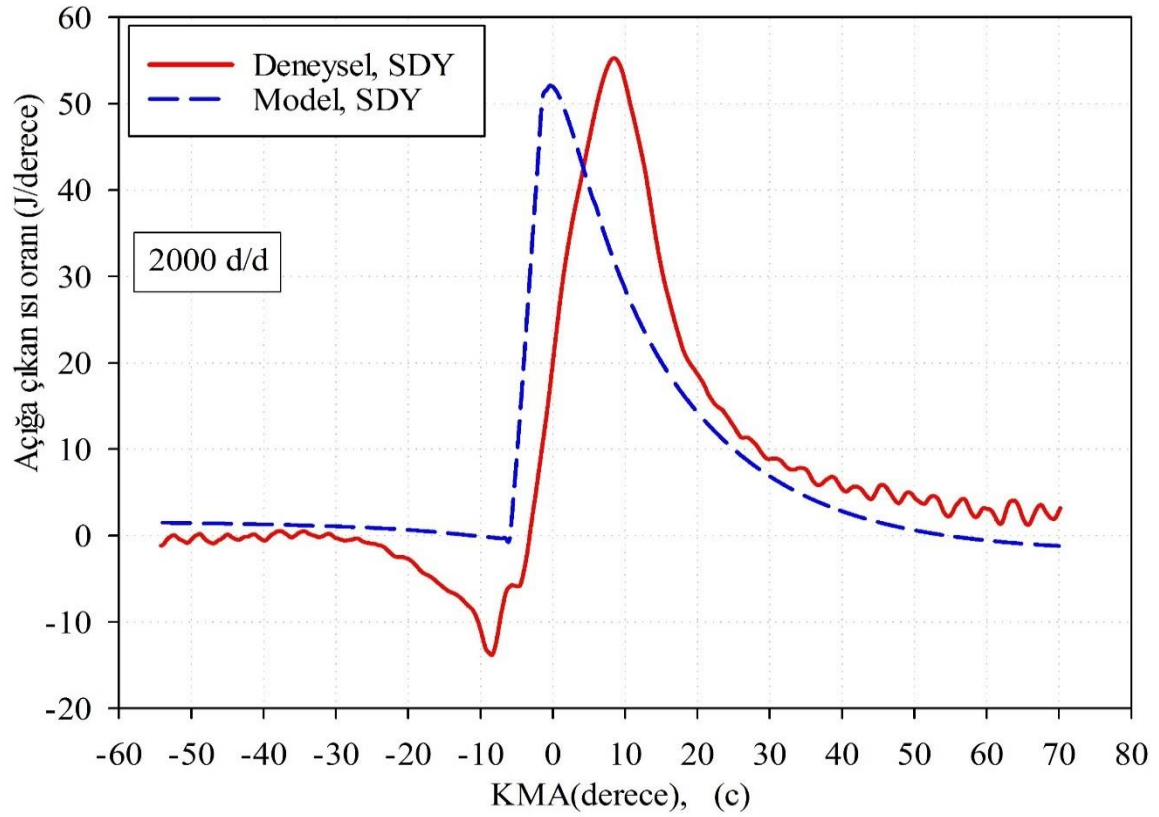
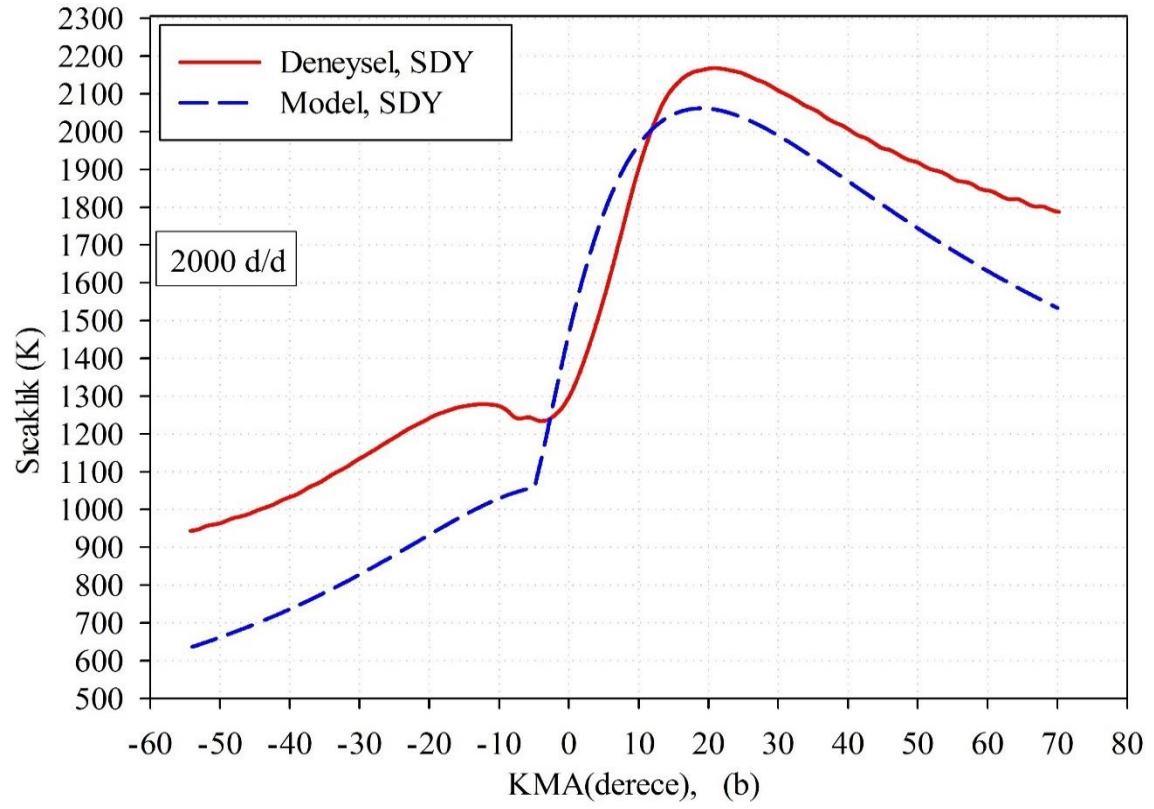
Sonuç olarak bütün bu yaklaşık seçilen değerlere karşın; Tablo 3.6'dan anlaşılabileceği gibi, sunulan modelden hesaplanan motor performans parametreleri deneysel değerlere kabul edilebilir düzeyde yakın çıkmıştır. Deney motoru için seçilen özellikler kullanılarak, 2000 d/d için sunulan modelden efektif güç değeri 31.968 kW olarak hesaplanmıştır. Deneysel olarak elde edilen efektif güç değeri ise; 30.173 kW'dır. Bu durumda efektif güçler arasında % 5.95'lik bir fark olduğu Tablo 3.6'dan görülebilir. Efektif güçler arasındaki farkın başka nedenlere bağlı olmasına karşın en önemli nedenin $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncından kaynaklandığı söylenebilir. Sunulan modelde $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncı Durgun (2007) tarafından verilen bağıntıyla hesaplanmıştır. İlgili bağıntının deneysel çalışmada kullanılan motorun mekanik kayıplarını tam olarak yansıtamadığı düşünülmektedir. Ayrıca; Durgun (2007) tarafından geliştirilen hesap yöntemiyle modellenen emme işleminde, seçilen ΔT taze dolgunun ön ısınma değeri,

($\beta^2 + \xi$) emme sistemindeki kayıpları katsayısı ve V_m emme sisteminin en dar kesitindeki hız değerleri, ilgili deney motoruna göre uygun aralıklarda yaklaşık olarak seçilmiştir. Bu değerlerin seçiminde çok hassas davranılmış olmasına rağmen modelden hesaplanan efektif motor performans parametreleri ile deneysel veriler arasında kabul edilebilir düzeyde farklılıklar olduğu gözlenmiştir.

Tablo 3.6. 2000 d/d’da sunulan modelde motor performans parametrelerinin, Şahin vd. (2018) ile Tuti’nin (2012) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılması

2000 d/d, SDY	Deneysel	Model	% Fark
M_d (Nm)	144.068	152.635	-5.94
N_e (kW)	30.173	31.968	-5.95
b_e (kg/kWh)	0.215	0.223	-3.72
η_e (%)	39.9	38.5	3.51
P_{max} (bar) ve oluştuğu KMA	155.832 (10.24 KMA)	156.011 (8 KMA)	0.11
Açığa çıkan ısı oranı (J/der.)	55.272 (8.43 KMA)	52.077 (-0.5 KMA)	5.78





Şekil 3.21. 2000 d/d’da sunulan modelden elde edilen **a)** silindir basıncının, **b)** silindir sıcaklığının ve **c)** açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Şahin vd. (2018) ile Tuti’nin (2012) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması

Şekil 3.22 (a)'da 4000 d/d'de, Tuti (2012) tarafından verilen deneysel basınç değerleri ile sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. Şekil 3.22 (a)'da görüldüğü gibi; deneysel maksimum basınç değeri 5.99 KMA'da, 157.994 bardır, sunulan modelden elde edilen maksimum basınç değeri ise 5 KMA'da, 158.032 bardır. Böylece maksimum basınç değerleri arasındaki fark % 0.02'dir.

Şekil 3.22 (b)'de 4000 d/d devir için, deneysel silindir sıcaklık değerleri ile sunulan modelden elde edilen sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması sunulmuştur. İlgili şekilden de görüldüğü gibi deneysel ve sayısal çalışmadaki maksimum sıcaklık değerleri 20 KMA'da sırasıyla 2041 K ve 1898 K'dir. Böylece maksimum sıcaklıklar arasındaki fark % 7 olmaktadır.

Şekil 3.22 (c)'de, açığa çıkan ısı oranlarının deneysel ve sunulan modelden elde edilen değerlerinin karşılaştırılması verilmiştir. Bu şekilden de görüldüğü gibi deneysel ve sayısal çalışmada maksimum açığa çıkan ısı oranlarının değişimi sırasıyla 9.21 KMA'da 26.079 J/derece, -6.55 KMA'da 27.572 J/derece'dir. Bu durumda açığa çıkan ısı oranları arasındaki fark % 5.72 çıkmıştır.

4000 d/d için sunulan model ile deneysel silindir basıncı, silindir sıcaklığı ve açığa çıkan ısı oranları oluşan farklara aşağıdaki irdellemeler yapılabilir:

Şekil 3.22 (a)'da görüldüğü gibi Tuti (2012) tarafından verilen deneysel maksimum basınç değerleri ile sunulan modelden elde edilen maksimum basınç değerleri birbirine oldukça yakındır. 4000 d/d'da, 2000 d/d'da olduğu gibi, özellikle sıkıştırma işleminde basınç değerlerinin değişiminde farklılıklar vardır. Bu farklılıkların nedenleri 2000 d/d için yapılan irdellemelerde belirtildiği gibi, emme işleminde seçilen parametrelerin deney motorunu tam olarak yansıtamamasından ve sunulan modelde sadece ana püskürtmenin hesaba katılmasından kaynaklandığı söylenebilir. Şekil 3.22 (a)'da basınç eğrileri arasında özellikle sıkıştırma işleminde farklılık olmasına karşın, Tablo 3.7'den sunulan modelde 4000 d/d devir sayısında hesaplanan motor performans parametrelerinin deneysel verilere oldukça yakın çıktığı görülebilir. Sunulan model 4000 d/d için tüm dizel çevrimini 2000 d/d 'ya göre deneylere çok daha yakın olarak hesaplayabilmektedir. Tablo 3.7'den sunulan modelden hesaplanan motor performans parametrelerinin deneysel değerlere yakınlığının kabul edilebilir düzeyde olduğu anlaşılmaktadır. Örneğin; deney motorunun özelliklerini kullanılarak sunulan modelden 4000 d/d'da efektif güç değeri 49.964 kW olarak hesaplanmıştır. Deneysel olarak elde edilen efektif güç ise 49.394 kW'dır. Bu durumda efektif güçler arasında % 1.15'lik bir farkın olduğu Tablo 3.7'de görülebilir. Yukarıda

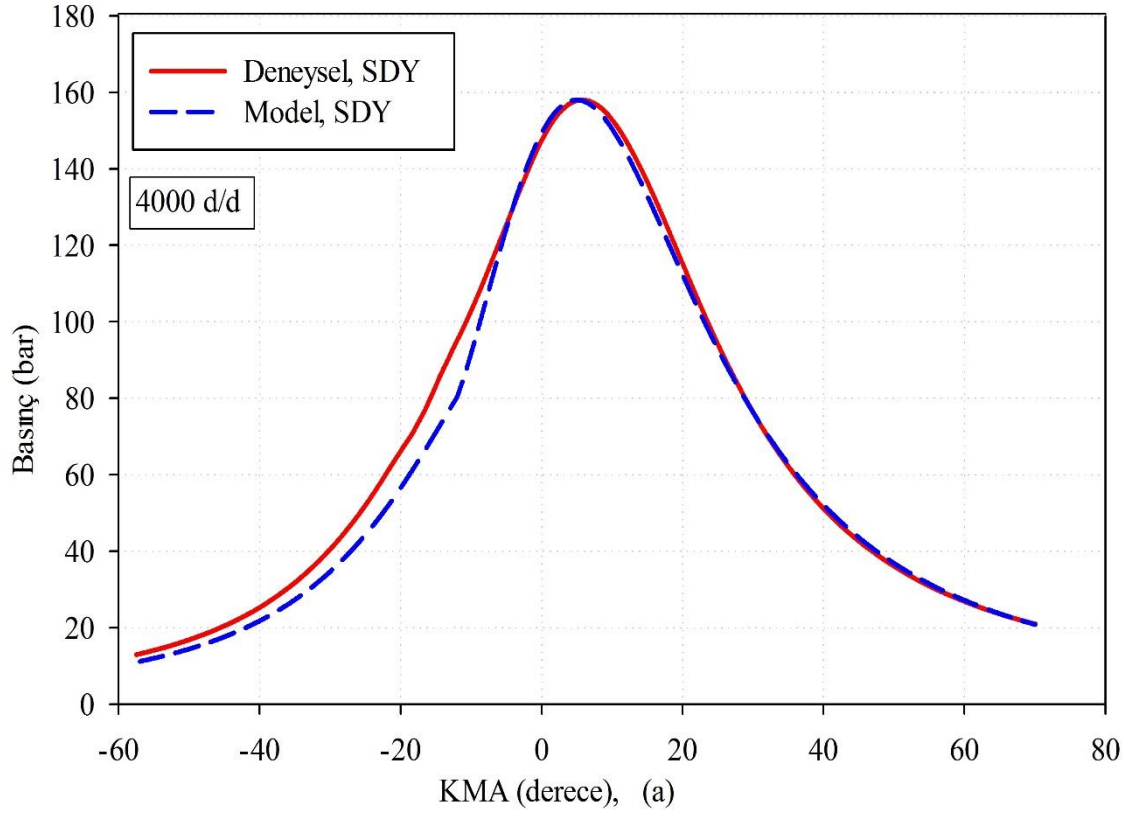
belirtildiği gibi, efektif güçler arasındaki farkın en önemli nedenlerinden biri olarak, efektif güç hesabında Durgun (2007) tarafından verilen $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncının kullanılmasıdır. Ayrıca; Durgun (2007) tarafından geliştirilen hesap yöntemiyle modellenen emme işleminde bazı parametrelerin deney motoruna göre uygun aralıklarda yaklaşık olarak seçilmiştir. Seçilen yaklaşık değerlere karşın 4000 d/d devrinde sunulan modelden elde edilen motor performans parametreleri ile deneysel veriler arasındaki yüzde hata oranları, 2000 d/d'ya göre daha düşük çıkmıştır. Buradan, sunulan modelin yüksek devirlerde daha iyi sonuçlar verdiği söylenebilir.

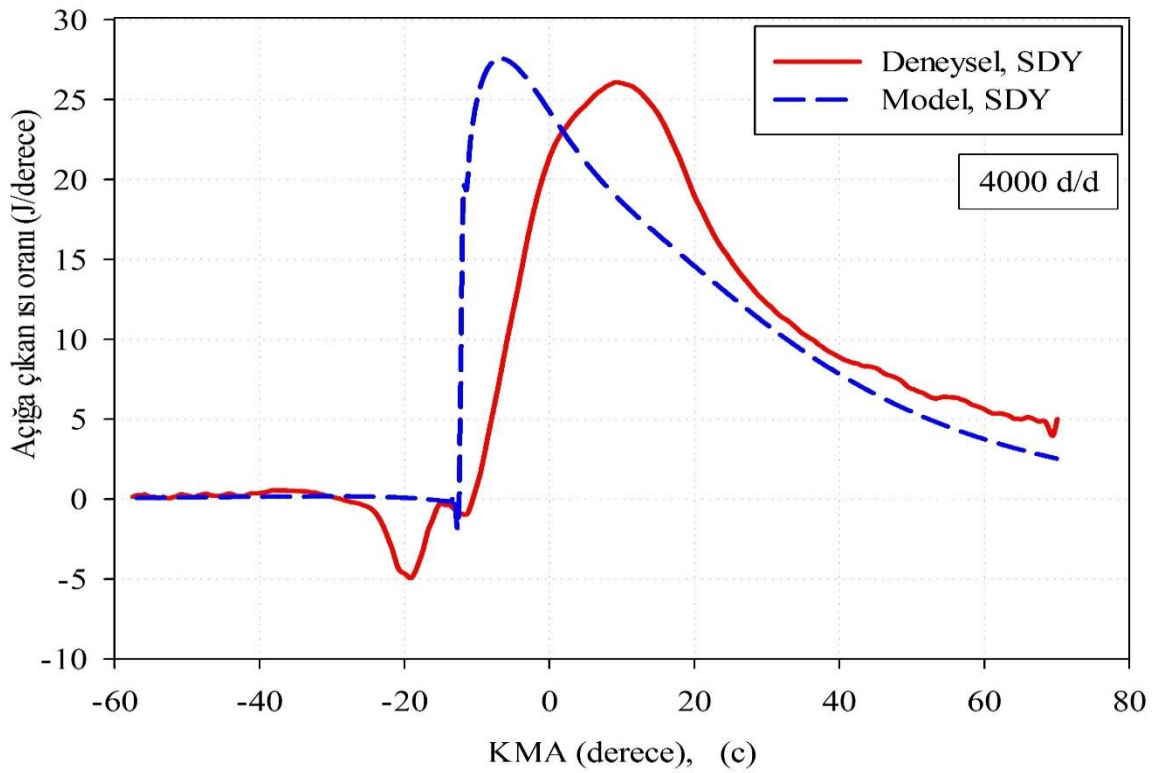
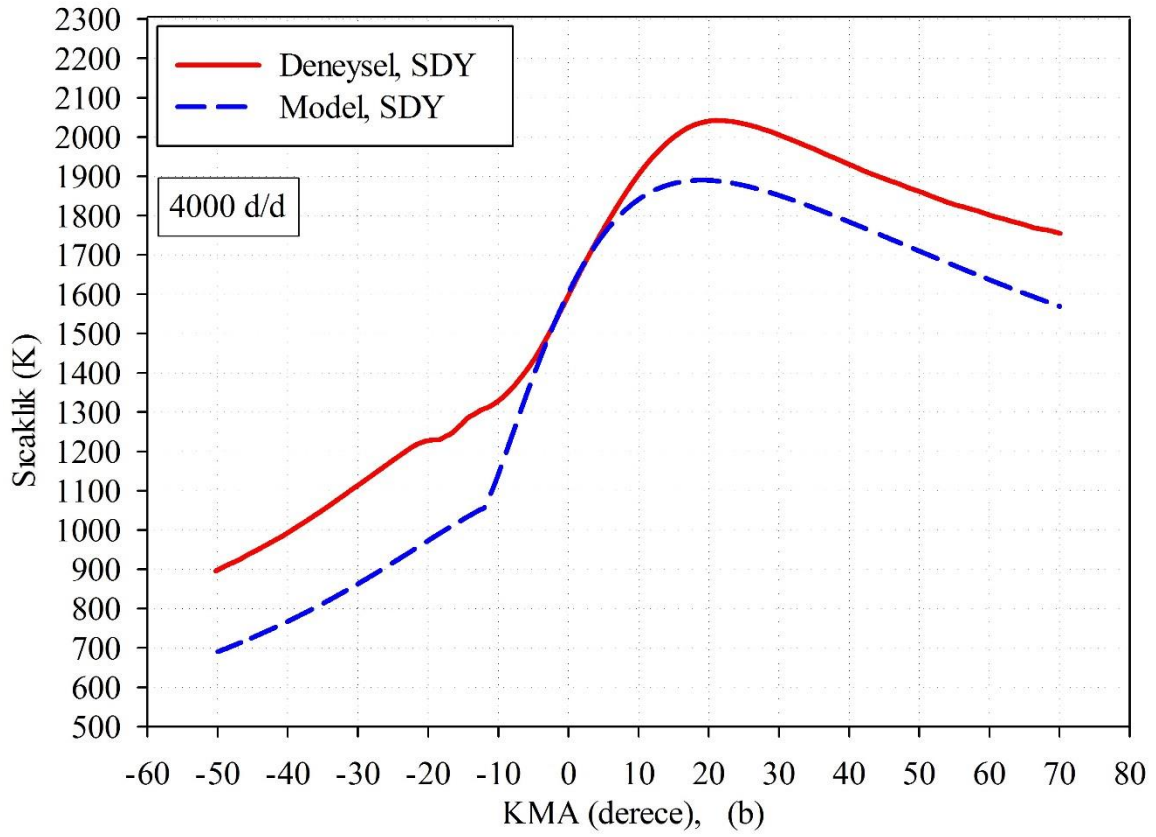
Şekil 3.22 (b)'de, 4000 d/d'de deneysel maksimum sıcaklık değerleri ile sunulan modelden elde edilen maksimum sıcaklık değerleri birbirine yakın çıktığı görülebilir. Ancak; şekil 3.22 (b)'de sunulan sayısal ve deneysel silindir sıcaklıkları eğrilerinde sıkıştırma ve genişleme işlemleri boyunca farklılıklar gözükmemektedir. Bu farklılıkların; sunulan modelde, Woschni'nin (1967) geliştirdiği ısı transferi yaklaşımının kullanılmasından ve modelde pilot püskürtme ve ard püskürtme işlemlerinin hesaba katılamamasından kaynaklandığı söylenebilir. Ayrıca; modelde püskürtülen konik yakıt demetinin ilerlemesi, havanın demetin içerisine çekilmesi, atomizasyon, damlacıkların buharlaşması gibi olaylar göz ardı edilmiştir. 4000 d/d için sunulan modelde yanma işleminin ayrıntılı biçimde hesaplanmaması, sıcaklık ve açığa çıkan ısı oranı değerlerinin deneylerden daha farklı çıkmasına yol açmış olabilir. Buna karşılık 4000 d/d devri için, sunulan model tüm dizel motor çevrimini kabul edilebilir doğrulukta hesaplayabilmekte ve motor performans parametrelerini deneysel değerlere oldukça yakın şekilde hesaplayabilmektedir.

Şekil 3.22 (c)'de 4000 d/d'de deneysel maksimum açığa çıkan ısı oranı değerleri ile sayısal değerleri birbirine yakın çıktığı görülebilir. 4000 d/d'de, deneysel ve sayısal açığa çıkan ısı oranı eğrilerinin karakterleri benzerlik göstermektedir. Ancak; sunulan modelde sadece ana püskürtmenin göz önüne alınmasından dolayı, basınç ve sıcaklık değişimlerinde olduğu gibi, açığa çıkan ısı oranı değişiminde de bazı farklılıklar olmuştur. Ayrıca; dizel motor çevriminin hesabında seçilen bazı parametrelerin ilgili motoru tam olarak yansıtamamasına ve ayrıntılı bir yanma hesabı yapılamamasına karşın; silindir basıncı, sıcaklığı ve açığa çıkan ısı oranı eğrilerinin değişimlerinde, sunulan model sonuçlarıyla deneysel veriler arasındaki farklılığın kabul edilebilir düzeyde olduğu gözlenmiştir.

Tablo 3.7. 4000 d/d'da sunulan modelde motor performans parametrelerinin, Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılması

4000 d/d, SDY	<i>Deneysel</i>	<i>Model</i>	% Fark
M_d (Nm)	117.980	119.280	-1.10
N_e (kW)	49.394	49.964	-1.15
b_e (kg/kWh)	0.264	0.269	-1.77
η_e (%)	32.0	31.4	2.00
P_{max} (bar) olduğu KMA	157.994 (5.99 KMA)	158.032 (5 KMA)	0.02
Açığa çıkan ısı oranı (J/der.)	26.079 (9.21 KMA)	27.572 (-6.55 KMA)	-5.72





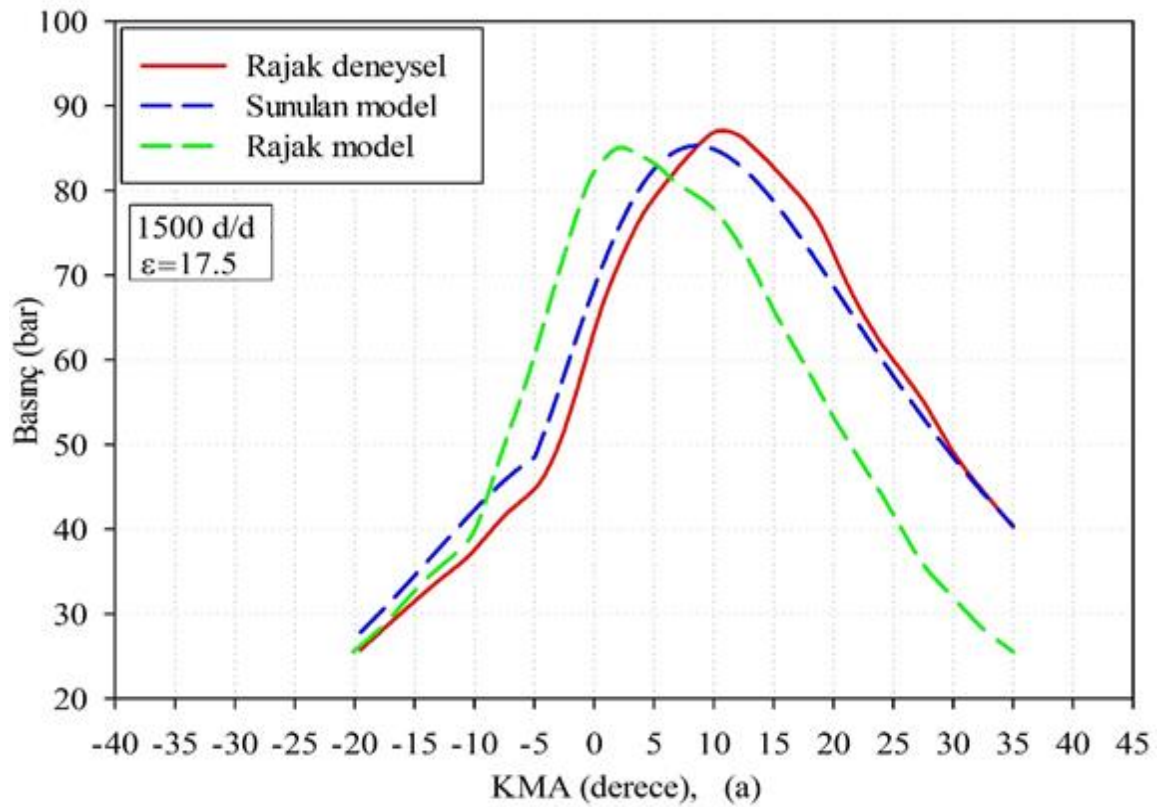
Şekil 3.22. 4000 d/d’da sunulan modelden elde edilen **a)** silindir basıncının, **b)** silindir sıcaklığının ve **c)** açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Şahin vd. (2018) ile Tuti’nin (2012) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması

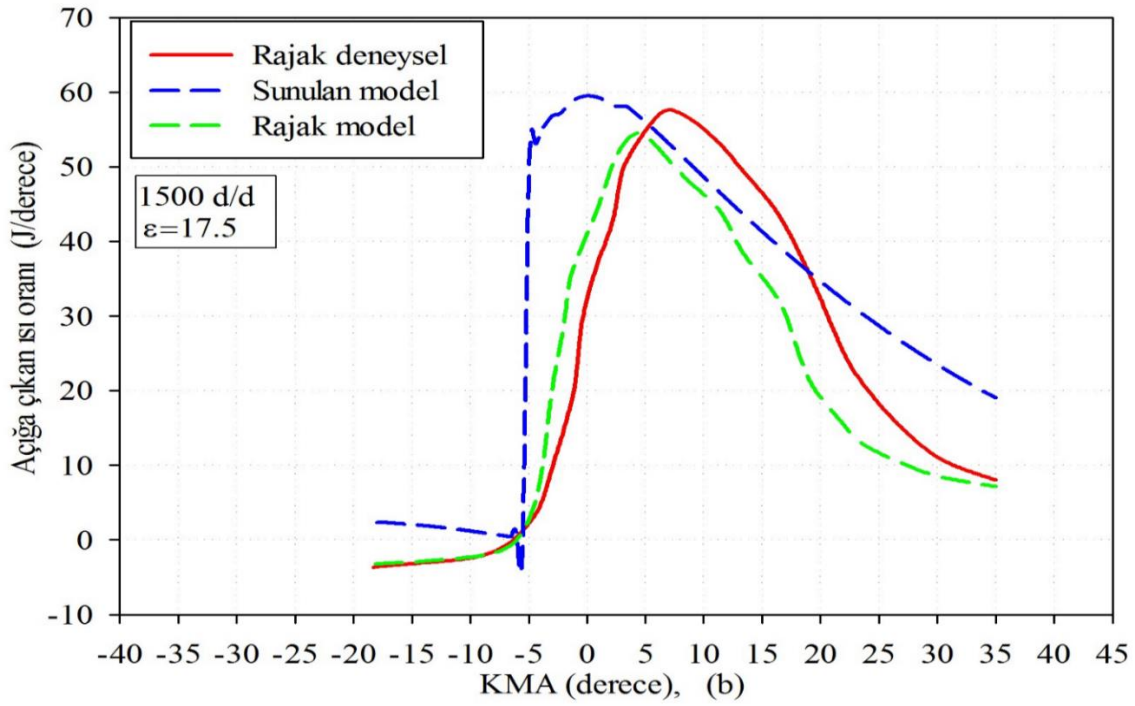
Rajak vd. (2018) çalışmalarında; tek silindirli, doğal emişli, su soğutmalı, direkt püskürtmeli değişken (17.5 ve 18.5) aralığında sıkıştırma oranlarına sahip bir dizel motoru kullanmışlardır. Rajak vd. (2018) sayısal çalışmalarında termodinamik esaslı çok bölgeli yanma modeli olarak hazırlanmış olan bir profesyonel hazır paket bilgisayar programını (Diesel–RK modeli) kullanmışlardır. Sunulan çalışmada, Rajak vd. (2018) sayısal çalışmalarının sonuçlarını deneysel sonuçlarla karşılaştırarak, sayısal çalışmaların sonuçlarının doğruluğunu kontrol etmişlerdir. Bu bölümde ise, seçilen iki farklı sıkıştırma oranı için; Rajak vd. (2018) tarafından verilen motor özellikleri kullanılarak sunulan modelden elde edilen sonuçlar, Rajak vd. (2018)’nin deneysel ve termodinamik analiz model sonuçlarıyla karşılaştırılarak grafikler ve tablolar halinde sunulmuştur ve irdemeleri yapılmıştır.

Şekil 3.23 (a)’da 1500 d/d devir sayısında, tam yükte ve 17.5 sıkıştırma oranında; Rajak vd. (2018)’in deneysel ve termodinamik model sonuçları ile sunulan modelden elde edilen silindir basınçlarının değişimi karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Rajak vd. (2018) tarafından verilen motor özellikleri kullanılarak sunulan modelden elde edilen silindir basınç eğrisi ile Rajak vd. (2018)’in deneysel silindir basınç eğrilerinin değişimleri benzer karakterde çıkmıştır. Şekil 3.23 (a)’da görüldüğü gibi 17.5 sıkıştırma oranı için, Rajak vd. (2018)’in maksimum silindir basıncı 9.97 KMA’da 86.76 bar şeklinde verilmiştir. Bununla birlikte aynı koşullarda kendi modellerinden hesaplanan maksimum silindir basıncı ise 2.42 KMA’da 85.10 bar çıkmıştır. Sunulan çalışma geliştirilen modelden ise; maksimum silindir basıncı 8.5 KMA’da 85.30 bar olarak hesaplanmıştır. Rajak vd. (2018) maksimum silindir basıncının sayısal değeri ile deneysel değer arasında % 1.91 fark çıkmasına karşın, sunulan modelden hesaplanan değer ile Rajak vd. (2018)’nin deneysel sonucu arasında % 1.68 oranında fark elde edilmiştir. Buradan sunulan modelin sonuçlarının Rajak vd. (2018)’in deneysel verilerine, kendileri tarafından geliştirdikleri modelden daha yakın sonuç verdiği görülmektedir. Yine de Şekil 3.23 (a)’dan da görülebileceği gibi Rajak vd. (2018) deneysel sonuçları ile sunulan model arasındaki farklılıkların; sunulan modelde püskürtülen dizel yakıtının yanma odasının içerisinde konik bir yakıt demeti şeklinde ilerlemesinin göz önüne alınmasından ve ayrıntılı bir yanma hesabının yapılamamasından kaynaklandığı söylenebilir.

Şekil 3.23 (b)’de 1500 d/d devir sayısında, tam yükte 17.5 sıkıştırma oranında Rajak vd. (2018)’in deneysel ve sayısal açığa çıkan ısı oranları değerleri ile sunulan modelden elde edilen sayısal değerlerin karşılaştırılmaları sunulmuştur. İlgili şekilden görülebileceği

gibi açığa çıkan ısı oranı değişimleri birbirine benzer karakterdedir. Şekil 3.23 (b)'de görüldüğü gibi Rajak vd. (2018)'in deneysel maksimum açığa çıkan ısı oranı 7.09 KMA'da 57.65 J/derece olarak ölçülmüştür. Rajak vd. (2018) geliştirdikleri termodinamik modelde aynı koşullar altında maksimum açığa çıkan ısı oranı 4.35 KMA'da 54.55 J/derece şeklinde hesaplamışlardır. Sunulan tezde ise, geliştirilen model aynı şartlarda uygulanarak maksimum açığa çıkan ısı oranı 0 KMA'da 59.50 J/derece olarak belirlenmiştir. Burada sunulan modelin sonuçlarının, Rajak vd. (2018)'in deneysel verilerine kendilerinin geliştirdiği modelden çok daha yakın sonuç verdiği görülmektedir. Örneğin Rajak vd. (2018) maksimum açığa çıkan ısı oranının sayısal değeri ile deneysel değer arasında % 5.37 fark çıkmasına karşın sunulan modelden hesaplanan değer ile Rajak vd. (2018)'nin deneysel verisi arasındaki fark % 3.2 oranında olmaktadır.





Şekil 3.23. 1500 d/d'da $\varepsilon=17.5$ 'te; sunulan modelden elde edilen **a)** silindir basıncı ve **b)** açığa çıkan ısı oranı değişimlerinin Rajak vd. (2018)'nin deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılması

Şekil 3.24 (a)'da; 1500 d/d devir sayısı, tam yük ve 18.5 sıkıştırma oranı için sunulan modelden hesaplanan basınç değerlerinin Rajak vd. (2018)'nin deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılmaları verilmiştir. Bu şekilden Rajak vd. (2018)'in basınç eğrilerinin değişimi ile sunulan modelden elde edilen basınç eğrisinin değişimlerinin birbirine benzer karakterde olduğu görülebilir. Yaptıkları deneylerde, en yüksek silindir basıncını 11.37 KMA'da 87.15 bar olarak ölçülmüştür. Buna karşın aynı koşullar altında kendilerinin modelinden hesaplanan maksimum silindir basıncı 2.42 KMA'da 90.13 bar'dır. Sunulan tezde geliştirilen modelden ise en yüksek silindir basıncı 8 KMA'da 86.80 bar olarak hesaplanmıştır. Rajak vd. (2018)'nin geliştirdiği modelin maksimum basınç değeri ile deneysel değer arasında % 3.42 fark çıkmasına karşın sunulan modelin maksimum basınç değeri ile deneysel değer arasında ise % 0.402 fark hesaplanmıştır. Buradan da sunulan modelin sonuçlarının Rajak vd. (2018)'in deneysel verilerine, kendileri tarafından geliştirdikleri modelden daha yakın sonuç verdiği anlaşılmaktadır.

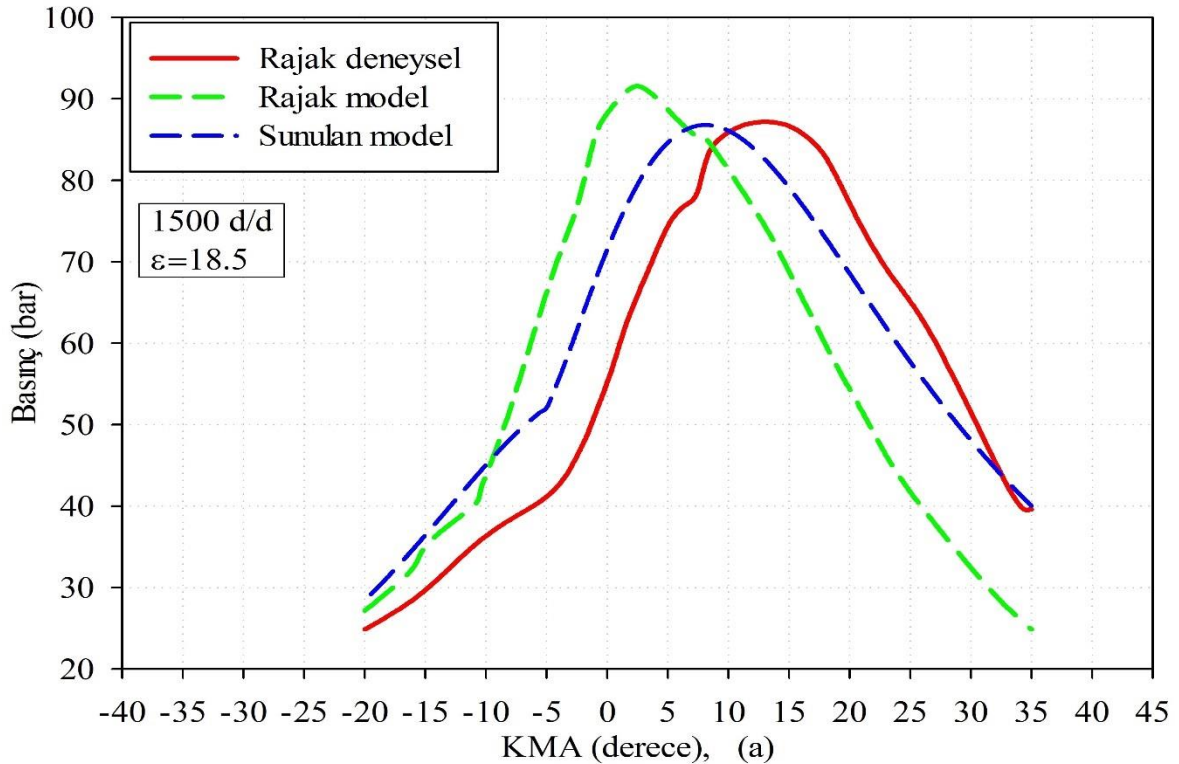
Şekil 3.24 (b)'de 1500 d/d devir sayısı, tam yük ve 18.5 sıkıştırma oranı için sunulan modelden hesaplanan açığa çıkan ısı oranı değerlerinin Rajak vd. (2018)'nin deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılmaları verilmiştir. Bu şekilden açığa çıkan ısı oranı

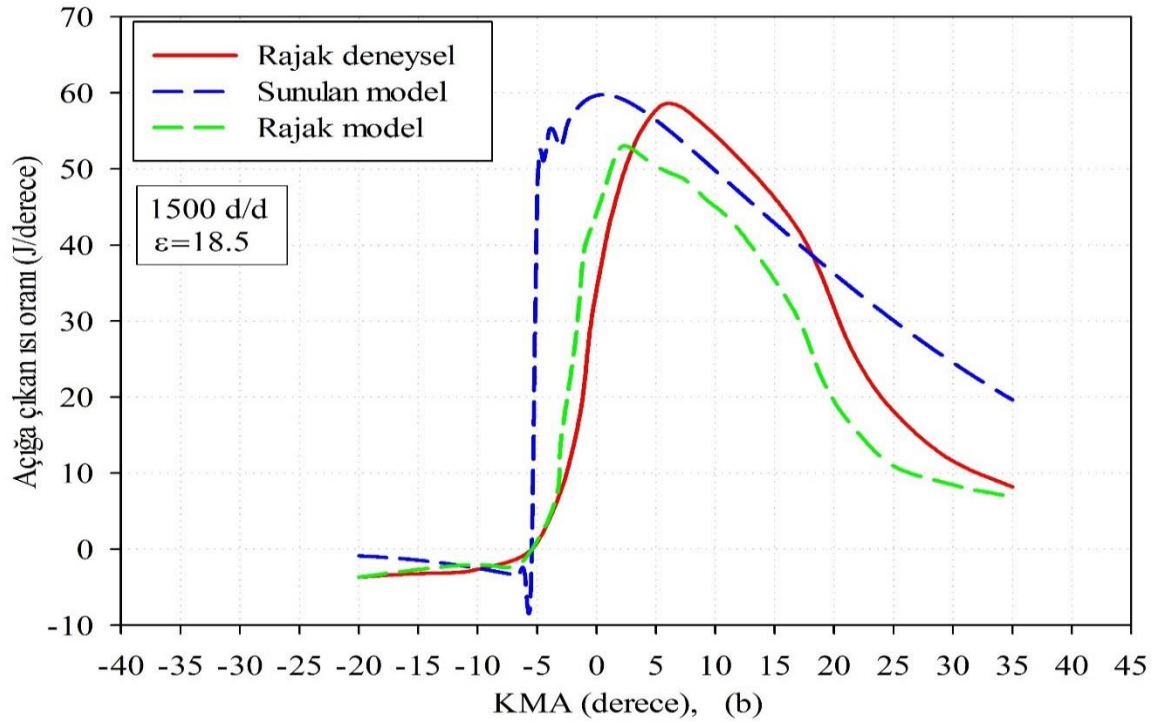
eğrilerinin değişimlerinin birbirine benzer karakterde olduğu görülebilir. Ayrıca, Rajak vd. (2018)'in açığa çıkan ısı oranının 5.43 KMA'da 58.34 J/derece olarak belirlemişlerdir. Rajak vd. (2018)'in geliştirdikleri termodinamik modelde aynı koşullarda maksimum açığa çıkan ısı oranını 2.29 KMA'da 53.06 J/derece şeklinde hesaplamalarına karşın sunulan tezde ise, geliştirilen model aynı şartlarda koşturularak maksimum açığa çıkan ısı oranı 0.5 KMA'da 59.77 J/derece olarak belirlenmiştir. Böylece sunulan modelin sonuçlarının Rajak vd. (2018)'nin deneysel verilerine, kendilerinin geliştirdiği modelden çok daha yakın sonuç verdiği eğrilerden görülebilir. Örneğin; Rajak vd. (2018)'nin maksimum açığa çıkan ısı oranının sayısal değeri ile deneysel değeri arasında % 8.12 fark olmasına karşın sunulan modelden hesaplanan değer ile Rajak vd. (2018)'nin deneysel verisi arasında % 2.44 oranında fark çıkmıştır.

Tablo 3.8'de 1500 d/d devir sayısında, tam yükte, 17.5 ve 18.5 sıkıştırma oranlarında sunulan modelden hesaplanan motor performans parametrelerinin, Rajak vd. (2018)'nin deneysel ve model sonuçlarına göre karşılaştırılmaları verilmiştir. Tablo 3.8'den anlaşılabileceği gibi; sunulan modelden hesaplanan motor performans parametreleri Rajak vd. (2018)'nin deneysel değerlerine, kendilerinin model sonuçlarından daha yakın çıkmıştır. Örneğin; sunulan modelde efektif verim değeri % 31.34 olarak hesaplanmıştır. Rajak vd. (2018)'in deneysel efektif verim değeri % 31.2 ve sayısal modelinde ise efektif verim % 31.75 şeklinde hesaplanmıştır. Bu durumda Rajak vd. (2018)'in efektif veriminin sayısal değeri ile deneysel değeri arasında % 1.76 fark olmasına karşın, sunulan modelden hesaplanan değer ile Rajak vd. (2018)'nin deneysel verisi arasında % 0.45 oranında fark çıkmıştır. Ancak; Rajak vd. (2018)'nin ($dP/d\theta_{max}$) maksimum basınç artış oranının sayısal değeri ile deneysel değeri arasında % 7.52 fark olmasına karşın, sunulan modelden hesaplanan değer ile Rajak vd. (2018)'nin deneysel verisi arasında % 16.17 oranında fark bulunmuştur. Bu durumun farklı nedenlerden oluşabileceği düşünülmekle birlikte; en önemli nedeninin sunulan modelde pilot ve ard püskürtmelerin göz ardı edilmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Yukarıdaki paragraflarda açıklandığı gibi sunulan modelde yakıtın tamamının ana püskürtme şeklinde silindire sokulduğu düşünülmüştür. Bunun yanında, söz konusu farkın; sunulan modelde püskürtülen dizel yakıtının yanma odası içerisinde konik bir yakıt demeti şeklinde ilerlemesinin göz önüne alınmamasından ve ayrıntılı yanma hesabının yapılamamasından kaynaklanmış olabileceği de düşünülmektedir. Bunlara ek olarak, sunulan modelde yanan kütle miktarının gamma fonksiyonu kullanılarak modellenmesi hatanın başka bir nedeni olabilir (Ferguson, 1986).

Tablo 3.8. 1500 d/d'de, tam yük durumunda ve farklı sıkıştırma oranları için sunulan modelden elde edilen motor performans parametrelerinin, Rajak vd. (2018)'nin deneysel ve model sonuçlarıyla karşılaştırılması

$\varepsilon=17.5$	<i>Rajak deneysel</i> (RD)	<i>Rajak model</i> (RM)	<i>Sunulan</i> <i>model (SM)</i>	<i>RD ve RM</i> (% Fark)	<i>RD ve SM</i> (% Fark)
Açığa çıkan ısı oranı (J/der.)	57.65	54.55	59.50	5.377	-3.209
η_e (%)	31.2	31.75	31.34	-1.763	-0.449
$P_{\max}$ (bar)	86.76 (9.97 KMA)	85.10 (2.42 KMA)	85.30 (8.5 KMA)	1.913	1.682
$dP/d\theta_{\max}$	5.32	4.92	4.46	7.519	16.165
$\varepsilon=18.5$	<i>Rajak deneysel</i> (RD)	<i>Rajak model</i> (RM)	<i>Sunulan</i> <i>model (SM)</i>	<i>RD ve RM</i> (% Fark)	<i>RD ve SM</i> (% Fark)
Açığa çıkan ısı oranı (J/der.)	58.34 (5.43 KMA)	53.06 (2.29 KMA)	59.77 (0.5 KMA)	9.050	-2.451
η_e (%)	32.5	32.59	31.63	-0.277	2.677
$P_{\max}$ (bar)	87.15 (11.37 KMA)	90.13 (2.42 KMA)	86.8 (8 KMA)	-3.419	0.402
$dP/d\theta_{\max}$	5.45	5.3	4.63	2.752	15.045





Şekil 3.24. 1500 d/d'da $\varepsilon=18.5$ 'te; sunulan modelden elde edilen **a)** silindir basıncı, **b)** açığa çıkan ısı oranı değişimlerinin Rajak vd. (2018)'nin deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılması

Puhan vd. (2009) sayısal çalışmalarında Diesel–RK modeli olarak bilinen hazır paket programı kullanılmışlardır. Bu çevrim modeli termodinamik esaslı çok bölgeli yanma modelini içermektedir. Puhan vd. (2009), 1500 d/d devir sayısında, tam yükte ve 17.5 sıkıştırma oranında dört zamanlı ve tek silindirli DP bir dizel motorunda deneysel çalışma yapmışlar ve uyarlayıp kullandıkları sayısal modelin sonuçlarını bu deneysel çalışmanın sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Aşağıdaki paragraflarda, Puhan vd. (2009) tarafından verilen bu motor özellikleri kullanılarak sunulan modelden elde edilen motor performans parametreleri ve açığa çıkan ısı oranı sonuçları, Puhan vd. (2009) deneysel ve model sonuçlarıyla karşılaştırılarak eğriler ve tablo şeklinde sunulmuş, karşılaştırma ve irdemeleri yapılmıştır.

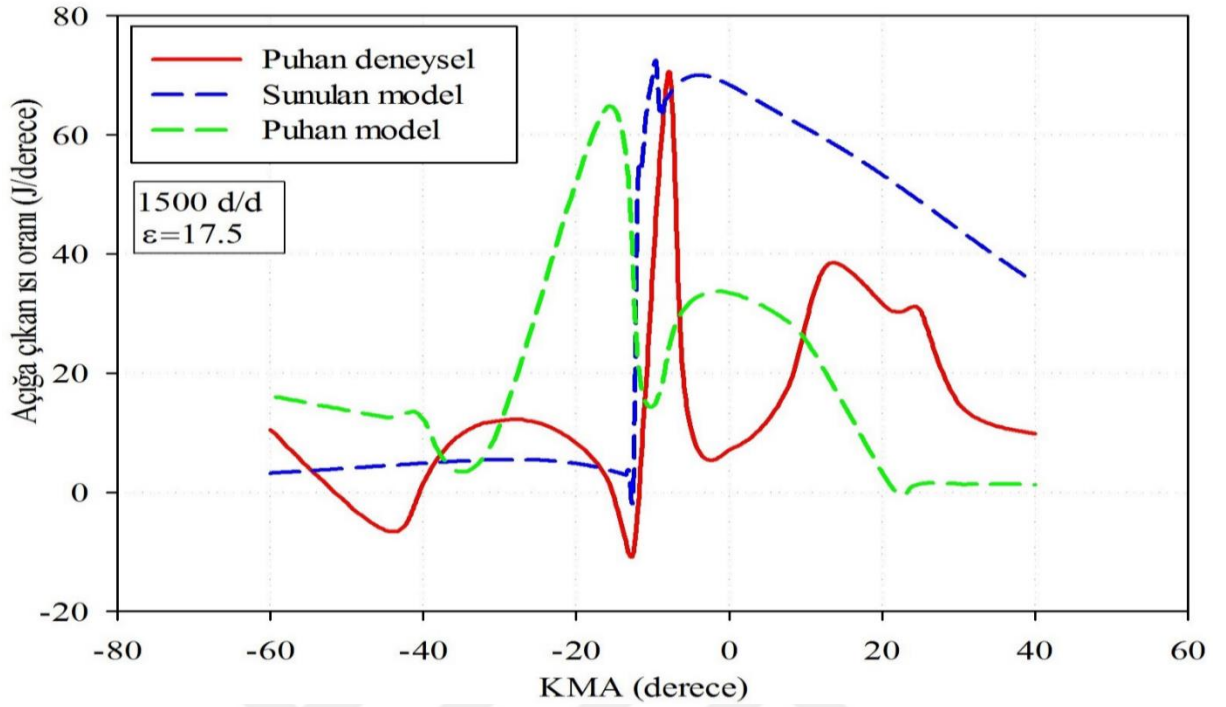
Şekil 3.25'te; 1500 d/d devir sayısı, tam yük ve 17.5 sıkıştırma oranı için sunulan modelden hesaplanan açığa çıkan ısı oranı değerlerinin Puhan vd. (2009)'nin deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılmaları verilmiştir. Bu eğrilerden görülebileceği gibi; her üç durum için açığa çıkan ısı oranı değişimlerinin birbirine benzer karakterde olmasına karşın, sunulan modelin sonuçlarının deneysel verilere çok daha yakın oldukları görülebilir. İlgili şeklin irdelenmesi sonucunda, Puhan vd. (2009)'nin deneysel maksimum açığa çıkan ısı

oranı 8 KMA'da 70.44 J/derece olarak ölçülmüştür. Puhan vd. (2009)'nin uyarlayıp kullandıkları modelde aynı koşullar altında maksimum açığa çıkan ısı oranı -15.94 KMA'da 64.84 J/derece şeklinde hesaplamışlardır. Sunulan tezde ise, geliştirilen modelden maksimum açığa çıkan ısı oranı -4 KMA'da 70.03 J/derece olarak belirlenmiştir. Bu sonuçlara göre; hem sunulan modelin hem de Puhan vd. (2009)'nin kullandıkları modelin, deneysel sonuçlar ile aralarındaki yüzde hatalar şöyle hesaplanmıştır; Puhan vd. (2009)'nin maksimum açığa çıkan ısı oranının sayısal değeri ile deneysel değeri arasında % 7.95 fark olmasına rağmen, sunulan modelin sonucu ile Puhan vd. (2009)'nin deneysel verisi arasında % 0.58 oranında fark ortaya çıkmıştır. Böylece; sunulan modelin sonuçlarının Puhan vd. (2009)'nin deneysel verilerine, kendilerinin uyarladıkları ve kullandıkları paket bilgisayar modelinden çok daha yakın sonuç verdiği anlaşılmaktadır. Bununla birlikte Şekil 3.25'ten görülebileceği gibi; Puhan vd. (2009)'nin deneysel sonuçları ile sunulan modelin sonuçları arasındaki küçük hatanın, sunulan modelde yakıtın silindire sokulmasının tamamının ana püskürtme şeklinde modellenmesinden ve modelde yakıt demeti ile ilgili herhangi bir ileri düzeyde modelleme yapılmamış olmasından kaynaklandığı söylenebilir.

Tablo 3.9'da 1500 d/d devir sayısında, tam yükte ve 17.5 sıkıştırma oranında sunulan modelden hesaplanan motor performans parametreleri ile Puhan vd. (2009) deneysel ve model sonuçları karşılaştırılmıştır. İlgili tablodan anlaşılabileceği gibi, sunulan modelden hesaplanan motor performans parametreleri Puhan vd. (2009) deneysel değerlerine kabul edilebilir ölçüde yakın çıkmıştır. Yukarıdaki bölümlerde de açıklandığı gibi; literatürde verilen deneysel değerlere ve doğruluğu kabul görmüş model sonuçlarına göre, sunulan modeli komple dizel motoru çevrimini ve motor çevriminden yararlanarak motor performans parametrelerini yeterli doğrulukta hesaplayabildiği anlaşılmaktadır.

Tablo 3.9. Sunulan modelden hesaplanan motor performans parametrelerinin, Puhan vd. (2009)'nin deneysel ve model sonuçlarıyla karşılaştırılması

$\varepsilon=17.5, 1500$ d/d, SDY	<i>Puhan deneysel</i> (PD)	<i>Puhan model</i> (PM)	<i>Sunulan</i> <i>model (SM)</i>	<i>PD ve PM</i> (% Fark)	<i>PD ve SM</i> (% Fark)
N_e (kW)	4.40	4.41	3.98	-0.27	9.55
b_e (kg/kWh)	0.36	0.33	0.34	8.33	5.55
η_e (%)	27.20	29.13	25.70	-7.10	5.51
P_{max} (bar)	74.00	82	66.67	-10.81	9.91



Şekil 3.25. 1500 d/d'da $\epsilon=17.5$ 'te; sunulan modelden elde edilen açığa çıkan ısı oranı değişiminin Puhan vd. (2009)'nin deneysel ve model sonuçlarıyla karşılaştırılması

Kökkülünk (2012); Ferguson (1986)'nın sıfır boyutlu termodinamik çevrim modelini temel alarak bir dizel motoru çevrim programı geliştirmiştir. Kökkülünk (2012) sayısal çalışmasının sonuçlarını deneysel sonuçlarla karşılaştırarak, güvenilirliğini kontrol etmiştir. Bu çalışmada 4 zamanlı, tek silindirli, doğal emişli, DP bir dizel motoru kullanılmıştır. Sunulan çalışmada da, 2200 d/d devir sayısında tam yükte; Kökkülünk (2012) tarafından verilen motorun özellikleri kullanılarak sunulan model uygulanmış, Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve model sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve karşılaştırma sonuçları eğriler ve tablolar şeklinde sunulmuştur ve irdemeleri yapılmıştır.

Şekil 3.26 (a)'da; 2200 d/d devir sayısı ve tam yük için sunulan modelden hesaplanan basınç değerlerinin Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılmaları verilmiştir. Söz konusu şekilden görülebileceği gibi her üç durum için de basınç değerlerinin değişimleri birbirine benzer karakterde çıkmıştır. Şekil 3.26 (a)'dan, Kökkülünk'ün (2012) belirlediği en yüksek deneysel silindir basıncı değeri 3.45 KMA'da 67.668 bar ve sayısal basınç değeri ise 5.67 KMA'da 66.667 bardır. Sunulan modelden ise en yüksek silindir basıncı 7 KMA'da 67.624 bar olarak hesaplanmıştır. Böylece, Kökkülünk'te (2012) model

ve deneysel maksimum silindir basınçları arasındaki fark % 1.48 iken, bu fark sunulan modelde % 0.065 olarak bulunmuştur.

Şekil 3.26 (b)'de ise; 2200 d/d devir sayısı ve tam yük için sunulan modelden hesaplanan silindir sıcaklık değerlerinin Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılmaları verilmiştir. Bu şekilden görülebileceği gibi, sıcaklık değerleri arasında belirgin farklar gözükmesiyle birlikte, sıcaklık değişimlerinin genel karakterlerinin birbirine benzer yapıda olduğu söylenebilir. Şekil 3.26 (b)'den, Kökkülünk'te (2012) deneysel maksimum sıcaklık değerini 33.21 KMA'da 2410 K şeklinde ölçülmüştür. Bununla birlikte aynı koşullarda, Kökkülünk'ün (2012) modelinden hesaplanan maksimum silindir sıcaklığı 36.6 KMA'da 2132 K şeklinde belirlenmiştir. Sunulan modelden ise, maksimum silindir sıcaklığı 26 KMA'da 1954 K olarak hesaplanmıştır. Böylece, Kökkülünk'ün (2012) geliştirdiği modelin maksimum sıcaklık değeri ile deneysel değeri arasında % 11.54 fark hesaplanmıştır. Bununla birlikte sunulan modelin maksimum sıcaklık değeri ile Kökkülünk'ün (2012) deneysel değeri arasında ise % 18.92 fark oluşmuştur. Kökkülünk (2012) deneysel basınç değerlerinin değişiminin sunulan modelle neredeyse aynı olmasına karşın, sıcaklık değerleri arasındaki önemli farklılıkların; sunulan modelde Woschni'nin (1967) geliştirdiği ısı transferi modelinin kullanılmasından, artık eksoz gazları katsayısı ve kütle kayıplarının sabit katsayılarla ile hesaplanması ve motor çevriminin hesaplanmasında seçilen diğer bazı parametrelerin motoru tam olarak yansıtamamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Ayrıca; sunulan çalışmada basınç verilerinden yararlanarak ve sıcaklık hesabı ideal gaz denklemi kullanılarak yapılmıştır ve silindir içerisindeki gazların kütlesi, hava fazlalık katsayısına bağlı olarak hesaplanmıştır. Bu yaklaşımların hesaplanan sıcaklık değeri ile deneysel değer arasındaki farkın yüksek olmasına yol açmış olabileceği söylenebilir.

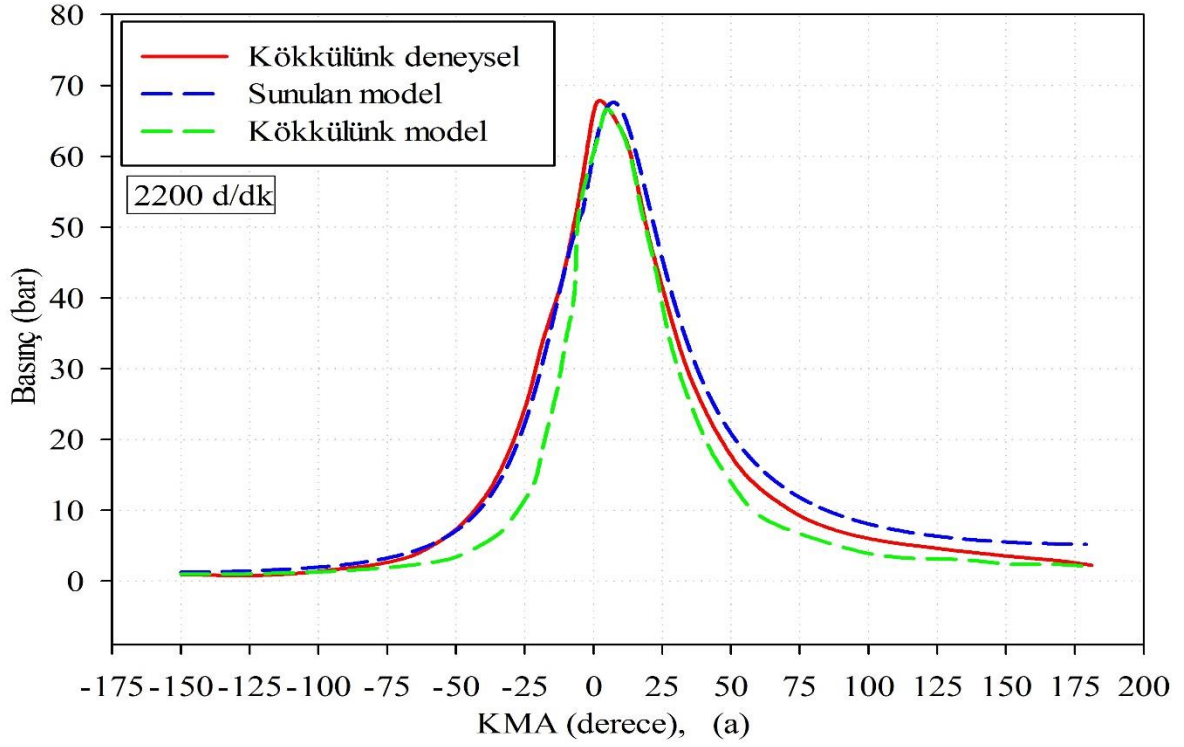
Şekil 3.26 (c)'de; 2200 d/d devir sayısı ve tam yük için sunulan modelden hesaplanan açığa çıkan ısı oranı değerlerinin Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılmaları sunulmuştur. Bu şekilden görülebileceği gibi açığa çıkan ısı oranı değişimleri birbirine benzer karakterdedir. Şekil 3.26 (c)'de görüldüğü gibi Kökkülünk'ün (2012) deneysel maksimum açığa çıkan ısı oranı 23.17 KMA'da 114 J/derece olarak ölçülmüştür. Kökkülünk'ün (2012) geliştirdiği modelde belirtilen koşullar altında, maksimum açığa çıkan ısı oranı 22.82 KMA'da 118.05 J/derece şeklinde belirlenmiştir. Sunulan modelde ise, aynı koşullarda maksimum açığa çıkan ısı oranı 1 KMA'da 110.33 J/derece olarak hesaplanmıştır. Buradan da; sunulan modelde hesaplanan açığa çıkan ısı

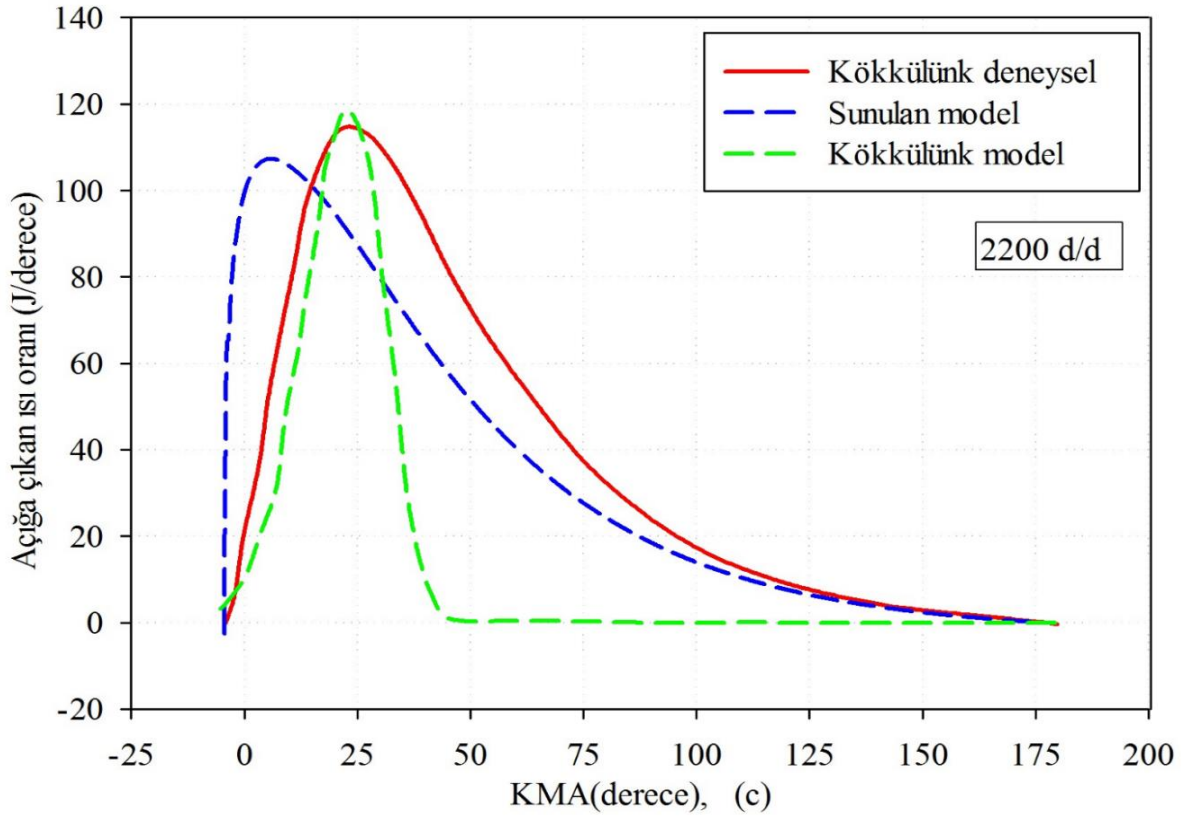
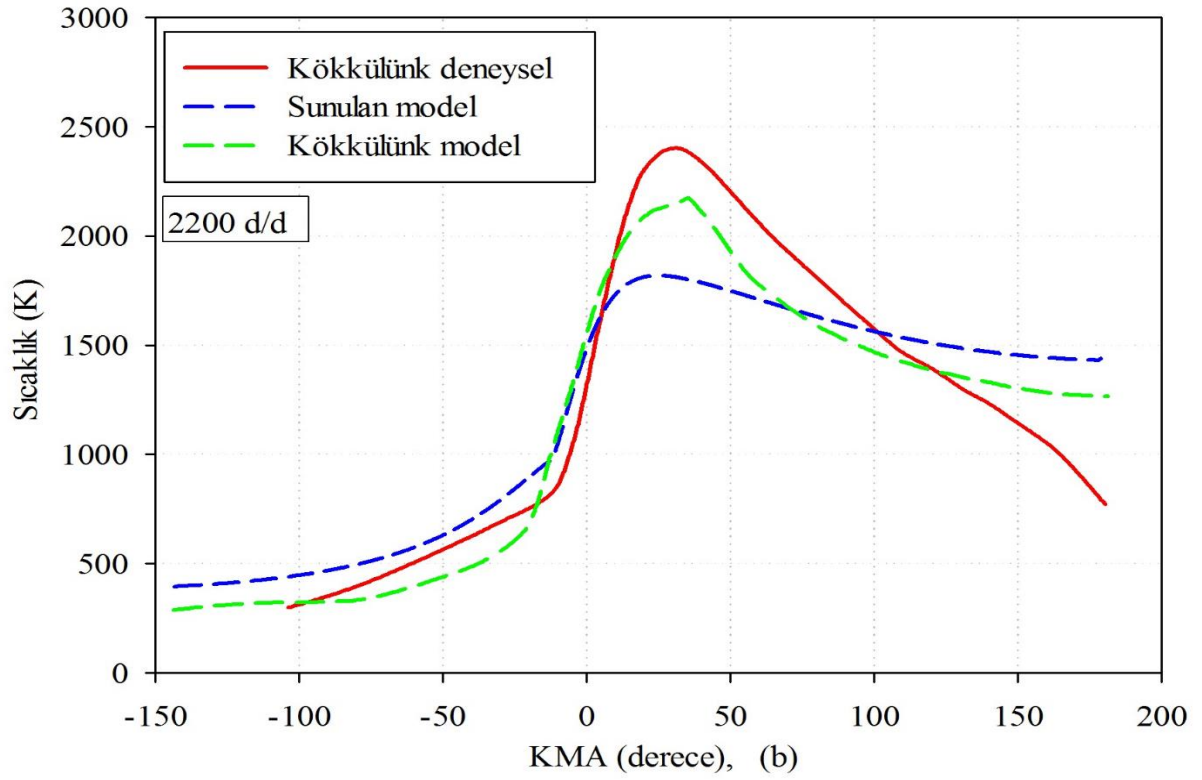
oranı değerlerinin; Kökkülünk'ün (2012) deneysel verilerine, kendisinin geliştirdiği modelden daha yakın oldukları görülebilir. Örneğin; Kökkülünk'ün (2012) maksimum açığa çıkan ısı oranının sayısal değeri ile deneysel değeri arasında % 3.55 fark olmasına karşın, sunulan modelden hesaplanan değer ile Kökkülünk'ün (2012) deneysel verisi arasında % 3.22 oranında fark çıkmıştır. Bununla birlikte; ilgili şekilde maksimum açığa çıkan ısı oranlarının olduğu krank mili açıları incelendiğinde, sunulan modelde yanmanın daha erken başlayıp erken bittiği görülmektedir. Bu durum farklı nedenlerden kaynaklanmış olabilir, ancak en önemli nedeni yanan kütle miktarının hesaplanmasında kullanılan bağıntıların farklılığı olabilir. Kökkülünk (2012) yanan kütle miktarını çift Wiebe (1956) fonksiyonundan yararlanarak hesaplamıştır. Buna karşılık; sunulan modelde ise yanan kütle miktarı gama fonksiyonu kullanılarak hesaplanmıştır (Ferguson, 1986).

Tablo 3.10'da 2200 d/d devir sayısında, tam yük durumu için sunulan modelden hesaplanan motor performans parametrelerinin, Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılmaları verilmiştir. Tablo 3.10'dan anlaşılabileceği gibi; sunulan modelden hesaplanan motor performans parametreleri Kökkülünk'ün (2012) deneysel değerlerine, kabul edilebilir ölçüde yakın çıkmıştır. Örneğin; sunulan modelden efektif güç değeri 12.087 kW olarak hesaplanmıştır. Kökkülünk'ün (2012) deneysel efektif güç değeri 13.04 kW olarak ölçülmüş, sayısal efektif güç 12.815 kW şeklinde hesaplanmıştır. Sunulan modelde ise efektif güç 12.087 kW olarak bulunmuştur. Burada efektif güçler arasındaki farklılıkların oluşmasında en önemli etkenin, $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncından kaynaklandığı düşünülmektedir. Örneğin sunulan modelde $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncı Durgun (2007) tarafından verilen ampirik bağıntıyla hesaplanmıştır. İlgili bağıntının Kökkülünk'ün (2012) deneysel çalışmasında kullandığı motorun mekanik kayıplarını tam olarak yansıtamadığı düşünülmektedir. Ayrıca; efektif güçler arasındaki farkın oluşmasında, motor çevriminin hesaplanmasında seçilen bazı parametrelerin Kökkülünk'ün (2012) motorunu tam olarak yansıtamamasının da etkili olduğu söylenebilir.

Tablo 3.10. 2200 d/d'da; sunulan modelden hesaplanan motor performans parametrelerinin, Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve model sonuçlarıyla karşılaştırılması

2200 d/d, SDY	Kökkülünk deneysel (KD)	Kökkülünk model (KM)	Sunulan model (SM)	KD ve KM (% Fark)	KD ve SM (% Fark)
b_e (g/kWh)	298.18	302.57	280.89	-1.475	5.801
N_e (kW)	13.04	12.815	12.087	1.725	7.308
η_e (%)	28.5	28.1	30.037	1.401	5.392



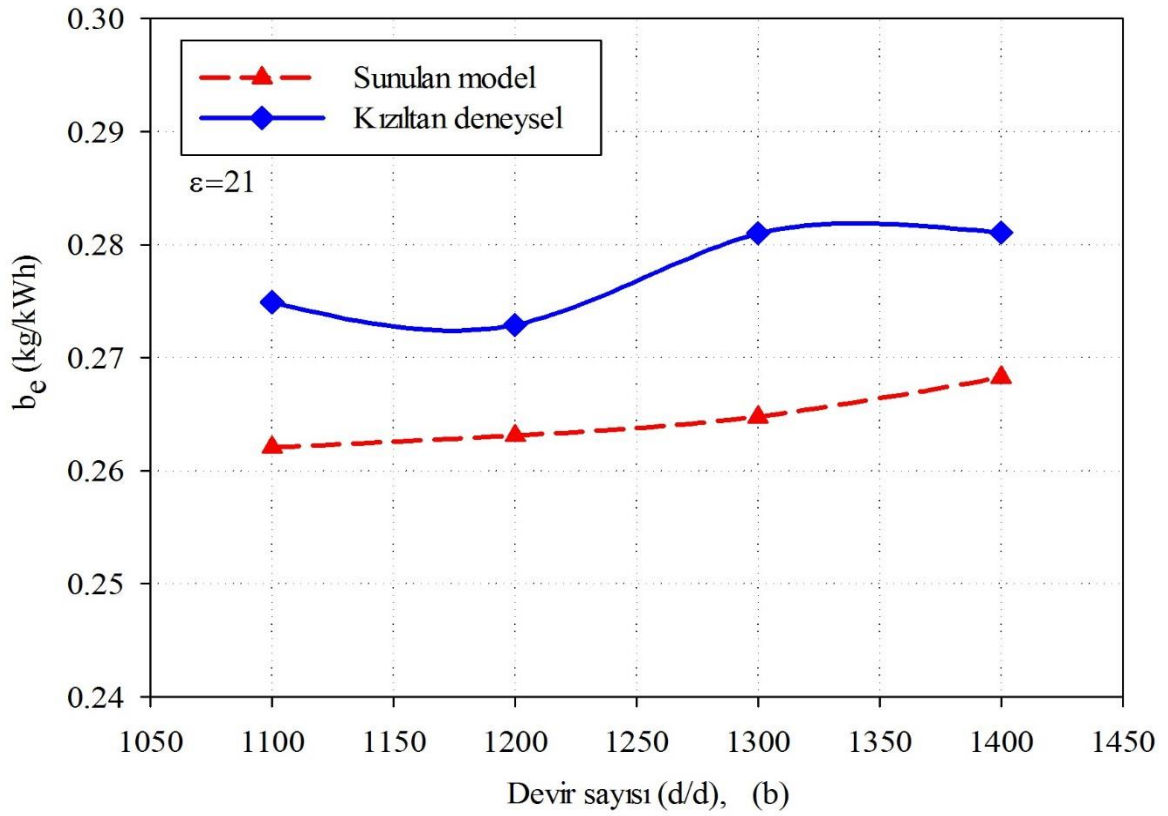
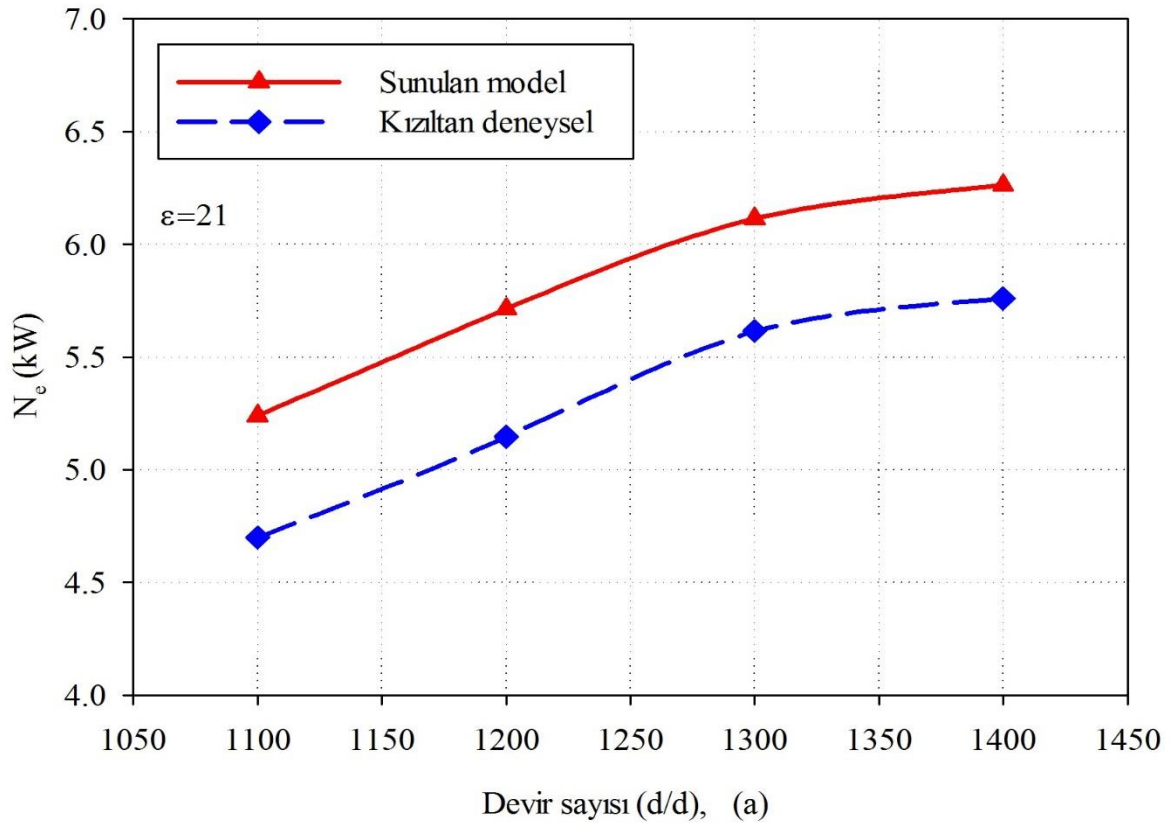


Şekil 3.26. 2200 d/d’da; sunulan modelden elde edilen **a)** silindir basıncı, **b)** silindir sıcaklığı ve **c)** açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Kökkülünk’ün (2012) deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılması

Şekil 3.27 (a) ve Şekil 3.27 (b)'de (1100-1200-1300-1400) d/d farklı devir sayılarında, 21 sıkıştırma oranında; sunulan modelden elde edilen efektif güç ve ÖYT değerleri ile Kızıltan'ın (1988) deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. Kızıltan (1988) deneysel çalışmasında KTÜ Makine Mühendisliği Bölümü Motorlar Laboratuvarında mevcut olan Tecquipment firması tarafından üretilen tek silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı, değişken sıkıştırma oranlı deney motorunu kullanılmıştır. Şekil 3.27 (a) ve Şekil 3.27 (b)'de anlaşılacağı gibi sunulan modelden hesaplanan efektif güç ve ÖYT değerlerinin değişimleri Kızıltan'ın (1988) deneysel verileri ile benzer karakterdedir. Eğriler arasındaki farkın oluşmasında en önemli etkenin, Durgun (2007) tarafından verilen bağıntıyla hesaplanan $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncından kaynaklandığı düşünülmektedir. İlgili bağıntının Kızıltan'ın (1988) deneysel çalışmasında kullandığı motorun mekanik kayıplarını tam olarak yansıtamadığı söylenebilir. Tablo 3.11'de de, 1300 d/d'da Kızıltan'ın (1988) deneysel sonuçlarıyla, sunulan modelin motor performans parametrelerinin karşılaştırılması sunulmuştur. Bu tablodan 1300 d/d'da, sunulan modelde hesaplanan efektif gücün 5.999 kW ve Kızıltan'ın (1988) deneysel olarak elde ettiği efektif gücün ise 5.615 kW olduğu görülebilir. Sunulan modelden hesaplanan değer ile Kızıltan'ın (1988) deneysel verisi arasında % 6.83 oranında fark çıkmıştır. Tablo 3.11'den görülebileceği gibi, diğer motor performans parametreleri arasındaki farklar da benzer düzeydedir. Bu farklılıkların, yukarıda da belirtildiği motor efektif parametrelerinin hesabında kullanılan $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncından kaynaklandığı söylenebilir. Ayrıca sunulan modelde Woschni'nin (1967) geliştirdiği ısı transferi modelinin kullanılması ve motor çevriminin hesaplanmasında seçilen bazı parametrelerin ilgili deney motorunu tam olarak yansıtamamasının da söz konusu farklılıkların oluşumuna yol açtığı söylenebilir.

Tablo 3.11. 1300 d/d'da sunulan modelden hesaplanan motor performans parametrelerinin Kızıltan'ın (1988) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılması

1300 d/d, SDY	Kızıltan deneysel	Sunulan model	% Fark
M_d (Nm)	41.250	44.070	-6.84
N_e (kW)	5.615	5.999	-6.83
b_e (kg/kWh)	0.281	0.265	5.69
η_e (%)	30.5	32.21	-5.61
P_{me} (bar)	7.040	7.518	-6.78



Şekil 3.27. Sunulan modelden SDY için hesaplanan **a)** Efektif güç değerleri ve **b)** ÖYT değerlerinin Kızıltan'ın (1988) deneysel verileri ile karşılaştırılmaları

3.3.2. Emme Kanalından Emilmekte Olan Havanın İçerisine Su Püskürtülmesi (EHSE) Durumunda Sayısal Modelin Güvenilirliğinin Kontrolü

Yukarıdaki paragraflarda ilk olarak, SDY için geliştirilen modelin doğruluğunun kontrolü yapılmıştır. Önceki bölümlerde vurgulandığı gibi sunulan çalışmanın asıl amaçlarından birisi SDY için geliştirilen modelin emme havasına su eklenmesi durumu için uyarlanması ve geliştirilmesidir. Bu kapsamda SDY için geliştirilen model daha sonra EHSE durumu için uyarlanmıştır. Bununla ilgili ayrıntılı bilgiler ilgili bölümlerde verilmiştir. Bu nedenle EHSE durumu için geliştirilen modelin sonuçlarının da doğruluğunun kontrol edilmesi gerekmektedir. Söz konusu güvenilirliğin kontrolü için Tuti'nin (2012) deneysel çalışmasından ve Kökkülünk'ün (2012) hem deneysel hem de sayısal çalışmalarından yararlanılmıştır. Her iki güvenilirlik değerlendirmesinde elde edilen sonuçlar tablolar ve grafikler halinde aşağıdaki paragraflarda sunulmuş ve irdelenmiştir.

Burada EHSE durumu için sunulan modelin güvenilirliği, Tuti'nin (2012) yüksek lisans tezindeki basınç verileri ve bu verilerin değerlendirilmesiyle elde edilen sıcaklık ve ısı analizi sonuçları ile ve ardından daha sonraki deneysel çalışmanın sonuçlarıyla karşılaştırmalar yapılarak kontrol edilmiştir (Tuti, 2012; Şahin vd., 2018). Bu bölümde; motorun 2000 d/d ve 4000 d/d devir sayılarında, tam yükte % 6 ve % 10 hacimsel su oranlarındaki deneysel verilere göre, sunulan modelin sonuçları karşılaştırılmış ve irdelenmiştir. Bu kapsamda verilen eğrilerde, SDY ve % 6 ile % 10 hacimsel su oranlarında elde edilen deneysel ve sayısal silindir basıncı, silindir sıcaklığı ve açığa çıkan ısı oranı değişimleri birlikte sunulmuştur. Burada; EHSE'nin SDY'ye göre silindir basıncı, silindir sıcaklığı ve açığa çıkan ısı oranına etkileri de karşılaştırmaları olarak görülebilmektedir. Ayrıca; 2000 d/d ve 4000 d/d devir sayıları ve % 6 ile % 10 hacimsel su oranları için, belirlenen sayısal ve deneysel efektif motor performans parametreleri karşılaştırılmış ve ilgili karşılaştırma sonuçları tablolar halinde sunulmuştur.

Şekil 3.28 (a)'da, 2000 d/d devir sayısı ve % 6 su oranı için Tuti (2012) tarafından verilen deneysel basınç değerleri ile sunulan modelden elde edilmiş sayısal basınç değerlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. İlgili şekilden görülebileceği gibi, % 6 su oranı için sunulan modelden elde edilen basınç eğrisinin değişimi deneysel basınç eğrisinin değişimine oldukça benzer karakterde çıkmıştır. Şekil 3.28 (a)'da, 2000 d/d için deneysel % 6 su oranındaki maksimum basınç değeri 10.72 KMA'da 157.025 bar şeklinde ölçülmüştür. Sunulan modelden elde edilen maksimum basınç değeri ise 8 KMA'da 155.288 bar olarak

hesaplanmıştır. Böylece 2000 d/d için, maksimum basınç değerleri arasında % 1.10 oranında bir farklılık oluşmaktadır.

Şekil 3.28 (b)'de 2000 d/d devir sayısı ve % 6 su oranı için ölçülen basınç verilerinden yararlanarak ideal gaz denkleminde hesaplanan deneysel sıcaklık değerleri ile sunulan modelden elde edilen sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması verilmiştir. (Tuti, 2012; Şahin vd., 2018; Tuti vd., 2021). Bu şekilden görülebileceği gibi; deneysel ve sayısal sıcaklık eğrilerinin değişimi birbirine oldukça benzer karakterdedir. Şekil 28 (b)'ye göre; deneysel ve sayısal maksimum sıcaklık değerleri sırasıyla 22.18 KMA'da 2053 K, 19.5 KMA'da 2015 K'dir ve arasındaki fark % 1.85'tir. Ayrıca söz konusu şekilden, % 6 su durumunda hem sunulan modelde hem de deneysel çalışmada, sıcaklık değerlerinin SDY'ye göre düştüğü görülebilir. Bu durumun nedeninin önceki paragraflarda sık sık belirtildiği gibi sıkıştırma işlemi boyunca suyun buharlaşarak çevreden buharlaşma ısını çekmesi sonucu silindir içerisindeki mevcut olan karışımı soğutması ve böylelikle dizel yakıtının daha soğuk bir karışımın içerisine püskürtülmesidir. Benzeri yorumlar literatürde de yapılmıştır. Örneğin; Tauzia vd. (2010) ek su kullanımı ile suyun yanma odasında buharlaşması ve mevcut karışımı seyreltmesi, püskürtülen dizel yakıt demetindeki sıcaklıkların azalmasına neden olduğunu belirtmişlerdir.

Şekil 3.28 (c)'de, 2000 d/d devir sayısı ve % 6 su oranı için deneysel verilerden hesaplanan açığa çıkan ısı oranları ile sunulan modelden elde edilen sayısal değerlerin karşılaştırılması sunulmuştur (Tuti, 2012; Şahin vd., 2018; Tuti vd., 2021). Bu şekilden görülebileceği gibi; deneysel ve sayısal ısı analizi eğrilerinin değişimleri birbirine benzer karakterdedir. Şekil 3.28 (c)'ye göre % 6 su oranı durumunda, deneysel ve sayısal maksimum açığa çıkan ısı oranı değerleri sırasıyla 8.43 KMA'da 54.389 J/derece ve -0.5 KMA'da 51.177 J/derece'dir. Böylece maksimum açığa çıkan ısı oranları arasındaki farkın % 4.25 olduğu anlaşılmaktadır.

2000 d/d devir sayısında, % 6 su oranı durumu için sayısal ve deneysel silindir basıncı, silindir sıcaklığı ve açığa çıkan ısı oranları değişimlerinin arasında oluşan farklar ile ilgili irdelemeler ve yorumlar aşağıdaki gibi sunulmuştur (Şahin vd., 2014; Şahin vd., 2018; Tuti vd., 2021).

Sunulan modelde; SDY ve EHSE durumları için püskürtme avansı ve tutuşma gecikmesi yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Ayrıca püskürtme sistemindeki enjektörün tek delikli olduğu varsayılmıştır. Bu seçimlerin ve yaklaşımların; SDY ve EHSE durumları için sunulan modelden hesaplanan silindir basınçları, sıcaklıkları, açığa çıkan ısı oranları ve motor performans parametreleri ile deneysel veriler arasında farklılıklara neden olduğu söylenebilir.

Bunların yanı sıra; aşağıda açıklanacak başka nedenlerden dolayı da sunulan model ile deneysel değerler arasında kabul edilebilir ölçüde hataların ortaya çıktığı söylenebilir.

Şekil 3.28 (a)'dan görülebileceği gibi; 2000 d/d devir sayısı ve % 6 su oranı için elde edilen deneysel ve sayısal maksimum basınç değerleri arasındaki farkın kabul edilebilir düzeyde olduğu söylenebilir. Bununla birlikte Şekil 3.28 (a)'da, % 6 su oranı için sayısal ve deneysel silindir basınçları arasında sıkıştırma işlemi boyunca önemli farklılıkların olduğu görülebilir. Bu farklılıkların; emme, sıkıştırma, ve eksoz işlemlerinin hesaplanmasında seçilen bazı parametrelerin kullanılan deney motorunu tam olarak yansıtamamasından kaynaklandığı söylenebilir. Aslında basınç eğrilerinde özellikle sıkıştırma işleminde farkın fazla gibi gözükmesine karşın, bu devir sayısında ve % 6 su oranında hesaplanan motor performans parametrelerinin deneysel verilere çok yakın çıktığı Tablo 3.12'dan görülebilir. Ayrıca; sunulan modelde Ferguson (1986) modelinde bir giriş verisi olan $\Delta\theta$ (KMA) yanma süresi; R (%) su oranı, n (d/d) devir sayısı ve Y (Nm) yük parametrelerine bağlı olarak geliştirilmiş ampirik bir bağıntıdan hesaplanarak kullanılmıştır. Böylelikle kullanılan deney motorunda yanma süresi EHSE durumu için çevrim modelinde daha doğru olarak belirlenmiştir. Buna karşılık; sunulan model ve deneysel basınç eğrileri arasındaki farkın modelde pilot ve ard püskürtmelerin hesaba katılamaması ve yalnızca ana püskürtmenin hesaplanmasından da kaynaklandığı düşünülmektedir. Yine sunulan çalışmada özgül ısılar sabit alınmamasına rağmen artık eksoz gazları katsayısı ve kütle kayıplarının sabit katsayılarla hesaba katılmış olmasının da basınçlar arasındaki bu farklılıklara yol açtığı söylenebilir.

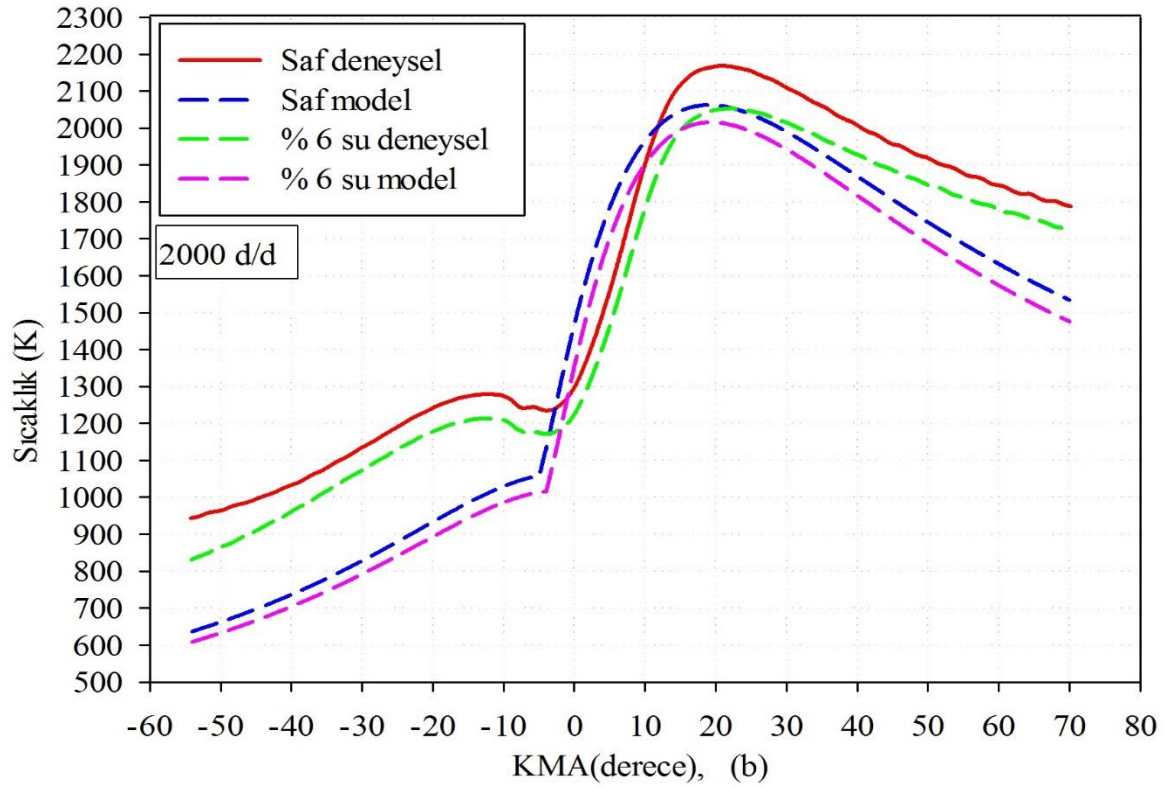
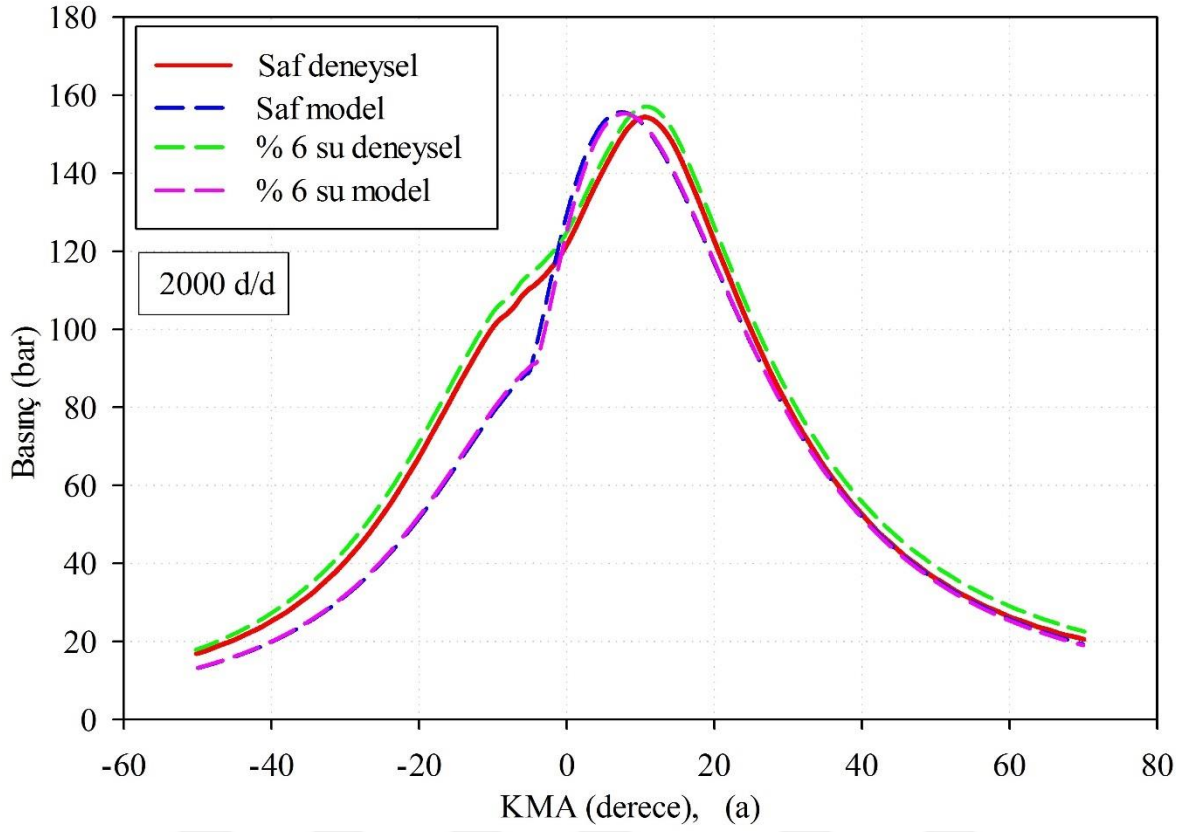
Şekil 3.28 (b)'den anlaşılabileceği gibi ilgili devir sayısı ve su oranında, deneysel maksimum sıcaklık değerleri ile sunulan modelden elde edilen maksimum sıcaklık değerleri birbirine oldukça yakın çıkmıştır. İlgili şekilden; EHSE durumunun deneysel olarak incelenmesinde sıcak hava içerisine püskürtülen suyun buharlaşması nedeniyle emme sonu sıcaklığının SDY durumuna göre biraz azaldığı görülebilir. Sunulan modelde emme sonu sıcaklığındaki azalma; silindirdeki dolgu ve EHSE ile eklenen su arasında buharlaşma ısısının göz önüne alındığı basit bir ısı dengesi ile hesaba katılmıştır. Böylelikle, EHSE durumundaki hem deneysel hem sayısal sıcaklık değerleri SDY'den düşük çıkmıştır. Ayrıca; Şekil 3.28 (b)'de sayısal ve deneysel silindir sıcaklığı değişim eğrilerinde sıkıştırma ve genişleme işlemlerinde belirgin farklılıklar olduğu görülmektedir. Söz konusu farklılıkların; sunulan modelde kullanılan ısı transferi modelinin tam yeterli olmamasından ve modelde tek bir ana püskürtmenin hesaba katılmasından kaynaklandığı söylenebilir.

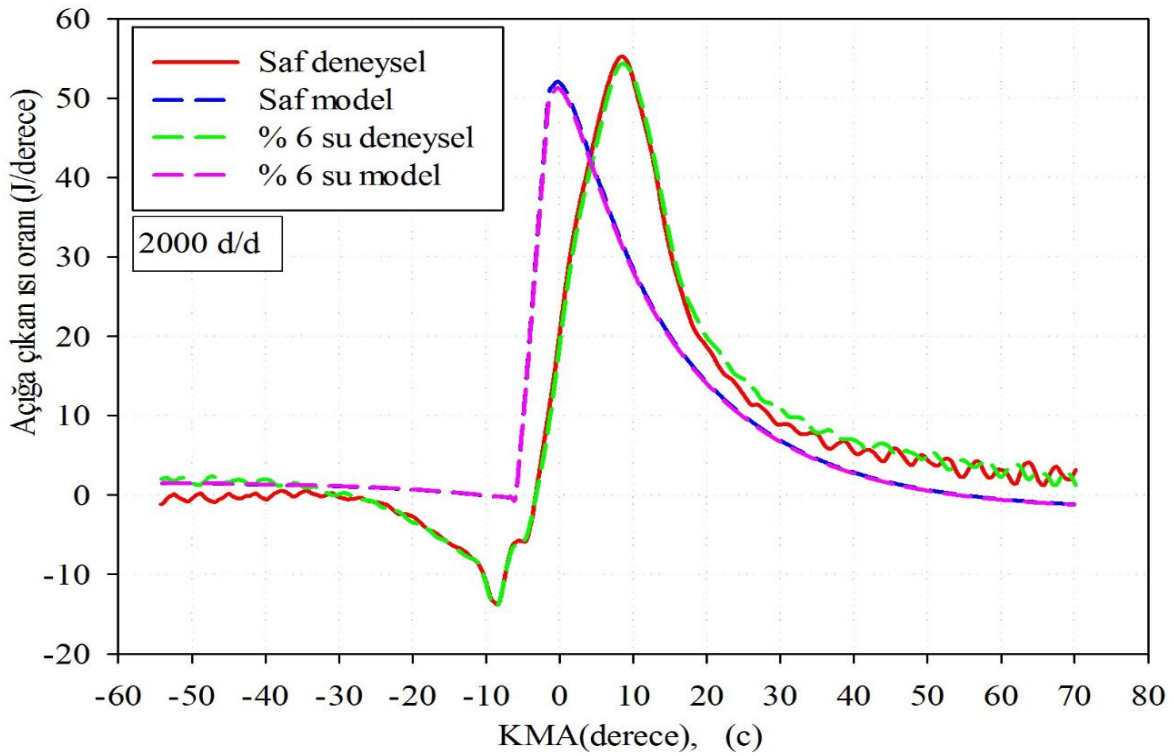
Şekil 3.28 (c)'den görülebileceği gibi, deneysel ve sayısal maksimum açığa çıkan ısı oranı değerleri arasındaki yakınlık kabul edilebilir düzeydedir. Her iki durumda açığa çıkan ısı oranı eğrileri birbirine benzer karakterdedir. Önceden de açıklandığı gibi sunulan modelde, açığa çıkan ısı oranı hesabı için Heywood (1989) modeli kullanılmıştır. Buna karşılık; ilgili modelde tek bir ana püskürtmenin hesaba katılması, pilot ve ard püskürtmelerin hesaba katılmaması açığa çıkan ısı oranı değişiminde bazı farklılıklara yol açmıştır. Ayrıca çevrim hesabında seçilen bazı parametrelerin motorun özelliklerini tam olarak yansıtamamasından ve daha ayrıntılı yanma hesabı yapılmamış olduğundan sayısal ve deneysel basınç, sıcaklık ve açığa çıkan ısı oranı eğrilerinde kabul edilebilir düzeyde bazı farklılıkların olduğu görülmüştür.

2000 d/d ve % 6 su oranı için, sunulan modelde emme, sıkıştırma, yanma ve genişleme ile eksoz işlemlerinde seçilen bazı değerlere ve uygulanan bazı yaklaşımlara karşın Tablo 3.12'den anlaşılabileceği gibi, sayısal motor performans parametreleri deneysel verilere kabul edilebilir derecede yakın çıkmıştır. Örneğin; deney motorunun başlıca özellikleri kullanılarak 2000 d/d devir sayısı, % 6 su oranı için sunulan modelden efektif güç değeri 31.502 kW olarak hesaplanmıştır. Deneysel olarak belirlenen efektif güç ise 30.823 kW'dır. Bu durumda efektif güçler arasında % 1.01'lik bir farkın olduğu Tablo 3.12'den görülebilir. Efektif güçler arasındaki farkın başka birçok nedene bağlı olmakla birlikte, en önemli etkenin $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncından kaynaklandığı söylenebilir. Tablo 3.12'den anlaşılabileceği gibi, sunulan model diğer motor performans parametrelerini de deneysel değerlere yakın şekilde hesaplamıştır.

Tablo 3.12. 2000 d/d'da % 6 su oranı için sunulan modelden elde edilen motor performans parametrelerinin, Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılması

2000 d/d, % 6 Su	<i>Deneysel</i>	<i>Sunulan model</i>	<i>% Fark</i>
M_d (Nm)	149.935	151.000	-0.71
N_e (kW)	31.823	31.502	1.01
b_e (kg/kWh)	0.221	0.210	4.99
η_e (%)	38.4	40.2	-4.71
P_{max} (bar) ve olduğu KMA	157.025 (10.72 KMA)	155.288 (8 KMA)	1.11
Açığa çıkan ısı oranı $_{max}$ (J/der.)	54.389 (8.43 KMA)	51.177 (-0.5 KMA)	5.90





Şekil 3.28. 2000 d/d'da % 6 su oranı için sunulan modelden elde edilen **a)** silindir basıncının, **b)** silindir sıcaklığının ve **c)** açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması

Şekil 3.29 (a)'da, 2000 d/d devir sayısı ve % 10 su oranı için Tuti (2012) tarafından verilen deneysel basınç değerleri ile sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. İlgili şekilden görülebileceği gibi, % 10 su oranı için sunulan modelden elde edilen basınç eğrisinin değişimi, deneysel basınç eğrisinin değişimine oldukça benzer karakterde çıkmıştır. Şekil 3.29 (a)'da, 2000 d/d için % 10 su oranındaki maksimum basınç değerinin deneysel değeri 10.89 KMA'da 156.52 bar şeklinde ölçülmüştür. Sunulan modelden elde edilen maksimum basınç değeri ise 7.5 KMA'da 154.63 bar olarak hesaplanmıştır. Böylece; 2000 d/d devir sayısı ve % 10 su oranı için, maksimum basınç değerleri arasında % 1.20 fark çıkmıştır. Burada, sunulan model ve deneysel basınç eğrileri arasındaki farkın sunulan modelde pilot ve ard püskürtmelerin hesaba katılamamasından ve yalnızca ana püskürtmenin modellenmesinden kaynaklandığı söylenebilir. Aslında basınç eğrilerinde özellikle sıkıştırma işleminde farkın fazla gibi gözükmesine rağmen ilgili devir sayısında ve % 10 su oranında hesaplanan motor performans parametrelerinin deneysel verilere çok yakın çıktığı Tablo 3.13'ten görülebilir. Tablo 3.13'ten anlaşılabileceği gibi, sunulan modelden hesaplanan motor performans

parametreleri deneysel değerlere kabul edilebilir derecede yakın çıkmıştır. Deney motorunun özellikleri kullanılarak 2000 d/d devir sayısında % 10 su oranı için sunulan modelden efektif güç değeri 31.067 kW olarak hesaplanmıştır. Deneysel olarak elde edilen efektif güç ise 30.486 kW'dır. Bu durumda efektif güçler arasında % 1.33'lük bir fark oluşmuştur. Efektif güçler arasındaki farkın; başka nedenlere bağlı olmakla birlikte en önemli nedenin $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncından kaynaklandığı söylenebilir. Tablo 3.13'ten anlaşılabileceği gibi, sunulan model diğer motor performans parametrelerini de deneysel verilere oldukça yakın şekilde hesaplamıştır.

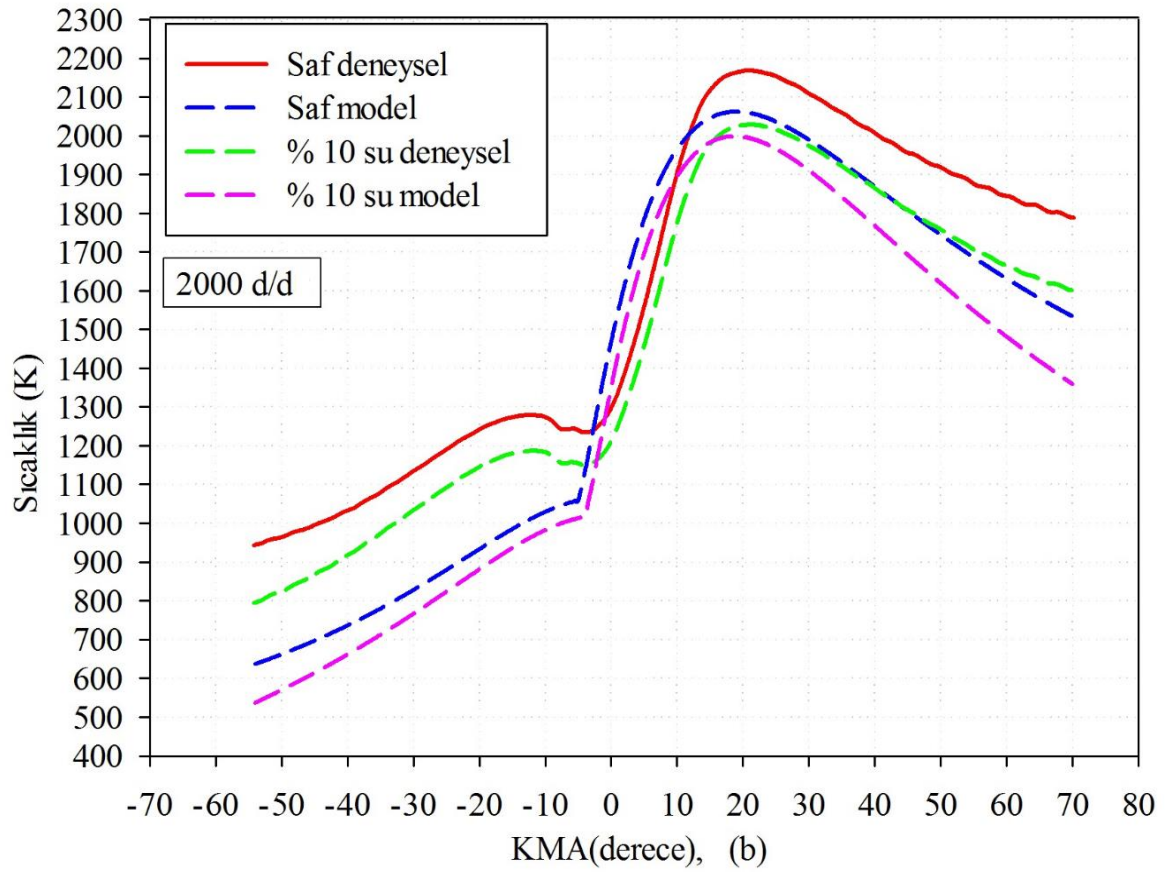
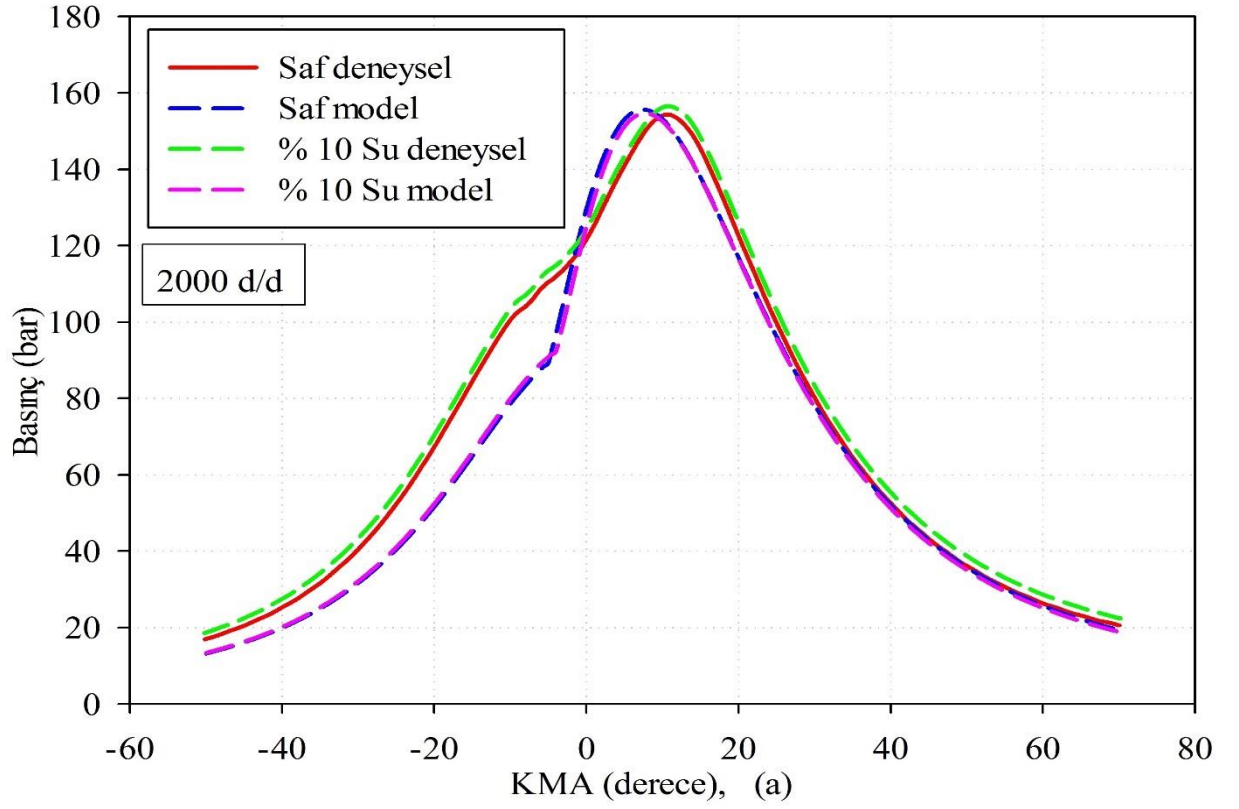
Şekil 3.29 (b)'de, 2000 d/d devir sayısı ve % 10 su oranı için ölçülen basınç verilerinden yararlanarak ideal gaz denkleminde hesaplanmış deneysel sıcaklık değerleri ile sunulan modelden elde edilen sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması verilmiştir (Tuti, 2012; Şahin vd., 2018; Tuti vd., 2021). Şekil 3.29 (b)'den görüldüğü gibi deneysel ve sayısal maksimum sıcaklık değerleri; sırasıyla 21.28 KMA'da 2028 K ve 18.5 KMA'da 1998 K olarak elde edilmiştir. Böylece maksimum sıcaklıklar arasındaki fark % 1.48'dir. Ayrıca; Şekil 3.29 (b)'de sunulan modelden hesaplanan sıcaklık değerlerinin deneysel değerlerden biraz farklı olduğu görülebilir. Söz konusu farklılıkların; sunulan modelde kullanılan ısı transferi modelinin yetersizliğinden ve modelde pilot ve ard püskürtmelerin hesaba katılamamasından, yani yalnızca ana püskürtme şeklinde modellenmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Hem deneysel çalışmada hem de sunulan modelde % 10 su oranındaki sıcaklık değerleri SDY'ye göre daha düşük çıkmıştır.

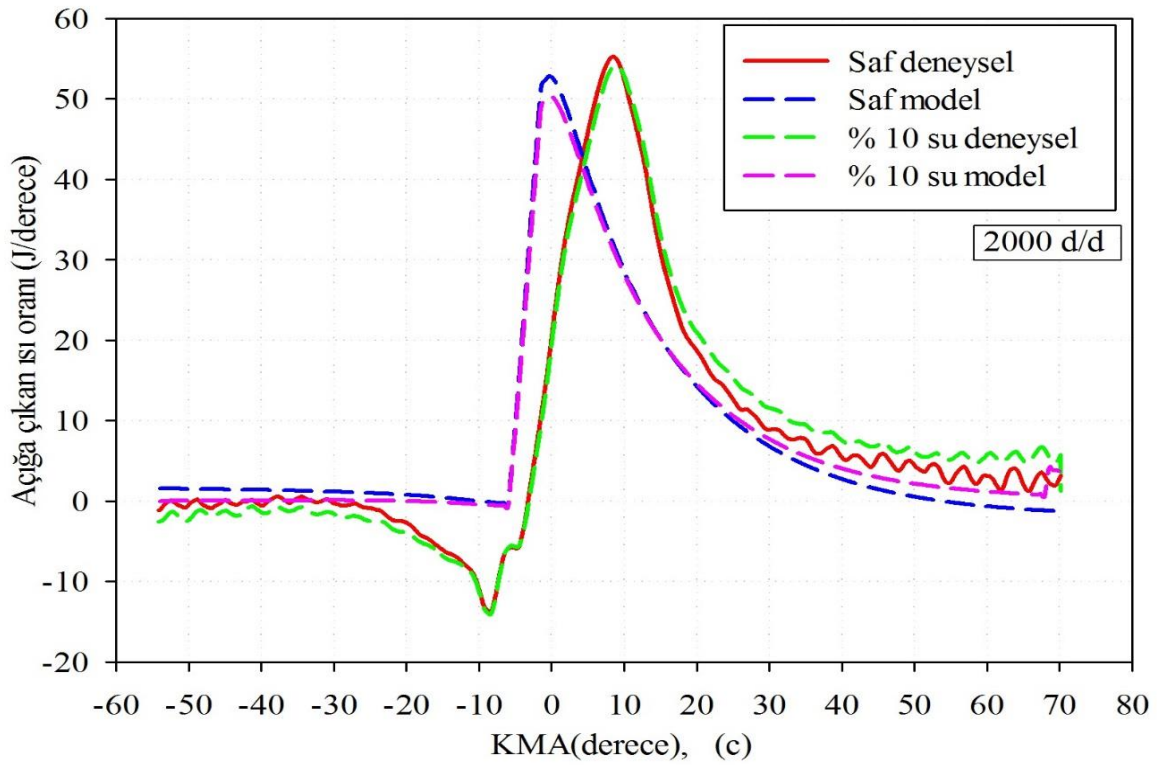
Şekil 3.29 (c)'de, 2000 d/d devir sayısında, % 10 su oranı için deneysel verilerden hesaplanan açığa çıkan ısı oranları ile sunulan modelden elde edilen açığa çıkan ısı oranlarının karşılaştırılması sunulmuştur (Tuti, 2012; Şahin vd., 2018; Tuti vd., 2021). Söz konusu şekilden görülebileceği gibi deneysel ve sayısal ısı analizi eğrilerinin değişimi oldukça benzer karakterdedir. Burada, deneysel ve sayısal maksimum açığa çıkan ısı miktarı oranlarının sırasıyla 8.77 KMA'da 54.195 J/derece ve -0.5 KMA'da 50.395 J/derece'dir. Böylece açığa çıkan ısı oranlarının arasındaki fark % 7.01 olmaktadır. Bu farkın da; sunulan modelde kullanılan ısı transferi modelinin yetersizliğinden ve modelde pilot ve art püskürtmelerin hesaba katılamamasından, yani püskürtmenin yalnızca ana püskürtme şeklinde modellenmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Ayrıca emme, sıkıştırma, yanma, genişleme ve eksoz işlemlerinin hesaplanmasında seçilen bazı parametrelerin motorun özelliklerini tam olarak yansıtamamasından ve yanma hesabının çok ayrıntılı yapılamadığından basınç, sıcaklık ve açığa çıkan ısı oranı eğrilerinde sayısal çalışmanın sonuçlarının deneysel verilerden

farklılığın kabul edilebilir düzeyde olduğu görülmüştür. Buna karşılık % 10 su oranı durumunda maksimum açığa çıkan ısı oranları, hem geliştirilen model hem de deneysel çalışmada SDY göre daha düşük çıkmıştır. Buradan EHSE'nin yanmayı beklediği kadar iyileştirmediği söylenebilir. Aynı şekilde 2000 d/d devir sayısında, Tablo 3.6'da SDY ve Tablo 3.13'te % 10 su oranı durumları için deneysel çalışma ve sunulan modelde ÖYT'nin SDY'ye göre biraz arttığı görülebilir. Bu sonuç literatürdeki açıklamalarla uyuşmaktadır (Gawrishankar vd., 2020; Şahin vd., 2018; Tesfa vd.,2012). EHSE ile silindir sıcaklıkların azalması NO_x'lerin azalmasına katkı sağlamış olmakla birlikte, efektif verimin düşmesine yani ÖYT'nin artmasına neden olmuştur.

Tablo 3.13. 2000 d/d'da % 10 su oranı için sunulan modelde elde edilen motor performans parametrelerinin, Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılması

<i>2000 d/d, % 10 Su</i>	<i>Deneysel</i>	<i>Sunulan model</i>	<i>% Fark</i>
M _d (Nm)	150.413	148	1.60
N _e (kW)	31.486	31.067	1.33
b _e (kg/kWh)	0.226	0.216	4.31
η _e (%)	37.51	39.05	-4.11
P _{max} (bar) ve oluştuğu KMA	156.5162 (10.89 KMA)	154.6336 (7.5 KMA)	1.20
Açığa çıkan ısı oranı _{max} (J/der.)	54.195 (8.77 KMA)	50.395 (-0.5 KMA)	7.01





Şekil 3.29. 2000 d/d'da % 10 su oranı için sunulan modelden elde edilen a) silindir basıncının, b) silindir sıcaklığının ve c) açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması

Şekil 3.30 (a)'da; 4000 d/d devir sayısında, % 6 su oranı için, Tuti (2012) tarafından verilen deneysel basınç değerleri ile sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. İlgili şekilden görülebileceği gibi, % 6 su oranı için sunulan modelden elde edilen basınç eğrisinin değişimi deneysel basınç eğrisinin değişimine oldukça benzer karakterde çıkmıştır. Şekil 3.30 (a)'ya göre, 4000 d/d için % 6 su oranındaki maksimum basınç değerinin deneysel değeri 5.4 KMA'da 154.741 bar şeklinde ölçülmüştür. Sunulan modelden elde edilen maksimum basınç değeri ise 4.5 KMA'da 151.808 bar olarak hesaplanmıştır. Böylece 4000 d/d devir sayısında, ve % 6 su oranı için, maksimum basınç değerleri arasında % 1.89 fark çıkmıştır. Bu farkın; emme, sıkıştırma, yanma-genişleme ve eksoz işlemlerinin hesaplanmasında seçilen bazı parametrelerin kullanılan deney motorunun başlıca özelliklerinin tam olarak yansıtamamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Aslında basınç eğrilerinde özellikle sıkıştırma işleminde farkın fazla gibi gözükmesine rağmen ilgili devir sayısında, % 6 su oranında hesaplanan motor performans parametrelerinin deneysel verilere çok yakın çıktığı Tablo 3.14'den görülebilir. Deney motorunun özellikleri kullanılarak 4000 d/d devir sayısı % 6 su oranı için sunulan modelde

efektif güç değeri 47.979 kW olarak hesaplanmıştır. Deneysel olarak elde edilen efektif güç ise 48.596 kW çıkmıştır. Bu durumda efektif güçler arasında % 1.25'lik bir fark oluşmuştur. Efektif güçler arasındaki farkın başka nedenlere bağlı olmasına karşın en önemli nedenin $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncından kaynaklandığı söylenebilir. Tablo 3.14'ten anlaşılabileceği gibi, sunulan model diğer motor performans parametrelerini de deneysel verilere yeterli yakınlıkta hesaplamıştır.

Şekil 3.30 (b)'de; 4000 d/d devir sayısında, % 6 su oranı için ölçülen basınç verilerinden yararlanarak ideal gaz denkleminde hesaplanmış deneysel sıcaklık değerleri ile sunulan modelden elde edilen sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması verilmiştir. (Tuti, 2012; Şahin vd., 2018; Tuti vd., 2021). Söz konusu şekilden görülebileceği gibi sunulan modelden hesaplanan ve deneysel sıcaklık eğrilerinin değişimleri birbirine oldukça benzer karakterdedir. Şekil 3.30 (b)'den, deneysel ve sunulan modelden belirlenen maksimum sıcaklık değerleri; sırasıyla 21.32 KMA'da 1928 K ve 18.5 KMA'da 1758 K olarak belirlenmiştir. Böylece maksimum sıcaklıklar arasındaki fark % 8.82 olduğu anlaşılmaktadır. Ayrıca söz konusu şekilden, % 6 su oranı için hem deneysel çalışmada hem de sunulan modelde sıcaklık değerleri SDY'ye göre daha düşük çıkmıştır. Literatürden bilindiği gibi, dizel motorlarında ek su kullanımı NO_x 'leri azaltmanın en etkili yöntemlerinden biridir (Deepti Khatri, 2020; K.A.Subramanian, 2011; Heywood, 1989). Bunun en önemli nedenlerinden birisi su kullanımı ile silindir sıcaklıklarının düşmesidir. Bu durum sunulan çalışmada açıkça gözlenmiştir. Ayrıca ilgili şeklin incelenmesinden, % 6 su oranı için sunulan modelden hesaplanan sıcaklık değerlerinin değişiminin deneysel değerlerden biraz farklı olduğu görülebilir. Bu farklılıkların; sunulan modelde kullanılan ısı transferi modelinden ve modelde pilot ve art püskürtmelerin hesaba katılamamasından ve püskürtmenin yalnızca ana püskürtme şeklinde modellenmesinden kaynaklandığı söylenebilir.

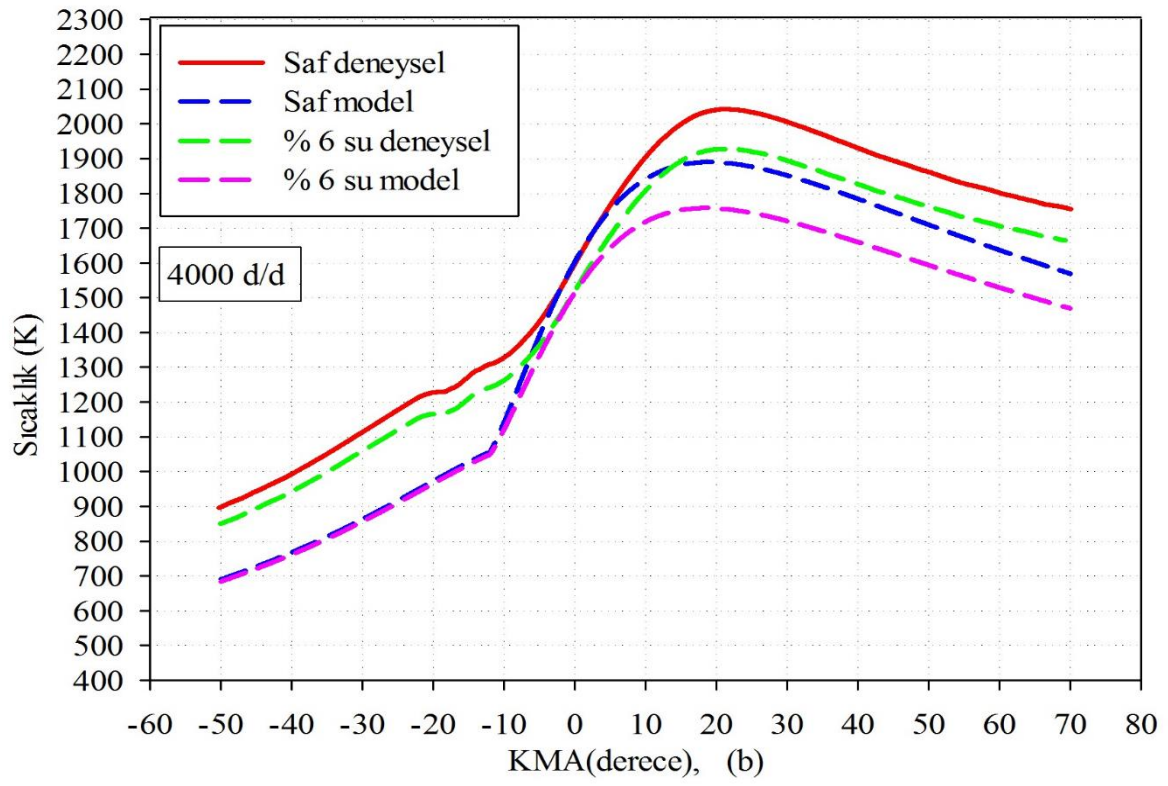
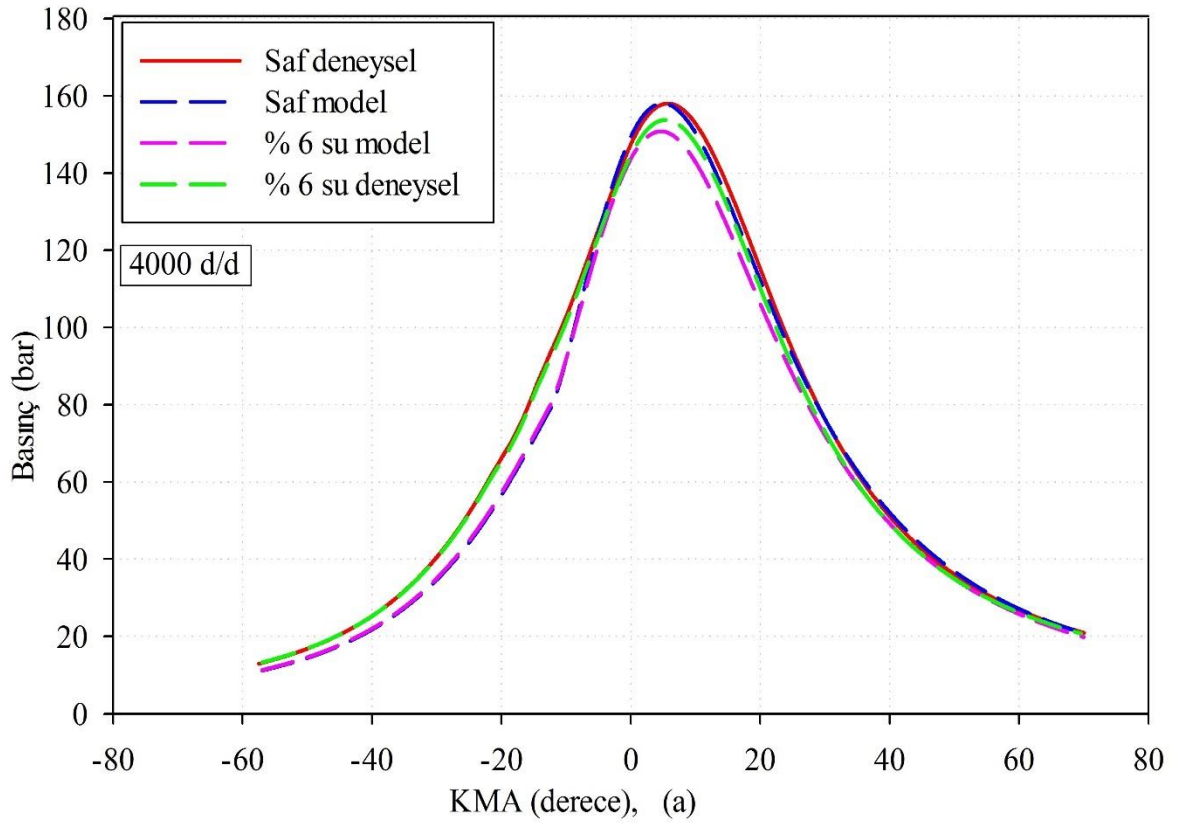
Şekil 3.30 (c)'de; 4000 d/d devir sayısında, % 6 su oranı için, deneysel verilerden hesaplanan açığa çıkan ısı oranları ile sunulan modelden elde edilen açığa çıkan ısı oranlarının karşılaştırılması sunulmuştur (Tuti, 2012; Şahin vd., 2018; Tuti vd., 2021). 2000 d/d devir sayısında olduğu gibi bu devir sayısında da deneysel ve sayısal ısı analizi eğrilerinin değişimleri birbirine oldukça benzer karakterde çıkmıştır. Şekil 3.30 (c)'nin incelenmesinden deneysel ve sayısal çalışmada maksimum açığa çıkan ısı miktarı oranlarının sırasıyla 8.71 KMA'da 25.160 J/derece ve -6 KMA'da 23.667 J/derece olduğu görülebilir. Böylece; açığa çıkan ısı oranlarının arasındaki farkın % 5.78 olduğu anlaşılır. Bu farklılığında, 2000 d/d devir

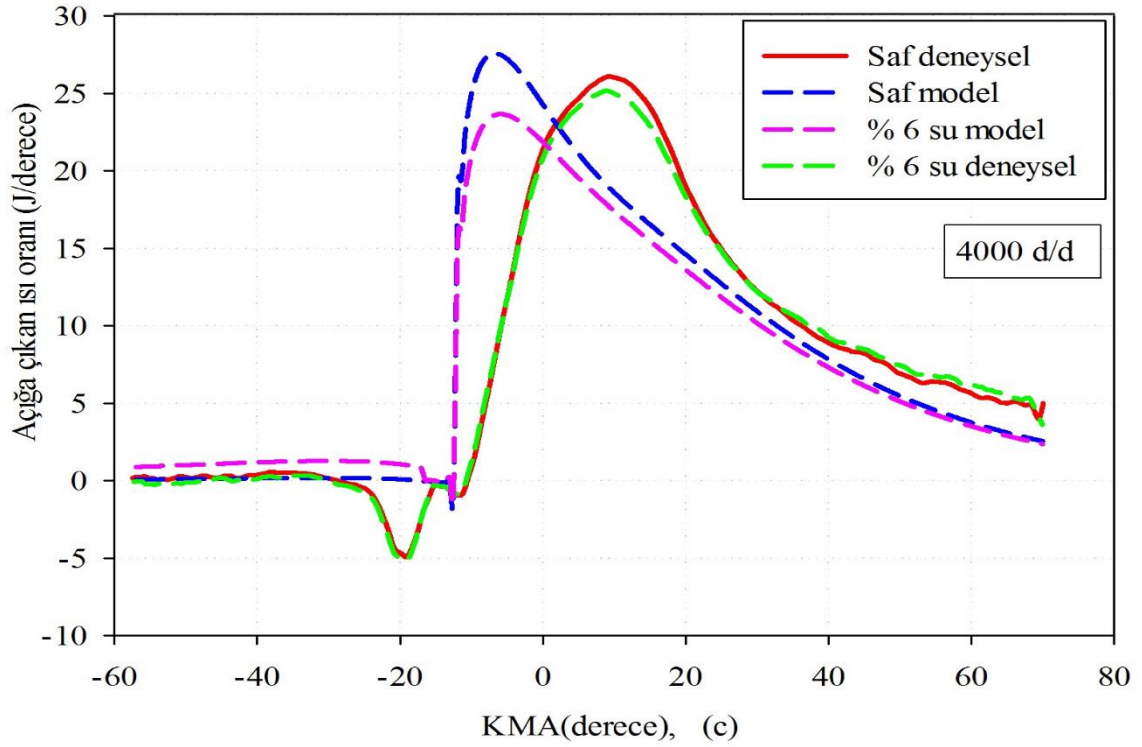
sayısında ayrıntılı olarak sunulmuş olan nedenlere benzer nedenlerden kaynaklandığı söylenebilir.

4000 d/d ve % 6 su oranı için, sunulan modelden hesaplanan motor performans parametreleri ile deneysel değerlerin karşılaştırılması Tablo 3.14'te gösterilmiştir. Söz konusu tablodan anlaşılabileceği gibi sunulan modelden hesaplanan motor performans parametreleri deneysel değerlere kabul edilebilir ölçüde yakın çıkmıştır. Örneğin; deney motorunun özellikleri kullanılarak 4000 d/d devir sayısı, % 6 su oranı için sunulan modelde efektif güç değeri 47.979 kW olarak hesaplanmıştır. Deneysel olarak ölçülen efektif güç ise 48.596 kW'dır. Bu durumda efektif güçler arasında % 1.25'lik bir fark olduğu Tablo 3.14'den görülebilir. Efektif güçler arasındaki bu fark; yukarıdaki paragraflarda açıklandığı gibi, $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncının hesabından ve yukarıdaki paragrafta tekrar tekrar belirtilen diğer yaklaşımlardan kaynaklanmış olabilir. Tablo 3.14'den anlaşılabileceği gibi, sunulan model diğer motor performans parametrelerini de deneysel değerlere kabul edilebilir yakınlıkta hesaplamıştır.

Tablo 3.14. 4000 d/d'da % 6 su oranı için sunulan modelden elde edilen motor performans parametrelerinin, Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılması

4000 d/d, % 6 Su	<i>Deneysel</i>	<i>Sunulan model</i>	<i>% Fark</i>
M_d (Nm)	116.016	114.542	1.27
N_e (kW)	48.596	47.979	1.25
b_e (kg/kWh)	0.274	0.265	3.28
η_e (%)	31.2	32.2	-3.21
P_{max} (bar) ve oluştuğu KMA	154.741 (5.4 KMA)	151.808 (4.5 KMA)	1.89
Açığa çıkan ısı oranı $_{max}$ (J/der.)	25.160 (8.71 KMA)	23.667 (-6 KMA)	5.78





Şekil 3.30. 4000 d/d'da % 6 su durumu için sunulan sayısal modelden elde edilen a) silindir basıncının, b) silindir sıcaklığının ve c) açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması

Şekil 3.31 (a)'da; 4000 d/d devir sayısında, % 10 su oranı için, Tuti (2012) tarafından verilen deneysel basınç değerleri ile sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. İlgili şekilden görülebileceği gibi, burada da % 10 su oranı için sunulan modelden elde edilen basınç eğrisinin değişimi deneysel basınç eğrisinin değişimine oldukça yakın karakterde çıkmıştır. Şekil 3.31 (a)'da, 4000 d/d için % 10 su oranındaki maksimum basınç değerinin deneysel değeri 5.6 KMA'da 156.053 bar şeklinde ölçülmüştür. Sunulan modelden elde edilen maksimum basınç değeri ise 4.5 KMA'da 151.018 bar olarak hesaplanmıştır. 4000 d/d devir sayısında; % 10 su oranı için, maksimum basınç değerleri arasında % 3.23 fark çıkmıştır. Bu farkın nedenleri yukarıda 2000 d/d devir sayısında ayrıntılı olarak anlatılanlara benzeridir. Bu nedenle burada aynı açıklamalar tekrarlanmamıştır.

4000 d/d'da, % 10 su oranı için, sunulan modelden hesaplanan motor performans parametreleri ile deneysel değerlerin karşılaştırılması Tablo 3.15'te gösterilmiştir. Söz konusu tablodan anlaşılabileceği gibi, sunulan modelden hesaplanan motor performans parametreleri deneysel verilere kabul edilebilir ölçüde yakın çıkmıştır. Deney motorunun

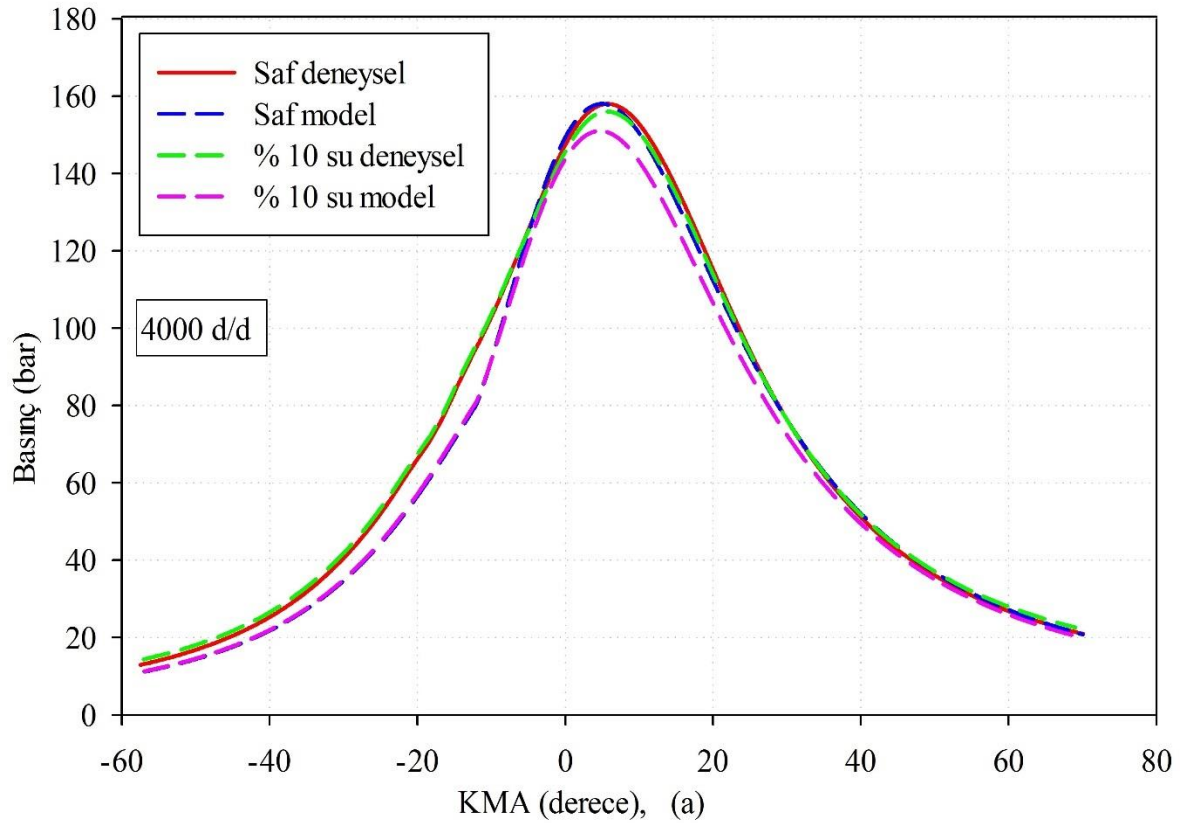
özellikleri kullanılarak 4000 d/d devir sayısında, % 10 su oranı için sunulan modelden efektif güç değeri 47.245 kW olarak hesaplanmıştır. Deneysel olarak belirlenen efektif güç ise 47.732 kW'dır. Bu durumda efektif güçler arasında % 1.02'lik bir fark oluşmuştur. Bu farkın nedenleri yukarıda % 6 su oranında anlatılanların benzeridir. Bu nedenle burada aynı açıklamalar tekrarlanmamıştır. Tablo 3.15'ten anlaşılabileceği gibi, sunulan model diğer motor performans parametrelerini de deneysel değerlere oldukça yakın şekilde hesaplayabilmektedir.

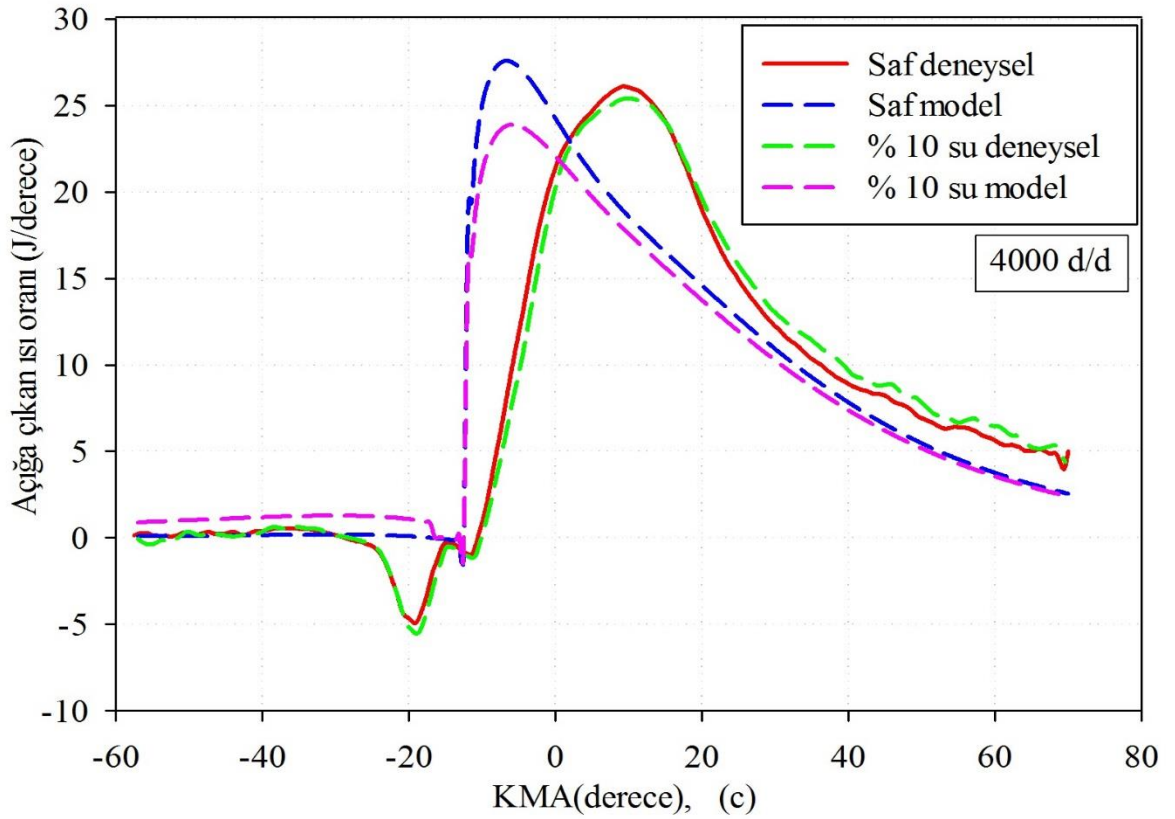
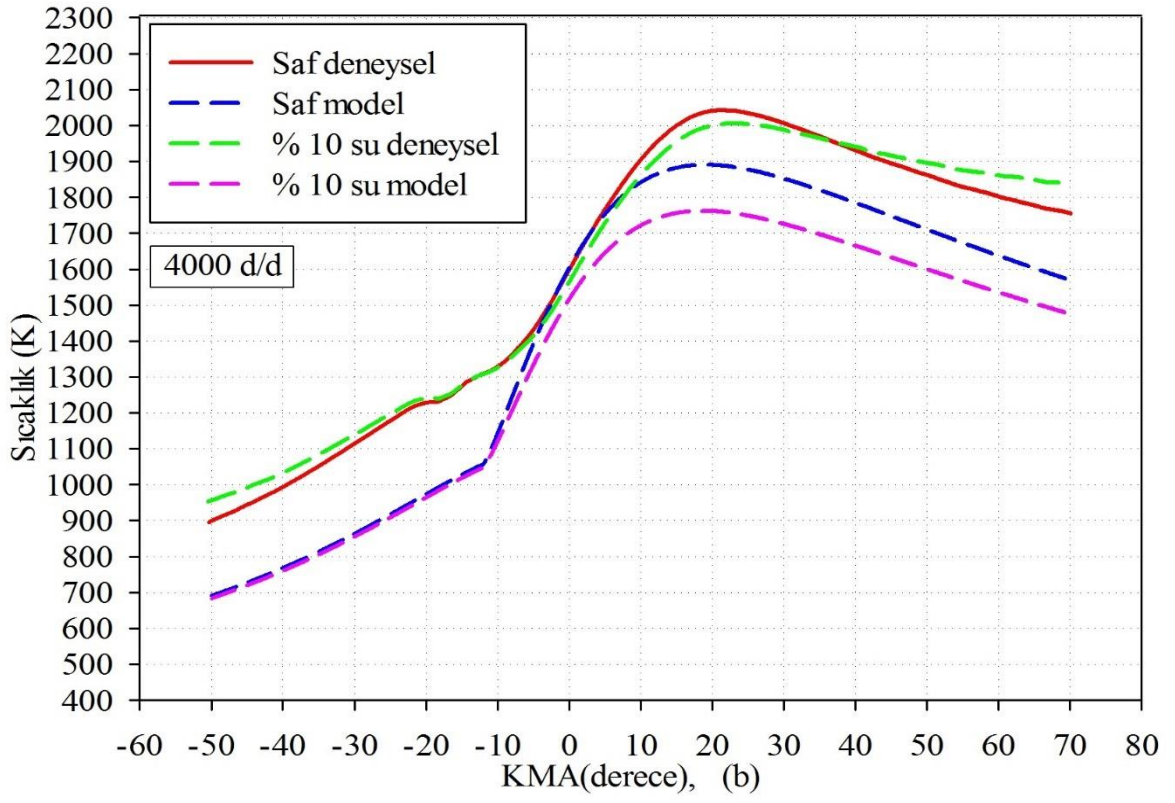
Şekil 3.31 (b)'de; 4000 d/d devir sayısında, % 10 su oranı için ölçülen basınç verilerinden yararlanarak, ideal gaz denkleminde hesaplanmış deneysel sıcaklık değerleri ile sunulan modelden elde edilen sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması verilmiştir (Tuti, 2012; Şahin vd., 2018; Tuti vd., 2021). Şekil 31 (b)'den görüldüğü gibi deneysel ve sayısal çalışmadan maksimum sıcaklık değerleri sırasıyla 23.01 KMA'da 2005.64 K ve 18.5 KMA'da 1762.10 K olarak elde edilmiştir. Böylece maksimum sıcaklıklar arasındaki fark % 12.14 çıkmıştır. Bu farkın nedenlerinin; sunulan modelde yanan kütle miktarının gama fonksiyonu kullanılarak modellenmesi ve EHSE durumunda emme sonu sıcaklığındaki azalma değerinin hesaplanmasında basit bir yaklaşımın uygulanması olduğu düşünülmektedir (Ferguson, 1986). Ayrıca Şekil 3.31 (b)'den hem deneysel çalışmada hem de sunulan modelde, % 10 su oranındaki, sıcaklık değerlerinin SDY'ye göre daha düşük çıktığı görülebilir.

Şekil 3.31 (c)'de, 4000 d/d devir sayısında, % 10 su oranı için deneysel verilerden hesaplanan açığa çıkan ısı oranları ile sunulan modelden elde edilen açığa çıkan ısı oranlarının karşılaştırılması sunulmuştur (Tuti, 2012; Şahin vd., 2018; Tuti vd., 2021). Söz konusu şekilden görülebileceği gibi deneysel ve sayısal ısı analizi eğrilerinin değişimleri birbirine oldukça benzer karakterdedir. İlgili şekillerden deneysel ve sunulan modelden elde edilen maksimum açığa çıkan ısı miktarı oranları sırasıyla 9.6 KMA'da 25.407 J/derece ve -6 KMA'da 23.884 J/derece olduğu görülebilir. Böylece açığa çıkan ısı oranlarının arasındaki fark % 5.99 olarak hesaplanmıştır. Bu farklılığın nedenleri yukarıda 2000 d/d devir sayısında açıklananların benzeri olduğundan, burada tekrarlanmayacaktır.

Tablo 3.15. 4000 d/d'da % 10 su oranı için sunulan modelden elde edilen motor performans parametrelerinin, Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılması

4000 d/d, % 10 Su	Deneyssel	Sunulan model	% Fark
M_d (Nm)	114.108	112.789	1.15
N_e (kW)	47.732	47.245	1.02
b_e (kg/kWh)	0.260	0.273	-5.04
η_e (%)	32.7	30.9	5.31
P_{max} (bar) ve oluştuğu KMA	156.053 (5.6 KMA)	151.018 (4.5 KMA)	3.23
Açığa çıkan ısı oranı $\max$ (J/der.)	25.407 (9.6 KMA)	23.884 (-6 KMA)	5.99





Şekil 3.31. 4000 d/d'da % 10 su oranı için sunulan modelden elde edilen **a)** silindir basıncının, **b)** silindir sıcaklığının ve **c)** açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Şahin vd. (2018) ile Tuti'nin (2012) deneysel sonuçları ile karşılaştırılması

Kökkülünk (2012); Ferguson'nun (1986) sıfır boyutlu termodinamik esaslı çevrim modelini EHSE durumu için geliştirmiş ve yeniden uyarlamıştır. Kökkülünk (2012) su ve SDY deneylerini aynı dizel motorunda gerçekleştirmiştir. Burada, 2200 d/d devir sayısında % 20 su oranında ve tam yükte sunulan modelden elde edilen sonuçlar, Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve model sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Ayrıca karşılaştırma sonuçları grafikler ve tablolar halinde verilmiştir ve irdelemeleri yapılmıştır.

Şekil 3.32 (a)'da; 2200 d/d devir sayısında ve tam yük durumunda % 20 su oranı için sunulan modelden hesaplanan basınç değerlerinin Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve sayısal model sonuçları ile karşılaştırılmaları verilmiştir. Söz konusu şekilden görülebileceği gibi her üç durum için basınç değerlerinin değişimleri birbirine oldukça benzer karakterdedir. Şekil 3.32 (a)'dan, Kökkülünk'ün (2012) en yüksek silindir basıncının; deneysel olarak 5.03 KMA'da 68.037 bar ve kendisinin geliştirdiği modelde ise 5.03 KMA'da 68.365 bar olduğu görülebilir. Sunulan modelden ise en yüksek silindir basıncı 8.5 KMA'da 69.336 bar olarak hesaplanmıştır. Böylece, Kökkülünk'ün (2012) model ve deneysel maksimum silindir basınçları arasındaki fark % 0.48 iken bu fark sunulan model için % 1.90 olmuştur. Burada da çevrim hesabında seçilen bazı parametrelerin ilgili motorun özelliklerini tam yansıtamamasının buradaki farklılığın nedenlerinden biri olduğu söylenebilir. Ayrıca; burada söz konusu motor için yanma süresi verilmemiştir. Sunulan modelde bu değer 2200 d/d devir sayısında, tam yük durumu ve % 20 su oranı için önceden geliştirilmiş olan ampirik yanma süresi bağıntısı kullanılarak yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Bütün bunların maksimum silindir basınçları arasında yaklaşık % 2'lik gibi, aslında pek yüksek olmayan bir farka neden olmuştur.

Şekil 3.32 (b)'de; 2200 d/d devir sayısında ve tam yük durumunda % 20 su oranı için sunulan modelden hesaplanan silindir sıcaklık değerlerinin Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılmaları verilmiştir. İlgili şekilden görülebileceği gibi, sıcaklık değerleri arasında önemli farklar gözükmeyle birlikte, sıcaklık değişimlerinin genel karakterinin epeyce benzer şekilde olduğu söylenebilir. Şekil 3.32 (b)'den, Kökkülünk'ün (2012) deneysel maksimum sıcaklık değerinin 26.51 KMA'da 2295.67 K olduğu görülebilir. Bununla birlikte aynı koşullar altında, Kökkülünk'ün (2012) modelinde hesaplanan maksimum silindir sıcaklığı 28.51 KMA'da 2139.42 K şeklinde belirlenmiştir. Sunulan tezde geliştirilen modelden ise, maksimum silindir sıcaklığı 26 KMA'da 1891.31 K olarak hesaplanmıştır. Böylece, Kökkülünk'ün (2012) geliştirdiği modelin maksimum sıcaklık değeri ile deneysel değer arasında % 6.94 farkın olduğu, buna karşın sunulan modelde ise %

17.59 farkın çıktığı anlaşılr. Kökkülünk'ün (2012) deneysel basınç değerlerinin değişiminin sunulan modelle neredeyse aynı olmasına karşın, sıcaklık değerleri arasında önemli farklılıkların oluşmasında; sunulan modelde Woschni'nin (1967) geliştirdiği ısı transferi modelinin yetersizliğinin, artık eksoz gazlarının ve kütle kayıplarının sabit katsayılarla hesaba katılmasının ve yanan kütle miktarı hesabında Gama fonksiyonu (1986) yaklaşımının kullanılmasının etkili olduğu düşünülmektedir. Aslında; Şekil 3.32 (c)'den görülebileceği gibi sunulan modelden hesaplanan açığa çıkan ısı oranı eğrisi Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve sayısal değerinden daha solda bir değişim göstermektedir. Yani sunulan modelde yanma daha erken başlamakta ve tamamlanmaktadır. Bununda yanan kütle miktarının hesaplanmasında kullanılan Gama fonksiyonundan (1986) kaynaklandığı düşünülmektedir. Kökkülünk'ün (2012) ise yanan kütle miktarının hesabı için çift Wiebe (1956) kullanmıştır ve söz konusu fonksiyonun kendi deney motorunu çok daha iyi yansıttığı söylenebilir. Bu nedenle sunulan modelde yanma daha erken başlayıp erken bittiği için silindir sıcaklıkları Kökkülünk'ün (2012) sayısal ve deneysel sonuçlarından ortalama % 10 düzeylerinde daha düşük çıkmıştır.

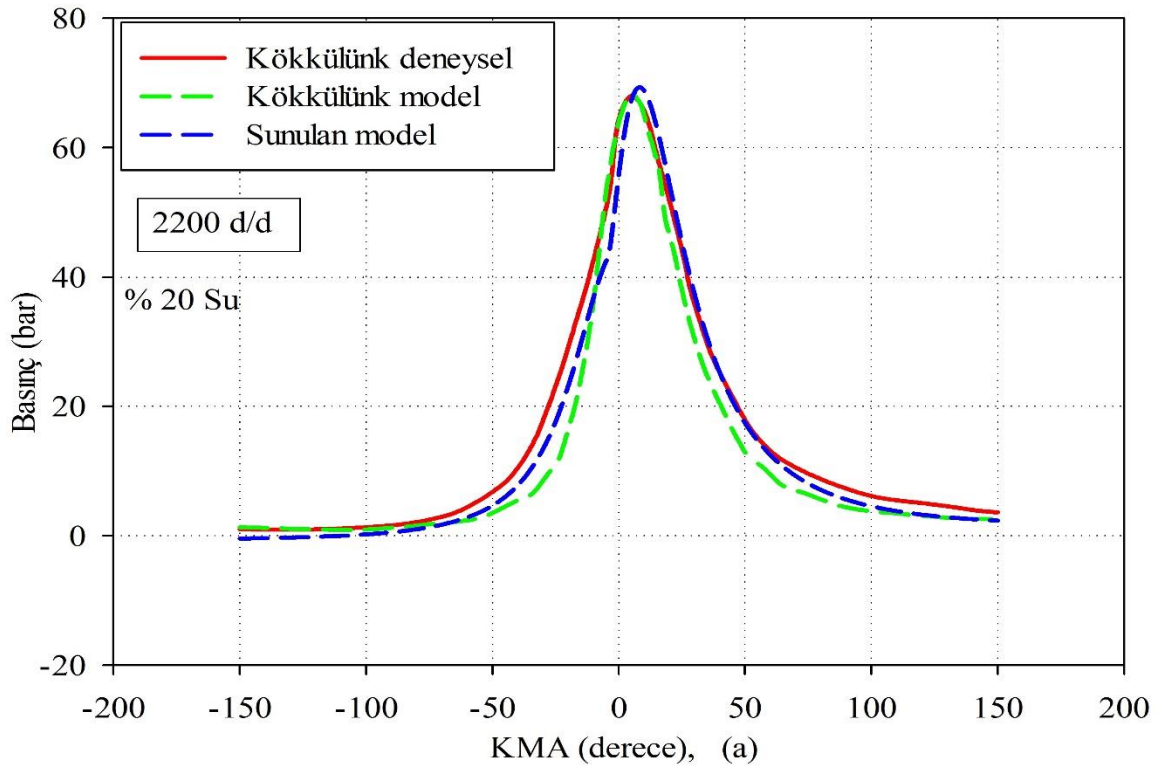
Şekil 3.32 (c)'de; 2200 d/d devir sayısında ve tam yük durumunda % 20 su oranı için sunulan modelden hesaplanan açığa çıkan ısı oranı değerlerinin Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılmaları sunulmuştur. İlgili şekilden görülebileceği gibi açığa çıkan ısı oranı değişimleri birbirine oldukça benzer karakterdedir. Şekil 3.32 (c)'den, Kökkülünk'ün (2012) deneysel maksimum açığa çıkan ısı oranı 24.38 KMA'da 110.49 J/derece olduğu görülebilir. Kökkülünk'ün (2012) geliştirdiği modelde aynı şartlar altında, maksimum açığa çıkan ısı oranı 23.28 KMA'da 112.64 J/derece şeklinde belirlenmiştir. Sunulan modelde ise, aynı koşullar altında kullanılarak maksimum açığa çıkan ısı oranı 1 KMA'da 111.95 J/derece olarak hesaplanmıştır. Böylece sunulan modelde açığa çıkan ısı oranı sonuçlarının; Kökkülünk'ün (2012) deneysel verilerine, kendisinin geliştirdiği modelden daha yakın olduğu anlaşılmaktadır. Örneğin; Kökkülünk'ün (2012) maksimum açığa çıkan ısı oranının sayısal değeri ile deneysel değeri arasında % 1.95 fark olmasına karşın, sunulan modelden hesaplanan değer ile Kökkülünk'ün (2012) deneysel verisi arasında % 1.33 oranında fark çıkmıştır. Bununla birlikte, ilgili şekilde maksimum açığa çıkan ısı oranlarının olduğu krank mili açıları değerlendirildiğinde, sunulan modelde yanmanın daha erken başlayıp erken bittiği görülmektedir. Bu durumun oluşmasının; farklı nedenleri olabileceği gibi en önemli nedeninin, yukarıdaki paragrafta da açıklandığı gibi, yanan kütle miktarının hesaplanmasında kullanılan bağıntıların farklı olmasından

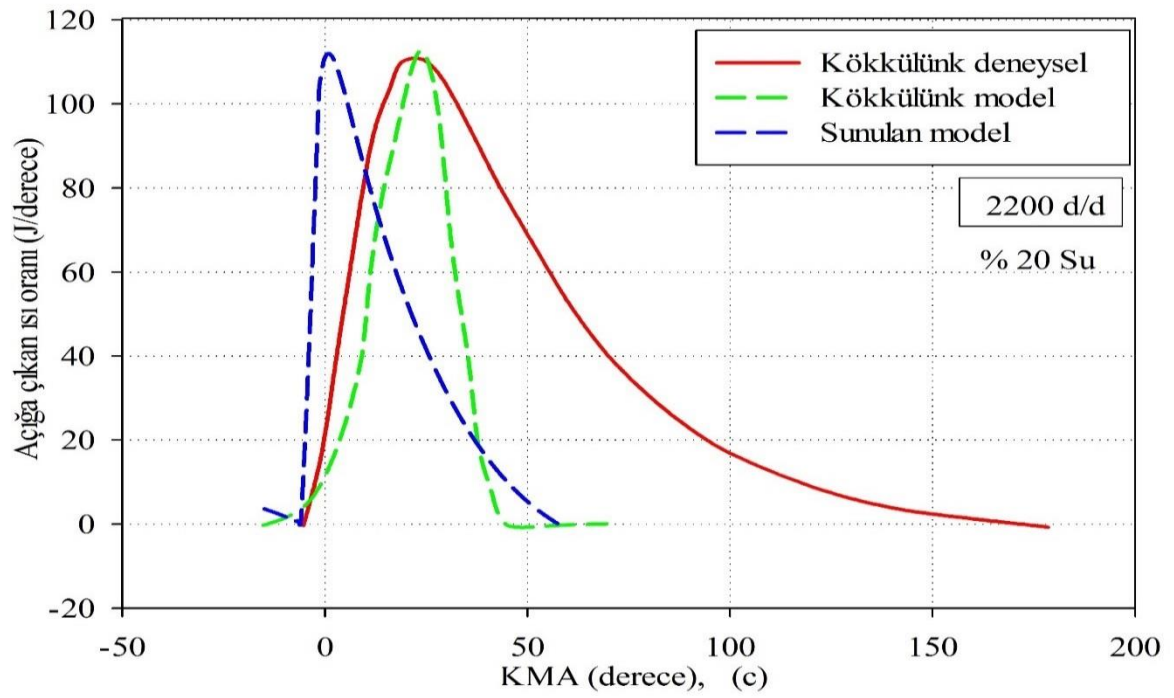
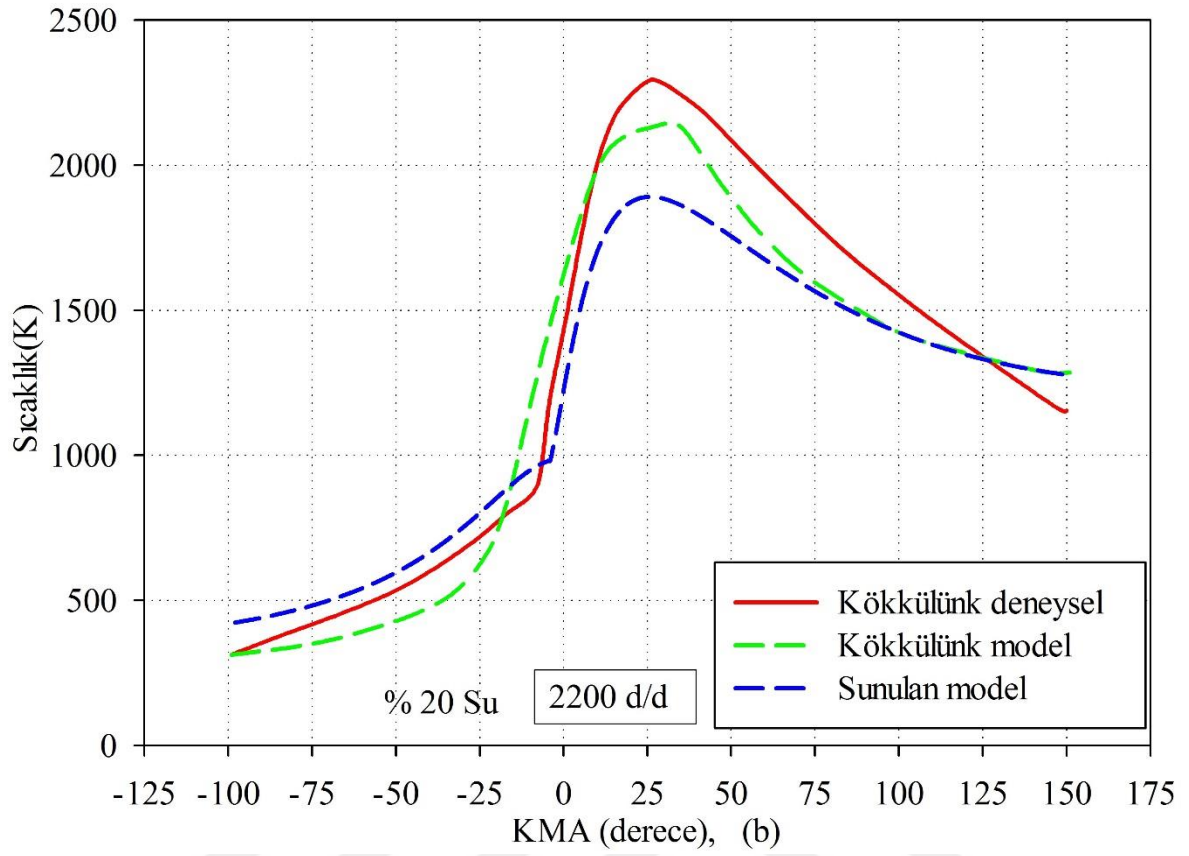
kaynaklandığı düşünülmektedir. Kökkülünk (2012) yanan kütle miktarını çift Wiebe (1956) fonksiyonu kullanarak hesaplamasına karşı; sunulan modelde ise yanan kütle miktarı Gama fonksiyonu kullanılarak hesaplanmıştır (Ferguson, 1986). Yanan kütle miktarının hesaplanmasında kullanılan fonksiyonların farklı olmasının açığa çıkan ısı oranı eğrilerinde de farklılıkların doğmasına neden olduğu söylenebilir.

Tablo 3.16’da 2200 d/d devir sayısında % 20 su oranında tam yükte, sunulan modelden hesaplanan motor performans parametrelerinin, Kökkülünk’ün (2012) deneysel ve sayısal model sonuçlarına göre karşılaştırılmaları verilmiştir. Tablo 3.16’dan anlaşılabileceği gibi; sunulan modelden hesaplanan motor performans parametreleri Kökkülünk’ün (2012) deneysel değerlerine, kabul edilebilir ölçüde yakın çıkmıştır. Örneğin; sunulan modelde efektif güç değeri 12.530 kW olarak hesaplanmıştır. Kökkülünk’ün (2012) deneysel efektif güç değeri 13.150 kW’dır ve modelinde ise efektif güç 12.981 kW şeklinde hesaplanmıştır. Kökkülünk’ün (2012) efektif güç sayısal değeri ile deneysel değeri arasında % 1.29 fark olmasına karşın, sunulan modelden hesaplanan değer ile Kökkülünk’ün (2012) deneysel verisi arasında % 4.71 oranında fark çıkmıştır. Efektif güçler arasındaki böyle bir farkın oluşmasında en önemli etkenin, $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncından ve yukarıdaki paragraflarda vurgulanan diğer bazı yaklaşımlardan kaynaklandığı düşünülmektedir. Sunulan modelde $P_{m,m}$ mekanik kayıplar ortalama basıncı Durgun (2007) tarafından verilen bağıntıyla hesaplanmıştır. Söz konusu bağıntının Kökkülünk’ün (2012) deneysel çalışmasında kullandığı motorun mekanik kayıplarını tam olarak yansıtamamış olabilir. Ayrıca; EHSE durumunda efektif güçler arasındaki farkın oluşmasında, motor çevriminin hesaplanmasında seçilen bazı parametrelerin Kökkülünk’ün (2012) deney motorunu tam olarak yansıtamamasından kaynaklanabilir. Aslında çevrim hesabında kullanılan parametrelerin seçiminde çok titiz davranılmıştır. Bu nedenle efektif güçler arasında aslında ortalama % 5’lik gibi nispeten düşük sayılabilecek bir fark çıkmıştır.

Tablo 3.16. 2200 d/d'da % 20 su oranı sunulan modelden hesaplanan motor performans parametrelerinin, Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve sayısal model sonuçlarıyla karşılaştırılması

2200 d/d, % 20 su oranı	Kökkülünk deneysel (KD)	Kökkülünk model (KM)	Sunulan model (SM)	KD ve KM (% Fark)	KD ve SM (% Fark)
b_e (g/kWh)	281.104	286.375	277.561	-1.88	1.26
N_e (kW)	13.150	12.981	12.530	1.29	4.71
η_e (%)	30.538	30.036	30.088	1.64	1.48





Şekil 3.32. 2200 d/d'da % 20 su oranında; sunulan modelden elde edilen **a)** silindir basıncı, **b)** silindir sıcaklığı ve **c)** açığa çıkan ısı oranının değişimlerinin Kökkülünk'ün (2012) deneysel ve model sonuçları ile karşılaştırılması

3.3.3. Geliştirilen Model Kullanılarak Yapılan Sayısal Uygulamalar

Bu bölümde, geliştirilen model; sunulan çalışmanın deneysel çalışma bölümünde kullanılmış olan motorda (Renault K9K 700 tipi dizel motorunda) deney yapılamamış 2250 d/d devir sayısında, SDY, % 5 ve % 7.5 su oranları için koşturulmuştur ve elde edilen sonuçlar tablo ve grafikler şeklinde aşağıda sunulmuştur. Ayrıca; geliştirilen model Renault M9R tipi Talisman motorunun özellikleri kullanılarak SDY, % 3, % 6 ve % 9 su oranları için de koşturulmuştur ve bulunan sonuçlar tablo ve grafikler şeklinde sunulmuştur.

Şekil 3.33 (a)'da 2250 d/d devir sayısında SDY, % 5 ve % 7.5 su oranlarında sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. İlgili şekilden görülebileceği gibi; SDY, % 5 ve % 7.5 su oranları için sunulan modelden elde edilen basınç eğrilerinin değişimleri birbirine oldukça benzer karakterde çıkmıştır. Şekil 3.33 (a)'da, sunulan modelde SDY durumunda maksimum basınç değeri 156.243 bar şeklinde hesaplanmıştır. % 5 ve % 7.5 su oranlarında ise, maksimum basınç değerleri sırasıyla 154.267 ve 153.145 bar olarak bulunmuştur. İlgili şekilden görülebileceği gibi; 2250 d/d devir sayısında emme havasına su eklenmesi durumunda silindir basıncı değerlerinin düştüğü anlaşılmaktadır. % 5 ve % 7.5 su oranları için SDY'ye göre maksimum basınç değerlerindeki azalma oranları sırasıyla % 1.26 ve % 1.98 olmuştur. Literatürde de benzeri sonuçlar verilmektedir. Örneğin; Ma vd. (2014) yaptıkları çalışmada EHSE'nin silindir basınç ve sıcaklığını düşürdüğünü belirlemişlerdir.

Şekil 3.33 (b)'da 2250 d/d devir sayısında SDY, % 5 ve % 7.5 su oranlarında sunulan modelden elde edilen sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması verilmiştir. Bu şekilden; sunulan modelde SDY durumunda maksimum sıcaklık değerinin 1973.98 K, % 5 ve % 7.5 su oranlarında ise, sırasıyla 1917.25 K ve 1896.74 K olduğu görülebilir. Buradan % 5 ve % 7.5 su oranları için sıcaklık değerlerinin SDY'ye göre daha düşük değerler aldığı anlaşılmaktadır. % 5 ve % 7.5 su oranları durumlarında, SDY'ye göre maksimum sıcaklık değerleri sırasıyla % 2.87 ve % 3.91 oranlarında azalmıştır. EHSE ile silindir sıcaklıklarının ve özellikle yanma boyunca oluşan sıcaklıkların azalması beklenen bir durumdur. Literatürde de benzer sonuçlarla karşılaşılmıştır. Greeves vd. (1977); yaptıkları çalışmada su damlacıklarının buharlaşması için yakıttan daha fazla ısı çektiğini ve bu nedenden dolayı yanma sıcaklığının düştüğünü belirtmektedirler.

Şekil 3.33 (c)'de ilgili devir sayısında SDY, % 5 ve % 7.5 su oranlarında sunulan modelden elde edilen açığa çıkan ısı oranı değişimleri sunulmuştur. Söz konusu şekilden

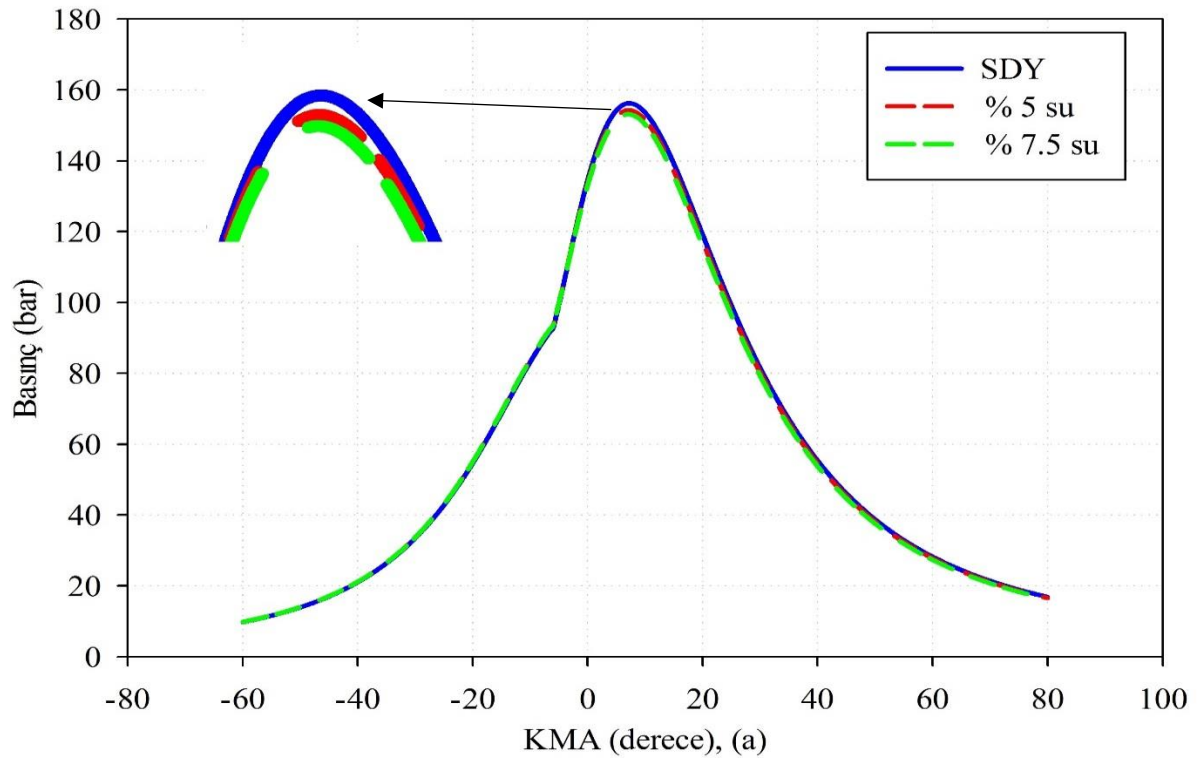
SDY durumunda maksimum açığa çıkan ısı oranının 42.11 J/derece olduğu, % 5 ve % 7.5 su oranlarında ise, sırasıyla 40.23 J/derece ve 39.49 J/derece olduğu görülebilir. Böylece, EHSE ile açığa çıkan ısı oranı değerlerinin azaldığı görülmektedir. % 5 ve % 7.5 su oranlarında, SDY'ye göre maksimum açığa çıkan ısı oranları sırasıyla % 4.46 ve % 6.22 oranlarında azalmıştır. Buradan EHSE'nin yanmayı beklediği kadar iyileştirmedeği anlaşılabılır.

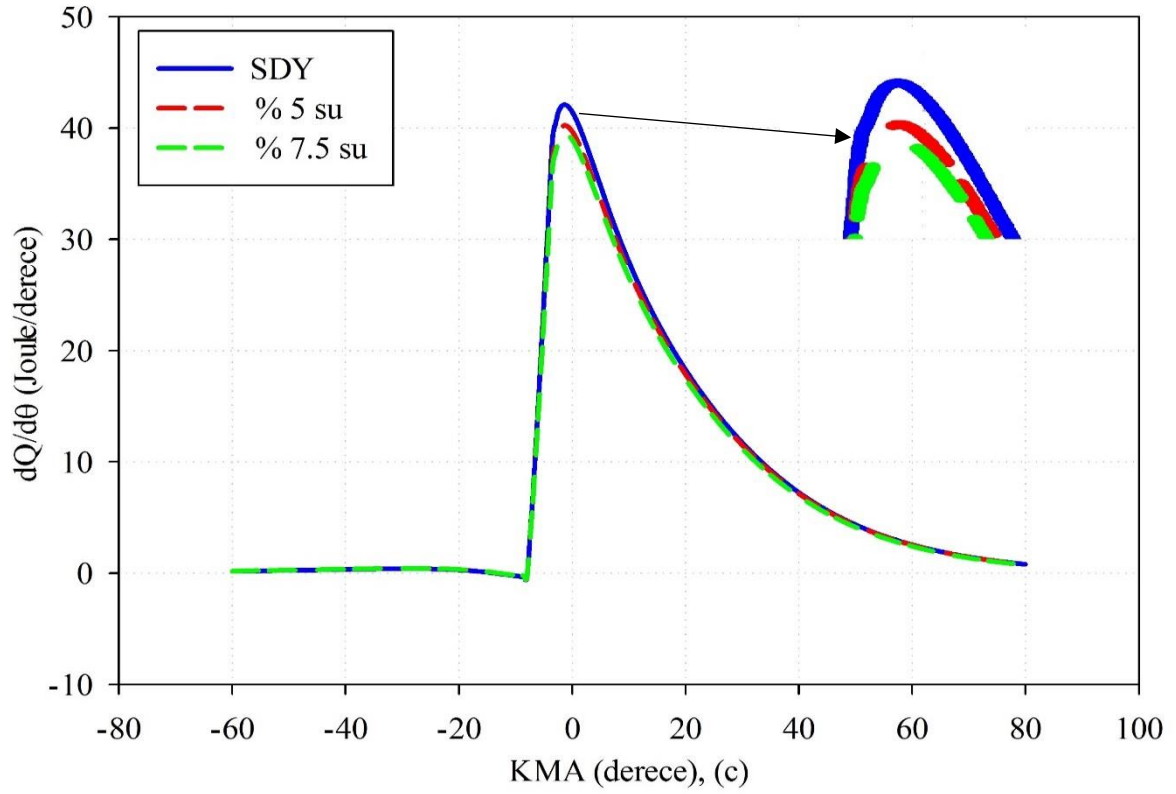
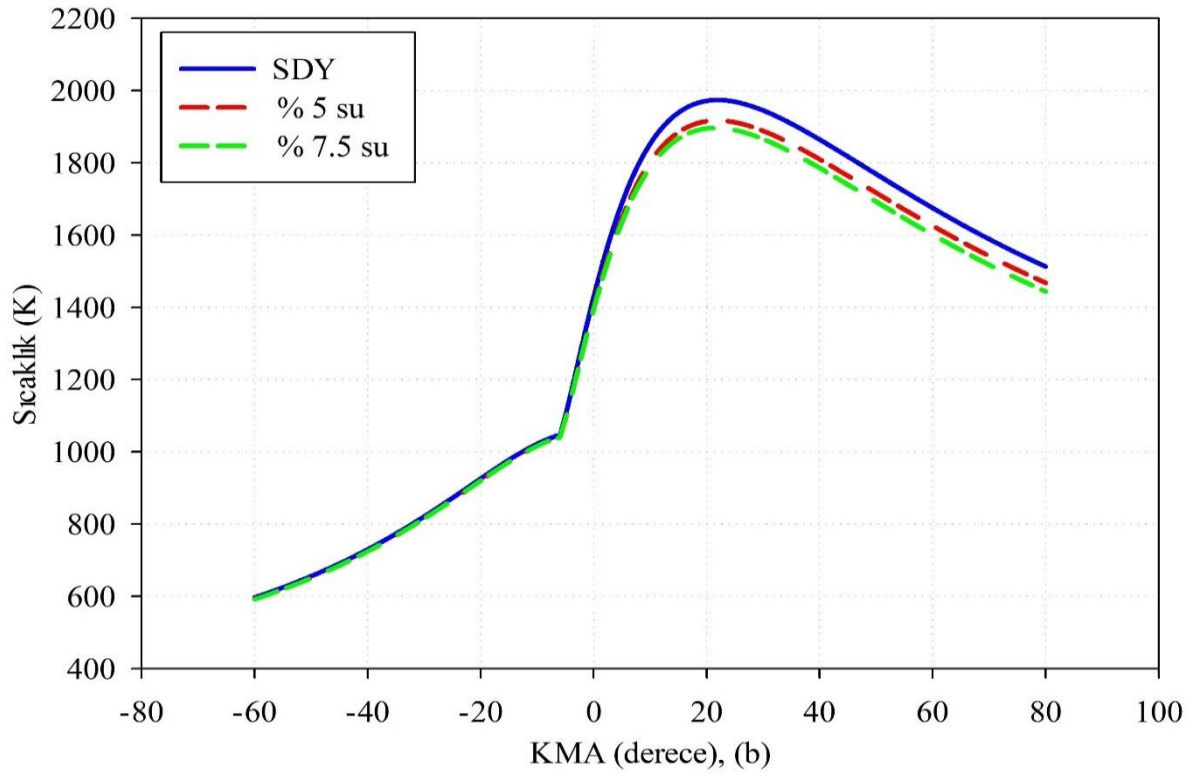
Tablo 3.17'de EHSE durumunun motor karakteristiklerinden efektif güç, ÖYT, tutuşma gecikmesi ve NO emisyonunun hacimsel oranı üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Tablo 3.17'de NO oranları, kimyasal denge katsayıları yaklaşımından, maksimum sıcaklık değerlerine karşılık gelen sıcaklık için, hesaplanmış değerlerdir. Burada NO'nun ($y_{NO} = v_{NO} / N$) hacimsel oranı sunulmuştur. İlgili tabloda sarı renk; seçilen parametrelerde EHSE ile oluşan kötüleşmeleri, yeşil renk ise seçilen parametrelerdeki oluşan iyileşmeleri göstermektedir. Sunulan modelden, SDY durumunda efektif güç değeri 36.793 kW olarak, % 5 ve % 7.5 su oranlarında ise sırasıyla 35.227 kW ve 34.081 kW olarak hesaplanmıştır. Böylece,, % 5 ve % 7.5 su oranlarının efektif güç değerleri, SDY'ye göre sırasıyla % 4.26 ve % 7.37 oranlarında azalmıştır. EHSE durumunda belirtilen su oranlarında efektif gücün SDY'ye göre azalması, maksimum silindir basınçlarındaki düşmeden kaynaklandığı düşünülmektedir. Doğal olarak, su oranı arttıkça yanmanın iyileşmesine, NO oranının biraz azalmasına karşın, suyun buharlaşma ısısı arttığında basınçlar ve efektif güç de azalmaktadır. Söz konusu tablodan görülebileceği gibi, SDY durumunda ÖYT değeri 216.33 g/kWh olarak hesaplanmıştır. % 5 ve % 7.5 su oranlarında ise ÖYT değerleri sırasıyla 231.38 g/kWh ve 239.17 g/kWh olarak bulunmuştur. % 5 ve % 7.5 su oranlarının ÖYT değerleri, SDY'ye göre sırasıyla % 6.95 ve % 10.56 oranlarında artmıştır. EHSE durumunda ÖYT değerlerinin kötüleşmesinin, az önce belirtildiği gibi, ilgili su oranlarında suyun soğutucu etkisiyle yanma sıcaklıklarının azalmasından ve EHSE ile yanmanın beklenildiği kadar iyileşmemesinden kaynaklandığı anlaşılmaktadır. Tablo 3.17'de görüleceği gibi; SDY durumunda maksimum sıcaklık değerine karşılık gelen NO emisyonunun hacimsel oranı 5.191'dir. % 5 ve % 7.5 su oranlarında ise NO'nun hacimsel oranları sırasıyla 4.546 ve 4.340 şeklinde hesaplanmıştır. % 5 ve % 7.5 su oranlarında NO'nun hacimsel oranlarında SDY'ye göre sırasıyla % 12.43 ve % 16.39 oranlarında azalmalar belirlenmiştir. EHSE ile yanma sıcaklıklarının azalması, NO emisyonunun hacimsel oranlarını azaltmıştır. Literatürde de dizel motorlarında ek su kullanımının NO emisyonlarını azaltmada en etkili yöntemlerden biri olduğu bilinmektedir (Heywood, 1989). İlgili tabloda SDY için tutuşma gecikmesi değeri 2.096115 KMA olarak

hesaplanmıştır. % 5 ve % 7.5 su oranlarında tutuşma gecikmesi değerleri SDY'ye göre sırasıyla % 0.126 ve % 0.122 oranlarında artmıştır. Bu durumun; EHSE durumunda, suyun buharlaşarak çevreden buharlaşma ısısı çekmesi ve silindir içerisindeki karışımın soğumasıyla silindir sıcaklıklarının ve basınçlarının azalmasından kaynaklandığı açıkça anlaşılmaktadır.

Tablo 3.17. 2250 d/d devir sayısında, SDY, % 5 ve % 7.5 su oranları için efektif güç, ÖYT, NO emisyonunun hacimsel oranı ve tutuşma gecikmesi değerleri

2250 d/d, Su oranları	N_e (kW)	b_e (g/kWh)	$y_{NO} * 1000$	T_{max} (K)	Tutuşma gecikmesi (KMA)
SDY	36.793	216.33	5.191	1973.98	2.096115
% 5 Su oranı	35.227	231.38	4.546	1917.25	2.098760
% 7.5 Su oranı	34.081	239.17	4.340	1896.74	2.098664





Şekil 3.33. 2250 d/d'da SDY, % 5 ve % 7.5 su oranları için sunulan modelden elde edilen **a)** silindir basıncı, **b)** silindir sıcaklığı ve **c)** açığa çıkan ısı oranı değerlerinin değişimi

Bir diğer sayısal uygulamada ise, güncel 2021 model Renault Talisman’da da kullanılan common-rail püskürtme sistemine sahip, turboşarjlı Renault M9R tipi dizel motoru tercih edilmiş ve bu motorda ek su kullanımının etkileri incelenmiştir (URL-1, 2021). Söz konusu motorun başlıca teknik özellikleri Tablo 3.18’de verilmiştir. Burada ilk olarak nominal 4000 d/d devir sayısında SDY durumu için geliştirilen modelden elde edilen efektif güç ve 100 km’deki yakıt tüketimi (L/100km) değerleri, Renault Talisman katalog değerleri ile karşılaştırılmıştır. Renault Talisman motoru özellikleri kullanılarak, SDY durumu için sunulan modelden efektif güç değeri 127.27 kW olarak hesaplanmıştır ve Renault Talisman kataloğunda efektif güç değeri ise 118 kW’dır. Bu durumda efektif güçler arasında % 7.86’lık fark bulunduğu görülmektedir. Ayrıca; sunulan modelde 100 km’deki yakıt tüketimi değeri 4.81 L olarak hesaplanmıştır ve Renault Talisman kataloğunda ise 4.5 L/100km olarak verilmiştir. Söz konusu değerler arasında % 6.88 düzeyinde fark olduğu görülmektedir. Sunulan modelde SDY durumu için hesaplanan efektif güç ve 100km’deki yakıt tüketimi değerlerinin, Renault Talisman motor kataloğundaki değerlere kabul edilebilecek ölçüde yakın olduğu anlaşılmaktadır. Bu adımdan sonra, geliştirilen model Renault M9R tipi dizel motorunun özellikleri kullanılarak 4000 d/d nominal devir sayısında ve tam yükte % 3, % 6 ve % 9 su oranları için koşturulmuştur. Elde edilen silindir basıncı, silindir sıcaklığı ve açığa çıkan ısı oranı değişim eğrileri ve hesaplanan motor performans parametreleri ile NO emisyonunun hacimsel oranlarının değişimleri grafikler ve tablo şeklinde aşağıdaki paragraflarda sunulmuştur.

Tablo 3.18. Renault Talisman/ M9R motorunun teknik özellikleri

Modeli ve Tipi	Renault Talisman/ M9R
Yakıt Tipi	Dizel
Püskürtme sistemi	Common-rail
Püskürtme basıncı	Maksimum 2500 bar
Sıkıştırma oranı	15.1
Silindir çapı – strok uzunluğu	85 mm – 88 mm
Silindir sayısı	4
Toplam strok hacmi	1997 cm ³
Maksimum güç ve devri	118 kW, 4000 d/d
Maksimum moment ve devri	360 Nm, (1500-2750) d/d

Şekil 3.34 (a)’da 4000 d/d devir sayısında SDY, % 3, % 6 ve % 9 su oranlarında sunulan modelden elde edilen basınç değerlerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. Söz konusu

şekilden görülebileceği gibi; SDY, % 3, % 6 ve % 9 su oranları için sunulan modelden elde edilen basınç eğrilerinin değişimleri birbirine benzer karakterde çıkmıştır. Şekil 3.34 (a)'da, sunulan modelde SDY durumunda maksimum basınç değeri 153.562 bar şeklinde hesaplanmıştır. % 3, % 6 ve % 9 su oranlarında ise, maksimum basınç değerleri sırasıyla 157.721, 158.368 ve 149.969 bar olarak bulunmuştur. İlgili şekilden; 4000 d/d devir sayısında emme havasına su eklenmesi durumunda silindir basıncı değerlerinin % 3 ve % 6 su oranında arttığı, % 9 oranında ise azaldığı görülmektedir. % 3 ve % 6 su oranları için SDY'ye göre maksimum basınç değerlerindeki artma oranları sırasıyla % 2.71 ve % 3.13 olarak hesaplanmıştır. % 9 oranında SDY'ye göre azalma oranı ise % 2.34 düzeyinde belirlenmiştir. Böylece % (3-6) su oranı aralığında emme havasına su eklenmesinin yanmayı iyileştirdiği söylenebilir. Literatürde de, Kaliaperumal ve Udayakumar (2009) yaptıkları sayısal çalışmada emme havasına su eklenmesinin silindir basınç değerlerinin arttırdığını ve yanmayı bir ölçüde iyileştirdiğini belirtmişlerdir. Durgun (1988) ve Şahin (2014;2015) yayınlarında; çeşitli yakıt karışımlarında (etil alkol-benzin, benzin-dizel yakıtı karışımlarında) ve su-yakıt karışımlarında yaklaşık % 6 karışım oranının en iyi oran olduğunu vurgulanmakta ve bu oranı “sihirli oran” diye adlandırılmaktadır.

Şekil 3.34 (b)'da 4000 d/d devir sayısında SDY, % 3, % 6 ve % 9 su oranlarında sunulan modelden elde edilen sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması verilmiştir. Bu şekilde; sunulan modelde SDY durumunda maksimum sıcaklık değeri 1955.11 K olduğu % 3, % 6 ve % 9 su oranlarında ise, maksimum sıcaklık değerlerinin sırasıyla 1915.62, 1879.13 ve 1796 K olarak hesaplandığı görülmektedir. İlgili şekilden anlaşılabileceği gibi; % 3, % 6 ve % 9 su oranları için sıcaklık değerleri SDY'ye göre daha düşük çıkmıştır. % 3, % 6 ve % 9 su oranları durumunda, SDY'ye göre maksimum sıcaklık değerleri sırasıyla % 2.02, % 3.88 ve % 8.14 oranlarında azalmıştır. Literatürde de benzer sonuçlar verilmektedir. Ma vd. (2014) yaptıkları sayısal çalışmada EHSE'nin silindir içi ortalama sıcaklığını azalttığı belirtmişlerdir. Sıcaklıkların azalmasının NO_x emisyonlarında önemli düzeyde azalmalara katkı sağlayacağı literatürden bilinmektedir (Sandeep vd., 2019; Gowrishankar vd., 2020).

Şekil 3.34 (c)'de ilgili devir sayısında SDY, % 3, % 6 ve % 9 su oranlarında sunulan modelden elde edilen açığa çıkan ısı oranı değişimleri sunulmuştur. Söz konusu şekilden görüldüğü gibi; SDY durumunda maksimum açığa çıkan ısı oranı 72.15 J/derece; % 3, % 6 ve % 9 su oranlarında ise, maksimum açığa çıkan ısı oranı değerleri sırasıyla 76.27, 76.59 ve 67.68 J/derece olmaktadır. Buradan, EHSE ile açığa çıkan ısı oranı değerlerinin % 3 ve % 6 su oranlarında arttığı, % 9 su oranında ise azaldığı görülebilir. % 3 ve % 6 su oranlarında,

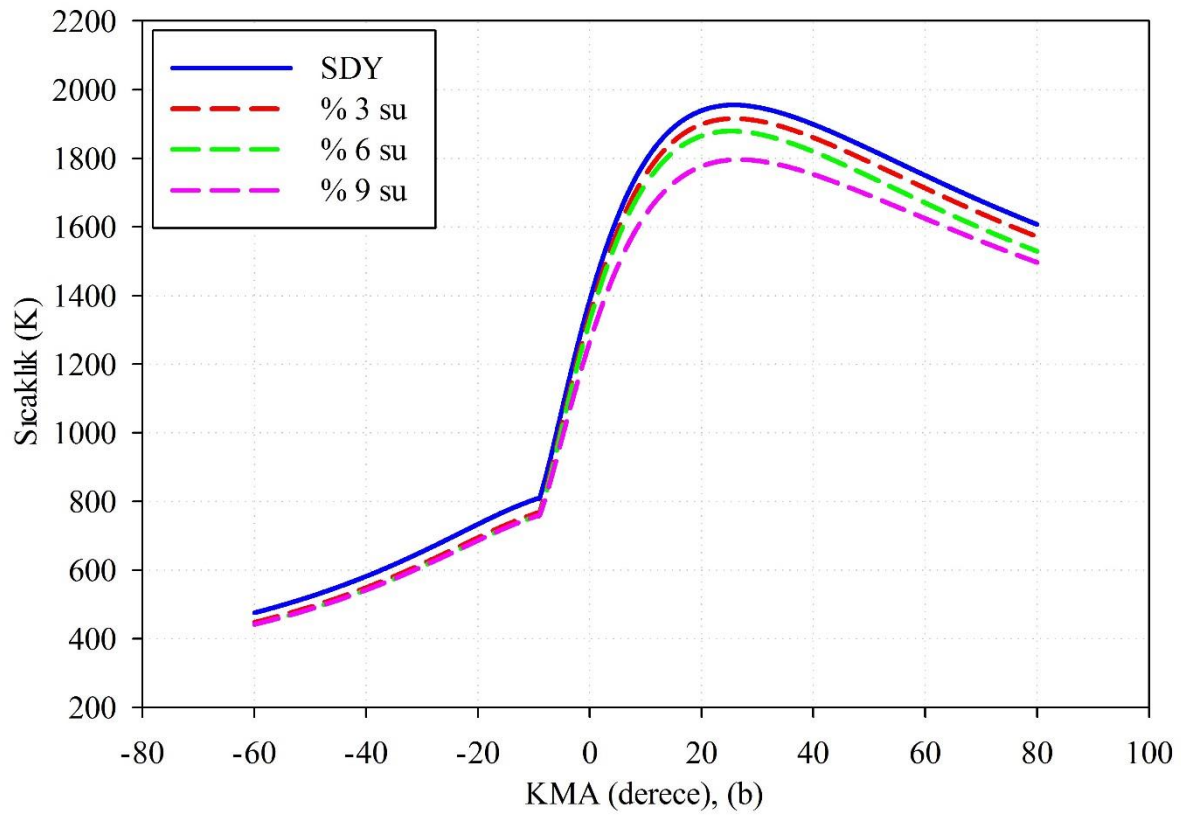
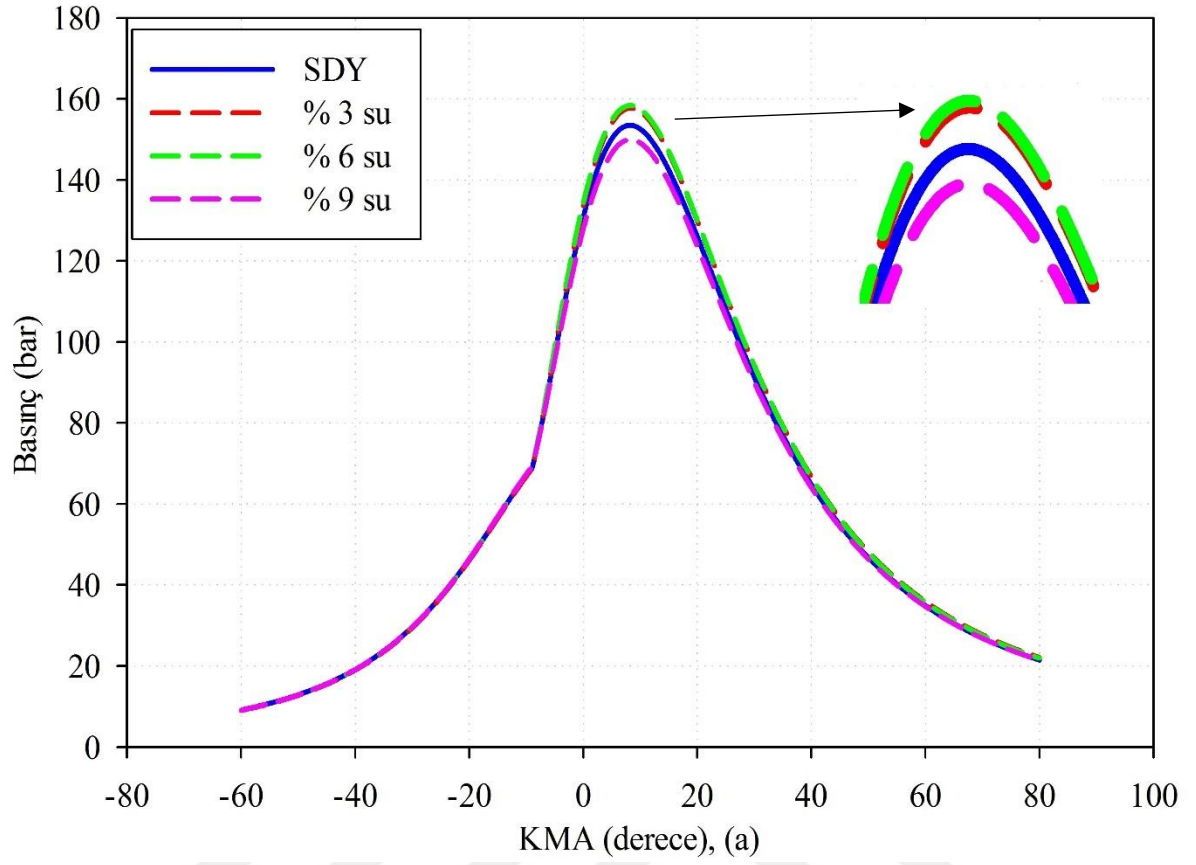
SDY'ye göre maksimum açığa çıkan ısı oranları sırasıyla % 5.71 ve % 6.15 olarak artmış, % 9 su oranında ise, % 6.2 oranında azalmıştır. Buradan % 3 ve % 6 su oranlarında yanmanın iyileştiği, % 9 su oranında ise yanmanın kötüleştiği söylenebilir. Burada da az önce belirtilen, Durgun'un (1988) % 6 sihirli oranının geçerli olduğu görülmektedir.

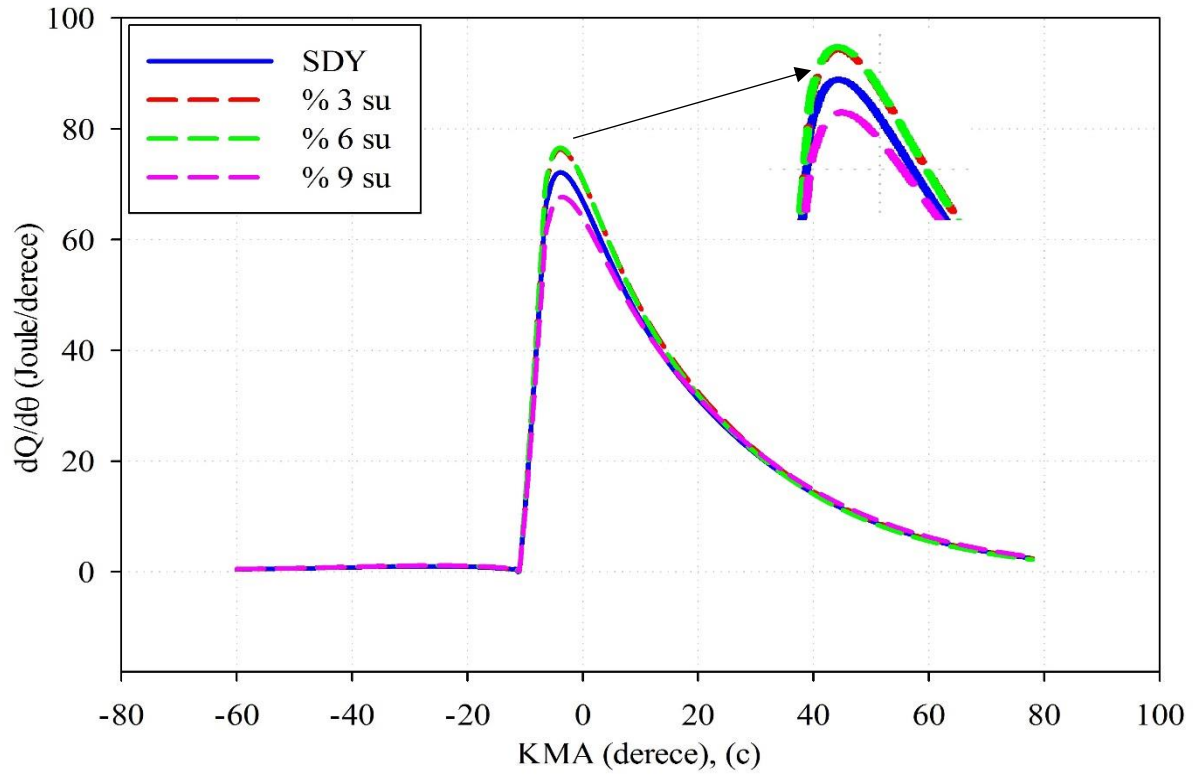
Tablo 3.19'da EHSE uygulamasının motor karakteristiklerinden efektif güç, ÖYT, tutuşma gecikmesi, 100 km'deki yakıt tüketimi ve NO emisyonunun hacimsel oranı üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Sunulan modelden, SDY durumunda efektif güç değeri 127.27kW olarak hesaplanmıştır. % 3, % 6 ve % 9 su oranlarında ise efektif güç değerleri sırasıyla 135.15, 133.65 ve 125.50 kW şeklinde belirlenmiştir. Bu durumda, % 3 ve % 6 su oranlarının efektif güç değerleri, SDY'ye göre sırasıyla % 6.19 ve % 5.01 oranlarında artmıştır. % 9 su oranında ise efektif güç değeri % 1.39 düzeyinde azalmıştır. EHSE durumunda belirtilen su oranlarında efektif gücün SDY göre artmasının yanmanın bu oranlarda iyileşmesinden, dolayısı ile maksimum silindir basınçlarının artmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. % 9 su oranında ise; yanmanın düşük su oranlarındaki kadar iyileşmemesi nedeniyle maksimum silindir basıncı azalmakta, sonuçta efektif güç de azalmaktadır. İlgili tablodan görülebileceği gibi, SDY durumunda ÖYT değeri 206g/kWh olarak hesaplanmıştır. % 3, % 6 ve % 9 su oranlarında ise ÖYT değerleri sırasıyla 208, 213 ve 223g/kWh şeklinde hesaplanmıştır. % 3, % 6 ve % 9 su oranlarının ÖYT değerleri, SDY'ye göre sırasıyla % 0.97, % 3.39 ve % 8.25 düzeylerinde artmıştır. EHSE durumunda ÖYT'nin artmasının yanmanın nispeten iyileşmesine karşın buharlaşma ısısına harcanan ısıdan ilgili su oranlarında kaynaklandığı söylenebilir. Ancak ÖYT artma oranları düşük su oranlarında pek fazla artmamıştır. Tablo 3.19'da SDY durumunda maksimum sıcaklık değerine karşılık gelen NO emisyonunun hacimsel oranı 4.558 olarak hesaplanmıştır. % 3, % 6 ve % 9 su oranlarında ise NO'nun hacimsel oranları sırasıyla 4.088, 3.753 ve 2.981 olarak belirlenmiştir. % 3, % 6 ve % 9 su oranlarında NO'nun hacimsel oranları, SDY'ye göre sırasıyla % 10.31, % 17.66 ve % 34.20 düzeylerinde azalmıştır. EHSE ile yanma sıcaklıklarının azalmasıyla NO emisyonunun hacimsel oranları da doğal olarak azalmıştır. Literatürde benzer sonuçlar bulunmuştur. Kaliaperumal ve Udayakumar (2009) yaptıkları sayısal çalışmada su eklenmesiyle NO emisyonlarında % 20 düzeyinde bir azalma elde ettiklerini belirtmektedir. Böylece, sunulan çalışmanın sayısal sonuçlarının literatürle uyum içerisinde olduğu görülmektedir. İlgili tabloda, SDY için tutuşma gecikmesi değeri 4.52376 KMA olarak hesaplanmıştır. % 3, % 6 ve % 9 su oranlarında tutuşma gecikmesi değerleri SDY'ye göre sırasıyla % 4.05, % 4.66 ve % 4.65 oranlarında artmıştır. Tutuşma

gecikmesinin artması dizel vuruntusuna neden olabilir. Ancak buradaki artma değerleri çok yüksek çıkmamıştır. Vuruntu oluşturmayacak şekilde yakıtın ÜÖN civarında yanmasının efektif gücü ve verimi artırdığı söylenebilir (Heywood, 1989; Durgun, 2018). Yani yakıtın yaklaşık sabit hacimde yanması aynı zamanda motorun verimini ve ÖYT'sini de artırdığı literatürden bilinmektedir (Durgun, 2018; Heywood, 1989).

Tablo 3.19. Renault Talisman taşıtında kullanılan M9R tipi dizel motorunda 4000 d/d devir sayısında, SDY, % 3, % 6 ve % 9 su oranları için efektif güç, ÖYT, NO emisyonunun hacimsel oranı, 100 km'deki yakıt tüketimi ve tutuşma gecikmesi değerleri ve SDY'ye göre oluşan artma ve azalma oranları

<i>4000 d/d</i>	<i>SDY</i>	<i>% 3 Su oranı</i>	<i>% Fark</i>	<i>% 6 Su oranı</i>	<i>% Fark</i>	<i>% 9 Su oranı</i>	<i>% Fark</i>
N_e (kW)	127.27	135.15	6.19	133.65	5.01	125.50	-1.39
b_e (g/kWh)	206	208	0.97	213	3.39	223	8.25
$y_{NO} * 1000$	4.558	4.088	-10.31	3.753	-17.66	2.981	-34.20
L/100 km	4.80	4.846	0.96	4.96	3.33	5.19	8.13
Tutuşma G. (KMA °)	4.52376	4.70704	4.05	4.73463	4.66	4.73427	4.65





Şekil 3.34. Renault Talisman taşıtında kullanılan M9R tipi dizel motorunda, 4000 d/d'da; SDY, % 3, % 6 ve % 9 su oranları için sunulan modelden elde edilen **a)** silindir basıncı, **b)** silindir sıcaklığı ve **c)** açığa çıkan ısı oranı değerlerinin değişimleri

4. SONUÇLAR

Sunulan tez çalışmasından elde edilen sonuçlar, aşağıdaki paragraflarda sırası ile deneysel sonuçlar ve sayısal sonuçlar şeklinde sunulacaktır.

4.1. Deneysel Sonuçlar

Deneysel çalışmada, günümüz taşıtlarında kullanılan Renault K9K700 tipi bir dizel motorunda EHSE'nin ÖYT, CO₂, (CO, NO_x, HC ve opasite) gibi başlıca eksoz emisyonları, silindir basınçları ve sıcaklıkları, açığa çıkan ısı oranı ve yanma süresi üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Bu bölümde, EHSE'nin ÖYT, CO₂ ve eksoz emisyonları üzerindeki etkileri ile ilgili; momentin maksimum olduğu 2000 d/d'de 7 farklı yük altında, ve 4000 d/d nominal devir sayısında 6 farklı yük altında, 7 farklı su oranı için elde edilen deneysel sonuçlar verilecektir. Ardından; (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) d/d devir sayılarında ve tam yük durumunda EHSE'nin silindir basınçları ve silindir sıcaklıkları ve açığa çıkan ısı oranı ve yanma süreleri üzerindeki etkilerinin sonuçları kısaca sunulacaktır. Burada ayrıca; 2000 d/d'da ve 120 Nm yük durumu için EHSE'nin silindir basınçları ve sıcaklıkları, açığa çıkan ısı oranı ve yanma süreleri üzerindeki etkilerinin sonuçları da verilecektir.

Sunulan tez çalışmasında daha önceden açıklandığı gibi, (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) d/d devir sayılarında, farklı yük durumlarında, SDY ve yaklaşık % (2, 4, 6, 8 ve 10) su oranlarında açığa çıkan ısı oranlarının KMA'ya göre değişimlerinin gösterildiği eğrilerden yararlanarak, yanma süreleri için pratik kullanılabilir ampirik bir bağıntı da geliştirilmiştir. İlgili bağıntıda; yük durumu, devir sayısı ve su oranı yanma süresiyle ilişkilendirilmiştir. Geliştirilen yanma süresi bağıntısı kullanılarak, test motorunda yapılmamış bazı koşullar için örnek uygulamalar gerçekleştirilmiş ve sonuçlar burada sunulmuştur. Aşağıda, sunulan çalışmanın deneysel bölümünden elde edilmiş olan başlıca deneysel sonuçlar sistematik olarak kısaca özetlenmiştir: Konuya ilişkin ayrıntılı bilgiler ve irdelemeler ilgili bölümlerde bulunabilir.

1. 2000 d/d devir sayısında seçilen yük durumları için; su oranı arttıkça, düşük yüklerde ÖYT'nin azalmasına karşın yüksek yüklerde ÖYT genel olarak artmıştır.

EHSE ile ÖYT’de elde edilen en iyi iyileşmenin; 120 Nm yük altında, yaklaşık % 6 su oranı için % 2.68 düzeyinde olduğu belirlenmiştir. 4000 d/d devir sayısında seçilen tüm yük durumları için; EHSE uygulaması ile ÖYT artmıştır. ÖYT’deki maksimum artışın, 115 Nm yük altında % 6 su oranında % 2.07 olduğu belirlenmiştir. Nominal devir olan 4000 d/d devir sayısında, test motorunun deneyler boyunca pek kararlı olarak çalışmadığı gözlenmiştir.

2. 2000 d/d devir sayısında, EHSE ile seçilen tüm çalışma koşullarında CO₂ oranı, SDY’ye göre artmıştır. 2000 d/d devir sayısında CO₂’deki maksimum artma, 100 Nm yük altında, % 8 su oranında % 2.99 olarak belirlenmiştir. 4000 d/d devir sayısında seçilen yük durumları için; EHSE ile CO₂ azalmıştır. 4000 d/d devir sayısında CO₂’de görülen maksimum azalma 72 Nm yük değerinde ve % 8 su oranında % 13.25 olarak belirlenmiştir.
3. 2000 d/d devir sayısında seçilen yük durumları için; EHSE ile CO oranı yaklaşık % 6 su oranına kadar (150, 140 ve 130) Nm gibi yüksek yük değerlerinde artmış ancak (120, 110, 100 ve 90) Nm gibi düşük yük değerlerinde ise azalmıştır. EHSE ile, CO oranındaki maksimum artış 150 Nm yükte, % 14 su oranında, % 58.97 düzeyinde olmuştur. 4000 d/d devir sayısında seçilen yük durumları için; EHSE ile CO oranı, % 6 su oranına kadar azalmış ancak; % 6 su oranından sonra, yüksek yüklerde artmış ve düşük yüklerde ise azalmıştır. CO oranının maksimum azalma miktarının 115 Nm yük altında, % 4 su oranında, % 34.65 düzeyinde olduğu belirlenmiştir.
4. EHSE ile NO_x’lerin oranı; hem 2000 d/d hem de 4000 d/d devir sayılarında, seçilen tüm çalışma koşullarında azalmış ve karışımdaki su oranı arttıkça NO_x’lerin oranındaki azalma oranları artmıştır. 2000 d/d’de, EHSE ile NO_x’lerin oranında belirlenen maksimum azalma 90 Nm yük değerinde, % 12 su oranında, % 22.54 düzeyinde olmuştur. Ayrıca; 150 Nm tam yük değerinde ve % 6 su oranında NO_x’lerin oranında % 9.52 düzeyinde azalma belirlenmiştir. 4000 d/d’da, EHSE ile NO_x’lerin oranında görülen maksimum azalma oranı 115 Nm yük değerinde, % 14 su oranında, % 25.37 düzeyinde olmuştur.
5. Hava fazlalık katsayısı; EHSE ile hem 2000 d/d hem de 4000 d/d devir sayılarında seçilen tüm çalışma koşullarında azalmıştır. 2000 d/d’de, EHSE ile hava fazlalık

katsayısında oluşan maksimum azalma oranı 150 Nm yük değerinde, % 14 su oranında, % 4.71 düzeyinde belirlenmiştir. 4000 d/d'de, EHSE ile hava fazlalık katsayısında oluşan maksimum azalma oranı ise 72 Nm yük değerinde, % 6 su oranında, % 4.5 düzeyinde çıkmıştır. EHSE ile hava fazlalık katsayılarının azalması, her iki devir sayısında da NO_x'lerin azalmasını olumlu yönde etkilemiştir.

6. EHSE ile; HC'lerin oranının, 2000 d/d'de tüm çalışma koşullarında azaldığı, 4000 d/d 'de ise seçilen yüklerde % 8 su oranına kadar azaldığı ve bu orandan sonra arttığı görülmüştür. 2000 d/d'de ve seçilen tüm yük durumlarında; HC'lerin oranı, % 6 su oranına kadar etkin bir biçimde azalmış, ancak bu orandan sonra azalma oranları düşmüştür. Söz konusu devir sayısında HC'lerin oranındaki maksimum azalma, 130 Nm yük altında, % 6 su oranında, % 64.84 düzeyinde olmuştur. 4000 d/d devir sayısında HC'lerin oranındaki maksimum azalma, 65 Nm yük altında, % 6 su oranında, % 74.29 düzeyinde belirlenmiştir.
7. EHSE ile opasitenin, (2000 ve 4000) d/d'de seçilen yük durumlarında, % (2-4) gibi düşük su oranlarında önemli ölçüde azaldığı, % (6, 8 ve 10) su oranlarında ise genellikle arttığı görülmüştür. 2000 d/d devir sayısında opasitedeki maksimum azalma oranı; 100 Nm yük altında, % 4 su oranında, % 69.08 düzeyinde belirlenmiştir. 4000 d/d devir sayısında opasitedeki maksimum azalma oranı ise; (57 ve 43) Nm yükleri altında, % 4 su oranında, % 29.75 düzeyinde gerçekleşmiştir.
8. EHSE ile; silindir basınçları tam yük durumunda, (2000, 2500 ve 3500) d/d devir sayılarında genellikle artmış, (3000 ve 4000) d/d devir sayılarında ise genel olarak azalmıştır. Seçilen tüm devir sayılarında maksimum basınçların oluştuğu açılar ÜÖN'ye daha yakın çıkmıştır. EHSE durumunda etkin yanma ÜÖN'ya daha yakın krank açılarında oluşmuştur. 2000 d/d devir sayısında, SDY durumu için maksimum silindir basıncı 156.569 bar olmuş ve bu basıncın oluştuğu açı 11.146 KMA'da şeklinde belirlenmiştir. 2000 d/d'da; % (2.42, 4.22, 5.95, 8.32 ve 9.46) gibi seçilen su oranlarındaki maksimum basınçlar (158.156, 157.048, 156.808, 158.254 ve 156.955) bar olarak ölçülmüş ve bu basınçlar meydana geldiği açılar ise sırasıyla (10.681, 10.543, 10.717, 10.699 ve 11.047) KMA'da oluşmuştur. Seçilen tüm su oranlarındaki maksimum basınç değerleri SDY'den yüksek çıkmış

ve SDY durumuna göre daha erken oluştukları belirlenmiştir. 4000 d/d devir sayısında, SDY durumu için, maksimum silindir basıncın 157.994 bar ve oluştuğu açının 5.99 KMA'da olduğu görülmüştür. 4000 d/d'da; % (1.86, 4.47, 5.71, 8.32 ve 9.24) gibi seçilen su oranlarındaki maksimum basınçlar (153.675, 153.039, 154.741, 157.219 ve 156.053) bar olarak belirlenmiş ve bu basınçları ise sırasıyla (5.42, 6.05, 5.42, 4.85 ve 5.72) KMA'da oluşmuştur. Seçilen tüm su oranlarında maksimum basınç değerleri SDY'ye göre azalmış ve bu basınçların SDY'ye göre daha erken oluştuğu görülmüştür.

9. EHSE ile; silindir sıcaklıkları tam yük durumunda (2000, 2500 ve 3000) d/d devir sayılarında çoğunlukla azalmış, (3500 ve 4000) d/d devir sayılarında ise genellikle artmıştır. EHSE ile maksimum sıcaklık değerleri ÜÖN'dan daha uzak açılarda oluşmuştur. 2000 d/d devir sayısında, EHSE durumunda silindir sıcaklık değerleri azalmıştır. SDY için bulunan maksimum sıcaklık değeri 2168.032 K'dir ve 21.0879 KMA'da ölçülmüştür. % (2.42, 4.22, 5.95, 8.32 ve 9.46) su oranları için bulunan maksimum sıcaklıklar ise (2055.319, 2039.911, 2052.838, 2068.792 ve 2028.791) K değerlerini almış ve sırasıyla (21.513, 21.690, 21.188, 21.850 ve 21.283) KMA'larında oluşmuştur. 4000 d/d'de, SDY için ölçülen maksimum sıcaklık değeri 1846.579 K ve 21.319 KMA'da oluşmuştur. % (1.86, 4.47, 5.71, 8.32 ve 9.24) su oranları için ölçülen maksimum sıcaklıklar ise (1857.418, 1838.214, 1823.011, 1861.149 ve 1874.602) K değerlerini almış ve sırasıyla (21.600, 21.319, 22.518, 21.636 ve 23.004) KMA'larda oluşmuştur. Silindir sıcaklıkları, % (1.86, 8.32 ve 9.24) su oranları için artmış, buna karşın % (4.47 ve 5.71) su oranlarında için ise azalmıştır.

10. EHSE durumunda; seçilen tüm devir sayılarında ve tam yük durumunda; açığa çıkan ısı oranının KMA'ya göre değişim eğrileri SDY'ye oldukça benzer karakter sergilemiştir. EHSE ile; açığa çıkan ısı oranı tam yük durumunda, (2000, 2500, 3500 ve 4000) d/d devir sayılarında genellikle azalmış, 3000 d/d devir sayısında ise çoğunlukla artmıştır. 2000 d/d devir sayısında, SDY durumunda açığa çıkan ısı oranının maksimum değerinin 55.272 J/derece olduğu ve bu değer 8.435 KMA'da oluştuğu belirlenmiştir. % (2.42, 4.22, 5.95, 8.32 ve 9.46) su oranlarında ise açığa çıkan ısı oranlarının maksimum değerleri sırasıyla (55.005, 53.958, 54.389, 55.215

ve 54.195) J/derece olarak hesaplanmış ve bu değerlerin olduğu açılar ise, sırasıyla (8.876, 8.448, 8.604, 8.891 ve 8.773) KMA şeklinde belirlenmiştir. Buradan seçilen tüm su oranları için açığa çıkan maksimum ısı oranlarının, SDY'den daha düşük değerler aldığı görülmüştür. 4000 d/d'de, SDY durumunda açığa çıkan ısı oranının maksimum değeri 24.981 J/derece olmuştur ve 8.707 KMA'da gerçekleşmiştir. % (1.86, 4.47, 5.71, 8.32 ve 9.24) su oranlarında açığa çıkan ısı oranının maksimum değerleri sırasıyla (24.208, 24.348, 24.637, 25.286 ve 24.935) J/derece olarak hesaplanmış ve sırasıyla (9.000, 9.308, 8.707, 9.015 ve 8.664) KMA'larda oluşmuştur. Buradan, seçilen tüm su oranlarında açığa çıkan ısı oranlarının maksimum değerlerinin, genellikle SDY'den daha düşük değerler aldığı görülmüştür.

11. EHSE durumunda; yanma sürelerinin, tüm devir sayılarında ve tam yük durumunda genel olarak kısaldığı belirlenmiştir. 2000 d/d devir sayısında, SDY ve % (2.42, 4.22, 5.95, 8.32 9.46) su oranları için yanma süreleri sırasıyla; (13.10, 12.96, 12.93, 12.68, 12.95 ve 13.576) KMA şeklinde hesaplanmıştır. % (2.42, 4.22, 5.95 ve 8.32) su oranlarında yanma sürelerinin SDY'ye göre azalma oranları % (1.068, 1.297, 3.206, 1.145 ve 9.46) su oranı ise SDY'ye göre artma oranı % 3.63 düzeyinde hesaplanmıştır. Buradan 2000 d/d'de EHSE durumunda yanma süresinin (KMA larak) genel olarak azaldığı görülmektedir. 4000 d/d'de SDY durumunda yanma süresi 24.32 KMA çıkmıştır. % (1.86, 4.47, 5.71, 8.32 ve 9.24) su oranlarında ise yanma süreleri (KMA olarak) sırasıyla; (24.25, 24.12, 24.02, 26.44 ve 28.88) KMA şeklinde belirlenmiştir. % (1.86, 4.47 ve 5.71) su oranları için, SDY göre yanma sürelerinin azalma oranları sırasıyla % (0.28, 0.81 ve 1.23) ve % (8.32 ve 9.24) su oranlarında ise sırasıyla % (8.73 ve 18.76) şeklinde belirlenmiştir.

12. Burada tam yükten daha düşük yük durumunda ve 2000 d/d devir sayısında da EHSE durumunda silindir basınçları ve sıcaklıkları, açığa çıkan ısı oranı ve yanma süreleri incelenmiştir ve sonuçlar aşağıda kısaca verilmiştir. EHSE ile, 2000 d/d'da ve 120 Nm yük altında; SDY durumu için maksimum silindir basıncı 134.393 bar ve olduğu açı 11.89 KMA'da şeklinde ölçülmüştür. % (2.73, 4.41, 6.19, 8.67 ve 9.94) su oranlarında maksimum basınçlar (133.552, 133.061, 132.696, 133.637 ve 134.803) bar olarak belirlenmiştir. İlgili basınçların olduğu açılar ise sırasıyla

(12.185, 11.894, 11.904, 11.895 ve 12.060) KMA olmuştur. Böylece maksimum basınç değerleri, seçilen tüm su oranlarında genellikle SDY'den düşük çıkmıştır.

13. EHSE ile, 2000 d/d'da ve 120 Nm yük durumunda; SDY için ölçülen maksimum sıcaklık değeri 1918.845 K'dir ve 20.627 KMA'da oluşmuştur. % (2.73, 4.41, 6.19, 8.67 ve 9.94) su oranlarında ölçülen maksimum sıcaklık değerleri ise (1953.698, 1977.478, 1971.094, 1927.593, 1973.666) K olmuş ve sırasıyla (22.415, 21.814, 22.151, 21.709 ve 21.470) KMA'larda oluşmuştur. Böylece 2000 d/d'da 120 Nm'de, EHSE durumunda silindir sıcaklığı değerlerinin arttığı belirlenmiştir.
14. EHSE durumunda, 2000 d/d'da ve 120 Nm yük altında; SDY için açığa çıkan ısı oranının maksimum değerinin 49.791 J/derece olduğu ve bu değer 10.690 KMA'da oluştuğu hesaplanmıştır. % (2.73, 4.41, 6.19, 8.67 ve 9.94) su oranlarında açığa çıkan ısı oranının maksimum değerleri sırasıyla (51.327, 51.817, 50.469, 51.050 ve 51.499) J/derece çıkmış ve sırasıyla (10.681, 10.380, 10.699, 10.552 ve 10.552) KMA'da oluşmuştur. Buradan, seçilen tüm su oranlarında maksimum açığa çıkan ısı oranlarının SDY'den daha yüksek değerler aldığı görülmüştür.
15. EHSE durumunda, 2000 d/d'da ve 120 Nm yük altında; SDY durumunda yanma süresi 12.79 KMA olarak belirlenmiştir. % (2.73, 4.41, 6.19, 8.67 ve 9.94) su oranları için ise yanma süreleri sırasıyla; (12.65, 12.94, 12.51, 12.65 ve 12.84) KMA şeklinde belirlenmiştir. Yanma süresi; % (2.73, 6.19 ve 8.67) su oranları için azalmış, buna karşın % 4.41 ve % 9.94 su oranları için ise artmıştır.
16. (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) d/d devir sayılarında, farklı yük durumlarında, SDY ve yaklaşık % (2, 4, 6, 8 ve 10) su oranları için açığa çıkan ısı oranlarının KMA'ya göre değişimlerinin gösterildiği eğrilerden yararlanarak yanma süreleri için ampirik bir bağıntı geliştirilmiştir. Burada eğrilerden okunan yanma sürelerine, su oranı, motor yükü ve devir sayısı göz önüne alınarak çoklu regresyona (eğri uydurma) uygulanarak söz konusu ampirik bağıntı elde edilmiştir.

Yanma süresi için geliştirilen bu ampirik bağıntı kullanılarak örneğin deney yapılmayan 2250 d/d, (80, 70 ve 60) Nm yük durumlarında, SDY ve % (2.5, 5, 7.5)

su oranları için yanma süreleri hesaplanmıştır. Böylece, geliştirilen bağıntı kullanılarak yukarıda verilen koşullarda EHSE durumunda yanma sürelerinin azaldığı görülmüştür.

4.2. Sayısal Sonuçlar

Bu bölümde; dizel motoru çevrimini SDY ve EHSE durumları için hesaplayabilen sıfır boyutlu termodinamik esaslı tek bölgeli modelin doğruluk kontrolünden ve modelden elde edilen başlıca sayısal sonuçlar kısaca sunulacaktır.

1. Sunulan çalışmada, dizel motoru çevrimleri için Ferguson tarafından önerilen sıfır boyutlu termodinamik esaslı tek bölgeli modele dayalı bir bilgisayar modeli bazı ek düzenlemelerle, geliştirilmiştir. Daha sonra söz konusu model; emme havasına su eklenmesi (EHSE) durumu için uyarlanmıştır. Geliştirilen bu model dizel motoru çevrimlerini hem SDY hem de EHSE durumlarında yeterli doğrulukta hesaplayabilmektedir. Geliştirilen çevrim modeli kullanılarak, silindir basınçları, sıcaklıkları, açığa çıkan ısı oranları ve motor performans parametreleri kabul edilebilir doğrulukta belirlenebilmektedir. Örneğin; 2000 d/d için, SDY durumunda maksimum basınç değeri deneysel olarak 10.24 KMA'da, 155.832 bar şeklinde ölçülmüştür. Sunulan modelden elde edilen maksimum basınç değeri ise 8 KMA'da 156.011 bar şeklinde hesaplanmıştır. Buradan sunulan modelin maksimum silindir basıncını deneysel değere çok yakın şekilde hesaplayabildiği anlaşılmakta ve sayısal ve deneysel değerler arasındaki farkın % 0.115 olduğu görülmektedir. Benzer şekilde bu devir sayısında maksimum sıcaklık değeri 21.08 KMA'da 2168 K olarak ölçülmüştür. Sunulan modelden hesaplanan maksimum sıcaklık değeri ise 19 KMA'da 2062 K olarak elde edilmiştir. Böylece maksimum sıcaklıklar arasındaki fark % 4.93 düzeyinde olmuştur. Ayrıca, yanmanın yorumlanmasında sıkça kullanılan açığa çıkan ısı oranlarının karşılaştırılmasının sonucu şöyledir: Açığa çıkan maksimum ısı oranı deneysel olarak 8.43 KMA'da 55.272 J/derece olarak belirlenmiştir. Geliştirilen modelden ise açığa çıkan ısı oranının maksimum değeri -0.5 KMA'da 52.077 J/derece şeklinde hesaplanmıştır. Böylece açığa çıkan maksimum ısı oranları arasındaki farkın % 5.78 olduğu görülmüştür. Sunulan çalışmada, modelin sonuçlarının kontrolünde 4000 d/d devir sayısında, SDY

durumu için de yapılan karşılaştırmalarda benzeri hata oranları bulunmuştur. Bunlara ek olarak, sunulan modelin SDY durumu için motor performans parametrelerini de ortalama % 3.98 doğruluğunda hesaplayabildiğini belirlenmiştir. Emme havasına su eklenmesi durumunda da sunulan model dizel motoru çevrimini, yanma parametrelerini ve motor performans parametrelerini yeterli duyarlılıkta hesaplayabilmektedir. Örneğin; 2200 d/d devir sayısında, % 20 su oranında ve tam yükte, en yüksek silindir basıncını, Kökkülünk (2012) deneysel olarak 5.03 KMA'da 68.037 bar ve sayısal model sonucu olarak ise 5.03 KMA'da 68.365 bar şeklinde vermiştir. Sunulan modelden ise en yüksek silindir basıncı 8.5 KMA'da 69.336 bar olarak hesaplanmıştır. Böylece; Kökkülünk'ün (2012) sayısal ve deneysel maksimum silindir basınçları arasındaki fark % 0.48 iken bu fark sunulan model için % 1.90 olmuştur. Ayrıca; 2200 d/d devir sayısı ve % 20 su oranı için, sunulan modelden hesaplanan motor performans parametreleri ile Kökkülünk (2012)'ün deneysel motor performans parametreleri arasında maksimum fark % 4.71 olarak hesaplanmıştır. Böylece sunulan modelin EHSE durumunda da dizel motoru çevrimlerini ve motor performans parametrelerini yeterli duyarlılıkta hesapladığı görülmüştür.

2. Geliştirilen çevrim modeli kullanılarak güncel bir otomobil motorunda % 6 ve % 10 su kullanımının etkileri sayısal olarak da incelenmiştir ve aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır. 2000 d/d ve 4000 d/d devir sayıları için, emme havasına % 6 ve % 10 su eklenmesi durumunda silindir basınç değerleri genel olarak SDY değerlerine göre daha düşük çıkmıştır. Aynı şekilde silindir sıcaklıkları da SDY değerlerine göre genellikle azalmıştır. Benzer; 2000 d/d ve 4000 d/d devir sayılarında açığa çıkan ısı oranları emme havasına % 6 ve % 10 su eklenmesi durumunda, genellikle SDY değerlerine göre daha düşük olduğu görülmüştür. Örneğin; 2000 d/d için % 6 su oranı durumunda maksimum basınç değeri 10.72 KMA'da 157.025 bar şeklinde ölçülmüştür. Sunulan modelden elde edilen maksimum basınç değeri ise 8 KMA'da 155.288 bar şeklinde hesaplanmıştır. Bu durumda sunulan model maksimum silindir basıncı değerini deneysel değere çok yakın şekilde hesaplayabilmektedir ve sayısal değer ile deneysel değer arasındaki fark % 1.1 çıkmıştır. Yine, aynı devir sayısında ve su oranında, deneysel maksimum sıcaklık değeri 22.18 KMA'da 2053 K olarak ölçülmüştür. Bu koşullarda, sunulan

modelden hesaplanan maksimum sıcaklık değeri ise 19.5 KMA'da 2015 K olarak bulunmuştur. Böylece maksimum sıcaklıklar arasındaki fark % 1.85 çıkmıştır. Örneğin; maksimum açığa çıkan ısı oranı 2000 d/d'da SDY durumunda deneysel olarak 8.43 KMA'da 54.389 J/derece olarak belirlenmiştir. Geliştirilen modelden ise açığa çıkan ısı oranının maksimum değeri -0.5 KMA'da 52.077 J/derece şeklinde hesaplanmıştır. Böylece maksimum açığa çıkan ısı oranları arasındaki farkın % 4.25 olduğu belirlenmiştir. Sunulan çalışmada, modelin sonuçlarının kontrolünde, göz önüne alınan 4000 d/d devir sayısında % 6 ve % 10 su eklenmesi durumu için de yapılan karşılaştırmalarda benzer hata oranları bulunmuştur. Bunlara ek olarak, sunulan model % 6 ve % 10 su eklenmesi durumu için motor performans parametrelerini de ortalama % 4.47 doğruluğunda hesaplayabilmektedir.

3. 2000 ve 4000 d/d devir sayıları için, emme havasına % 6 ve % 10 su eklenmesi durumunda efektif güç değerlerinin genel olarak azaldığı ve ÖYT'nin de arttığı sayısal olarak belirlenmiştir. 2000 d/d ve 4000 d/d devir sayılarında emme havasına % 6 ve % 10 su eklenmesi durumunda, efektif güç değerleri ortalama % 3.42 düzeyinde azalmıştır. 2000 d/d ve 4000 d/d devir sayılarında emme havasına % 6 ve % 10 su eklenmesi durumunda, ÖYT değerleri ortalama % 3.14 düzeyinde artmıştır.
4. Sunulan çalışmada geliştirilen çevrim modeli uygulanarak deneysel çalışmada kullanılan motor için deneyi yapılmamış olan 2250 d/d devir sayısında, SDY, % 5 ve % 7.5 su oranları için elde edilen sayısal sonuçlar ise aşağıdaki gibi olmuştur:

4a) 2250 d/d devir sayısında emme havasına su eklenmesi durumunda, basınç değerlerinin azaldığı görülmüştür. Örneğin % 5 ve % 7.5 su oranlarında, SDY'ye göre maksimum basınç değerlerindeki azalma oranları sırasıyla % 1.26 ve % 1.98 olarak hesaplanmıştır. Aynı koşullarda silindir sıcaklıkları da azalmıştır. Maksimum sıcaklık değerlerinde % 5 ve % 7.5 su oranları için, SDY'ye göre oluşan azalma oranları sırasıyla % 2.87 ve % 3.91 şeklinde hesaplanmıştır. Ayrıca, EHSE durumunda açığa çıkan ısı oranı değerlerinin azaldığı belirlenmiştir. % 5 ve % 7.5

su oranlarında, maksimum açığa çıkan ısı oranları SDY'ye göre sırasıyla % 4.46 ve % 6.22 oranlarında azalmıştır.

4b) 2250 d/d devir sayısında, % 5 ve % 7.5 su oranlarında efektif güç, NO emisyonunun hacimsel oranları ve tutuşma gecikmesi azalmış, buna karşın ÖYT ise artmıştır. % 5 ve % 7.5 su oranlarının efektif güç değerleri SDY'ye göre sırasıyla % 4.26 ve % 7.37 oranlarında azalmıştır. Aynı koşullarda ÖYT değerleri ise SDY'ye göre sırasıyla % 6.95 ve % 10.56 oranlarında artmıştır. Bununla birlikte, % 5 ve % 7.5 su oranlarının NO değerleri SDY'ye göre sırasıyla % 12.43 ve % 16.39 oranlarında azalmıştır. Ayrıca; 2250 d/d devir sayısında, EHSE ile tutuşma gecikmesi değerlerinin de çok az arttığı belirlenmiştir. Buradan 2250 d/d devir sayısında emme havasına % 5 oranında su eklenmesi ile efektif güç ve ÖYT değerlerinde çok fazla kötüleşme olmadan NO emisyonunun hacimsel oranının önemli ölçüde azaldığı görülmüştür.

- 5.** Sunulan çevrim modeli uygulanarak, emme havasına % 3, % 6 ve % 9 oranlarında su eklenmesinin etkileri, güncel 2021 model Renault Talisman otomobilinde kullanılan M9R tipi dizel motorunda incelenmiştir ve elde edilen sayısal sonuçlar aşağıdaki verilmiştir:

5a) 4000 d/d devir sayısında emme havasına su eklenmesi durumunda silindir basıncı değerlerinin % 3 ve % 6 su oranında arttığı, % 9 su oranında ise azaldığı görülmüştür. % 3 ve % 6 su oranları için SDY'ye göre maksimum basınç değerlerindeki artma oranları sırasıyla % 2.71 ve % 3.13 olarak belirlenmiştir. % 9 su oranında SDY'ye göre azalma oranı ise % 2.34 düzeyinde hesaplanmıştır. Aynı devir sayısında, emme havasına su eklenmesi durumunda silindir sıcaklıkları da azalmıştır. % 3, % 6 ve % 9 su oranları durumunda, SDY'ye göre maksimum sıcaklık değerleri sırasıyla % 2.02, % 3.88 ve % 8.14 düzeylerinde azalmıştır. Öte yandan; EHSE ile açığa çıkan ısı oranı değerlerinin % 3 ve % 6 su oranlarında arttığı, % 9 su oranında ise azaldığı görülmüştür. % 3 ve % 6 su oranlarında, SDY'ye göre maksimum açığa çıkan ısı oranları sırasıyla % 5.71 ve % 6.15 düzeyinde artmış, % 9 su oranında ise, % 6.2 oranında azalmıştır.

5b) 4000 d/d devir sayısında, EHSE durumunda efektif güç değerleri genellikle artmıştır. Örneğin % 3 ve % 6 su oranlarının efektif güç değerleri, SDY'ye göre sırasıyla % 6.19 ve % 5.01 düzeylerinde artmıştır. % 9 su oranında ise efektif güç değeri % 1.39 oranında azalmıştır. Buna karşın, EHSE durumunda ÖYT değerleri ise, SDY'ye göre artmıştır. % 3, % 6 ve % 9 su oranlarında ÖYT değerleri, SDY'ye göre sırasıyla % 0.97, % 3.39 ve % 8.25 düzeylerinde artmıştır. Bununla birlikte; % 3, % 6 ve % 9 su oranlarında NO'nun hacimsel oranları, SDY'ye göre sırasıyla % 10.31, % 17.66 ve % 34.20 düzeylerinde azalmıştır. Buradan 4000 d/d devir sayısında emme havasına % (3-6) oranında su eklenmesi ile ÖYT değerlerinde pek fazla kötüleşme olmaksızın efektif gücün arttığı, öte yandan NO emisyonunun hacimsel oranının ise önemli ölçüde azaldığı belirlenmiştir. Sonuç olarak, Renault Talisman'da kullanılan M9R tipi dizel motoruna; 4000 d/d devir sayısında emme havasına % (3-6) oranında su eklenmesinin uygulanması önerilebilir.

5. ÖNERİLER

1. Sunulan tez çalışmasının deneysel bölümünde, EHSE'nin eksoz emisyonları üzerindeki etkilerinin irdelenmesi; yalnızca; momentin maksimum olduğu 2000 d/d ve gücün maksimum olduğu 4000 d/d devir sayılarında ve farklı yükler altında yapılmıştır. EHSE'nin eksoz emisyonları üzerindeki etkilerini daha iyi anlayabilmek ve yorumlayabilmek için daha farklı devir sayılarında da benzeri deneylerin yapılması önerilebilir.

2. Deneysel çalışmada, suyun emme kanalından emilmekte olan havanın içerisine püskürtülmesi basit bir karbüratör aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Daha ileri düzeydeki ayrıntılı çalışmalarda, suyun gönderilmesinde elektronik olarak kontrol edilebilen püskürtme donanımları kullanılabilir. Böylelikle, eklenecek olan su miktarı elektronik püskürtme donanımı ile daha hassas olarak ayarlanabilir.

3. Geliştirilen yanma süresi için; (2000, 2500, 3000, 3500 ve 4000) d/d devir sayılarında, farklı yük durumlarında, SDY ve yaklaşık % (2, 4, 6, 8 ve 10) su oranları için açığa çıkan ısı oranlarının KMA'ya göre değişimlerini veren eğrilerden okunan değerlere çoklu regresyonla, en küçük kareler yöntemine göre eğri uydurarak ampirik bir yanma süresi bağıntısı elde edilmiştir. Bu bağıntı ile herhangi bir su oranı, yük ve devir sayısında yanma süresinin pratik olarak tahmin edilmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla, her bir devir için (120-105-90-75) Nm gibi ortak yükler kullanılmıştır. Yanma süresi bağıntısında daha yüksek yük değerleri de kullanılarak daha sık aralıklarda devir sayıları seçilerek deneylerin gerçekleştirilmesi ile genelleştirilmiş bağıntılar elde edilebilir.

4. Deneysel sonuçlar bölümünde sunulan sonuçlar sadece Renault K9K700 tipi dizel test motoruna ilişkindir. Dolayısı ile geliştirilen yanma süresi bağıntısı yalnızca bu motora aittir. Yanma süresi bağıntısını genelleştirebilmek için benzer deneylerin farklı tip dizel motorlarında gerçekleştirilebilmesi önerilebilir. Ayrıca burada kullanılacak dizel motorlarının sıkıştırma oranları birbirinden farklı olursa, sıkıştırma oranının yanma süresi üzerindeki etkisi de göz önüne alınabilir.

5. Sunulan çalışmada, SDY ve EHSE durumları için dizel motor çevrimini hesaplanmasında Ferguson modeline dayalı termodinamik esaslı tek bölgeli matematiksel model uyarlanmış ve geliştirilmiştir. Söz konusu model kullanılarak komple dizel motor

çevrimi ve motor performans parametreleri hesaplayabilmekle birlikte, ayrıntılı yanma işlemi yapılamamaktadır. Örneğin; pilot dizel yakıtı püskürtmesi ve art püskürtmeler, bu modelde, hesaba katılamamaktadır. Bu nedenle, püskürtme ve yanma işlemlerinin daha ayrıntılı incelenebilmesi için daha ayrıntılı çevrim modellerinin kullanılması önerilebilir. Bu çevrim modelleri sanki boyutlu çok bölgeli ve boyutlu modeller olabilir. Bu tür çevrim modellerinin kullanılması durumunda, motor çevrimi ve yanma işlemi daha ayrıntılı biçimde incelenebilir ve emme havasına su eklenmesinin yanma işlemi üzerindeki etkileri daha iyi incelenmiş olabilir. Sunulan çevrim modelinde püskürtülen yakıtın kütlesi Gama fonksiyonu (Ferguson, 1986) ile modellenmiştir ve yalnızca ana püskürtme göz önüne alınmıştır. Geliştirilecek modelde, yanma işleminde, ana püskürtmenin yanı sıra pilot püskürtme ve ard püskürtmenin hesaba katılabilmesi için Çift Wiebe (1956) fonksiyonu kullanılabilir ve böylece yanma işlemi biraz daha ayrıntılı hesaplanabilir.

6. Sunulan modelde emme ve eksoz işlemleri basit bir yaklaşımla modellenmiştir. Burada da daha ayrıntılı bir hesap yöntemi kullanılarak, emme ve eksoz işlemleri biraz daha doğru ve ayrıntılı bir biçimde modellenenebilir.

7. Sunulan modelde, NO emisyonlarının hacimsel oranı kimyasal denge yaklaşımına göre hesaplanmıştır. Oysa; NO emisyonlarının daha ayrıntılı hesabı için Zeldovich mekanizması modele eklenebilir. Bunun yanı sıra is emisyonunun hesaplanması için bir is emisyon modeli çevrime eklenebilir.

8. Renault Talisman otomobilinde kullanılan M9R tipi dizel motoru laboratuvar ortamında deney düzeneğine bağlanarak farklı devirlerde, farklı yük durumlarında ve farklı su oranlarında motor performans parametreleri, eksoz emisyonları, yanma ve yanma parametreleri araştırılması önerilebilir. Yine bu motor için deneysel olarak elde edilen açığa çıkan ısı oranlarının KMA'ya göre değişimlerinden yararlanarak yeni bir yanma süresi bağıntısı geliştirilebilir. Ancak bu işlemin biraz maliyetli olduğu unutulmamalıdır. Bunun yanı sıra, burada sayısal çalışmada yalnızca 4000 d/d devir sayısında emme havasına 3 farklı oranda su eklenmesinin etkileri incelenmiştir. 4000 d/d'dan daha düşük değişik devir sayılarında da sayısal uygulamalar yapılarak emme havasına su eklenmesinin etkileri farklı devirlerde de incelenebilir ve böylece daha ayrıntılı, genelleştirilmiş sonuçlara ulaşılabilir.

6. KAYNAKLAR

- Abu-Zaid, M., 2004. Performance of single cylinder, direct injection Diesel engine using water fuel emulsions, Energy Conversion and Management, 45,5, 697-705.
- Açıkalın, H., 2013. Biyodizel Kullanan Bir Dizel Motorunda Püskürtme Avası ve EGR Oranlarının Motor Performansı ve Emisyona Etkisinin Teorik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Altunakar, S., Ş., 2014. Enerji Ekonomisinin Yapısal Sorunları ve Nükleer Enerji Örneği, Doktora Tezi, Pamukkale Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, Denizli.
- Attia, A., M., A. ve Kulchitskiy, A., R., 2014. Influence of the structure of water-in-fuel emulsion on diesel engine performance, Fuel, 116, 703-708.
- Aksu, O., N., 2013. Turboşarjlı Bir Dizel Motorunda N-Bütanol-Dizel Yakıtı Karışımlarının Kullanılmasının Motor Karakteristikleri ve Eksoz Emisyonları Üzerindeki Etkilerinin Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, KTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Arabacı, E., 2007. Turbo Döngüsel Bir Motorun Performansının Artırılması, Yüksek Lisans Tezi, Ankara Üniversitesi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Arsie, I., Di, G., F., Pianese, C., Rizzo, G., Caraceni, A., Cioffi, P. ve Flauti, G., 2005. Thermodynamic Modeling of Jet Formation and Combustion in Common Rail Multi-Jet Diesel Engines, SAE, 2005-01-1121.
- Avcı, A., Can, M. ve Kılıç, M., 1995. Investigation into Natural Gas Liquefaction Methods, LNG Transport and Storage, Journal of Engineering Sciences, 1,2-3, 137-144.
- Ayhan, V. ve Ece, Y., M., 2019. Tek Silindirli Bir Dizel Motora Direkt Su Enjeksiyonunun Performans Ve Emisyonlara Etkisinin İncelenmesi, İleri Teknoloji Bilimleri Dergisi, 8,1, 11-21.
- Ayhan, V., 2009. Bir dizel motoruna buhar enjeksiyonunun NOx ve is emisyonlarına etkisinin araştırılması, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- AVL, G. L., 2013, AVL DiCOM 4000 Manual Book.
- Ban-weiss, G., A., Chen, J., Y., A., B., B. ve Dibble, R., W., 2007. A Numerical Investigation into the Anomalous Slight NOx Increase When Burning Biodiesel; A New (old) Theory, Fuel Processing Technology, 88, 659-667.

- Basha, J., S. 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*, 225,3, 279-288.
- Bayraç, H., N., 2005. Uluslararası Petrol Piyasasının Ekonomik Analizi, *Finans-Politik ve Ekonomik Yorumlar*, 42,499, 6-20.
- Bedford, F., Rutland, C., Dittrich, P., Raab, A. ve Wirbeleit, F., 2000. Effects of Direct Water Injection on DI Diesel Engine Combustion, *SAE*, 2000-01-2938.
- Bernol, J., L., L. ve Ferreira, J., V., 2019. Model of water injection process during closed phase of spark ignition engine, *Energy*, 174, 1121 - 1132.
- Bilgin, A., 2001. Buji Ateşlemeli Motorlarda Yanmanın Modellenmesinde Kullanılan Yöntemler Üzerine Bir İnceleme, ULBTK'01 13. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Konya, Bildiriler Kitabı: 147-152.
- Breda, K. ve Luka, L., 2019. Influence of water/diesel emulsified fuel on diesel engine characteristics, *Thermal Science*, 23,5, 1749-1755.
- Broman, C., 2000. *The Diesel Engine & The Environment*.
- Bulca, A., 2000. Dizel motorda yanma ve emisyon modellemesi, Yüksek Lisans, Çukurova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Butcher, J., C., 1995. On fifth order Runge-Kutta methods, *BIT Numerical Mathematics*, 35,2, 202-209.
- Canfield, C., A., 1999. Effects of Diesel-Water Emulsion Combustion on Diesel Engine NO_x Emissions, Master of Science, University Of Florida.
- 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*, 2008-01-1190.
- Core, D., C., T., <https://www.denso.com/tr/tr/innovation/story/i-art/> Akıllı dizel motorlar.2018.
- Coşkun, G. ve Demir, Ü., 2017. Sıfır ve üç boyutlu yanma simülasyonu yazılımlarının HCCI motorunun yüksek hava fazlalık oranı için modellenmesindeki performanslarının incelenmesi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 21,5, 750-758.
- Cui, Y., Deng, K. ve Wu, J., 2001. A direct injection diesel combustion model for use in transient condition analysis, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 215,9, 995-1004.
- Deepti, K., R., G., 2020. Performance, emission and combustion characteristics of water diesel emulsified fuel for diesel engine: A review, *Materials Today: Proceedings*, 28, 2275 - 2278.

- Durgun, O., 1988. Using Ethanol in Spark Ignition Engine, TMMOB Makina Mühendisleri Odası Dergisi, 29, 24-26.
- Durgun, O., 1990. Motorlarda Deneysel Yöntemler, Laboratuar Ders Notları, Makina Mühendisliği Bölümü, KTÜ, Trabzon.
- Durgun, O., 2007. İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları (basılmamış), Makina Mühendisliği Bölümü, KTÜ, Trabzon.
- Durgun, O., 2018. İçten Yanmalı Motorlar, Temel İlkeler, TMMOB Gemi Mühendisleri Odası, İstanbul.
- Shenawy, E., A., El, M., E., Hager, A., E., B., Mahmoud, M., S., Hitesh, P., Kishorkumar, S. ve Nishant, T., 2019. Investigation and performance analysis of water-diesel emulsion for improvement of performance and emission characteristics of partially premixed charge compression ignition (PPCCI) diesel engines, Sustainable Energy Technologies and Assessments, 36, 100546.
- Fahd, M., E., A., Wenming, Y., Lee, P., S., Chou, S., K. ve Yap, C., R., 2013. Experimental investigation of the performance and emission characteristics of direct injection diesel engine by water emulsion diesel under varying engine load condition, Applied Energy, 102, 1042-1049.
- Ferguson, C., R., 1986. Internal Combustion Engines Applied Thermodynamics, John Wiley&Sons Inc., Singapore.
- Foster, D., E., 1985. An Overview of Zero-Dimensional Thermodynamic Models for IC Engine Data Analysis, SAE, 852070.
- Fu, L., z., Wu, Z., Li, L. ve Yu, X., 2014. Effect of Water Injection Temperature on Characteristics of Combustion and Emissions for Internal Combustion Rankine Cycle Engine, SAE, 2014-01-2600.
- Gentz, G., Thelen, B., Litke, P., Hoke, J. ve Toulson, E., 2015. Combustion Visualization, Performance, and CFD Modeling of a Pre-Chamber Turbulent Jet Ignition System in a Rapid Compression Machine, SAE Int. J. Engines, 8, 2, 538-546.
- Gonca, G., Sahin, B., Ust, Y., Parlak, A. ve Safa, A., 2015. Comparison of steam injected diesel engine and Miller cycled diesel engine by using two zone combustion model, Journal of the Energy Institute, 88,1, 43-52.
- Gowrishankar, S., J., P., B., Rastogi, P. ve Krishnasamy, A., 2020. Investigations on NO_x and Smoke Emissions Reduction Potential through Water-in-Diesel Emulsion and Water Fumigation in a Small-Bore Diesel Engine, SAE, 2020-32-2312.
- Gowrishankar, S., Rastogi, P., Bhasker, P. ve Krishnasamy, A., 2020. Comparison of Diesel-Water Emulsion and Water Vapor Induction Methods for Simultaneous Reduction in NO_x and Smoke Emissions of a Diesel Engine, SAE, 2020-01-5076.

- Heywood, J., B., 1989. Internal Combustion Engines Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, Singapore.
- Hohenberg, G., F., 1979. Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations, SAE, 790825.
- Holman, J., P., 2001. Experimental Methods for Engineers, McGraw-Hill Book Company, New York.
- 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, 2006-01-1414.
- Ishida, M., Ueki, H. ve Sakaguchi, D., 1997. Prediction of NO_x Reduction Rate Due to Port Water Injection in a DI Diesel Engine, SAE, 972961.
- Ithnin, A., M., Ahmad, M., A., Bakar, M., A., A., Rajoo, S. ve Yahya, W., J., 2015. Combustion performance and emission analysis of diesel engine fuelled with water-in-diesel emulsion fuel made from low-grade diesel fuel, Energy Conversion and Management, 90, 375-382.
- Jhalani, A., Sharma, D., Soni, S., L. ve Sharma, P., K., 2019. Effects of process parameters on performance and emissions of a water-emulsified diesel-fueled compression ignition engine, Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 1-13.
- Jochim, B., Korkmaz, M. ve Pitsch, H., 2017. Scalar dissipation rate based multi-zone model for early-injected and conventional diesel engine combustion, Combustion and Flame, 175, 138-154.
- Kaliaperumal, K. ve Udayakumar, M., 2009. Modeling of Nitric Oxide Formation in Single Cylinder Direct Injection Diesel Engine Using Diesel-Water Emulsion, American Journal of Applied Sciences, 6,7.
- Kayadelen, H., K. ve Ust, Y., 2013. Prediction of equilibrium products and thermodynamic properties in H₂O injected combustion for C_aH_βO_γN_δ type fuels, Fuel, 113, 389-401.
- Kegl, B. ve Pehan, S., 2001. Reduction of Diesel Engine Emissions by Water Injection, SAE, 2001-01-3259.
- Kızıltan, E., 1988. Motor Yakıtlarına Alkol İlavesinin Motor Performansı Üzerine Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, KTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Kline, S. ve McClintock, F., 1953. Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, Mechanical Engineering, 75, 3-8.
- Kökkülünk, G., 2012. Su buharı enjeksiyonlu bir dizel motorunda egzoz gazları geri dolaşımının (EGR) performans ve emisyonlara etkilerinin incelenmesi, Yüksek Lisans, YTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- Kökkülünk, G., Gonca, G., Ayhan, V., Cesur, İ. ve Parlak, A., 2013. Theoretical and experimental investigation of diesel engine with steam injection system on performance and emission parameters, Applied Thermal Engineering, 54,1, 161-170.
- Kumar, N., Sharma, A. ve Vibhanshu, V., 2013. Performance Analyses of Diesel Engine at Different Injection Angles Using Water Diesel Emulsion, SAE, 2013-01-2170.
- Kurt, M., M., 2020. Homojen Dolgulu Dizel Yanması İlkesine Göre Çalışan Bir Dizel Motorunda Motor Karakteristiklerinin ve Eksoz Emisyonlarının Deneysel Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, KTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Küçüktürk, H., Yudar, H., H. ve Şeker, U., 2019. Euro 7 Emisyon Normlarının Dizel Enjektör Nozul Tasarımı ve Üretimine Etkisi, International Symposium on Automotive Science and Technology, Ankara, Bildiriler Kitabı: 111-116.
- Lamas, G., M., I., Castro, S., L. ve Rodriguez, V., C., G., 2020. Numerical Analysis of NO_x Reduction Using Ammonia Injection and Comparison with Water Injection, Journal of Marine Science and Engineering, 8,2, 109.
- Lamas, M., I., Rodríguez, C., G., Rodríguez, J., D. ve Telmo, J., 2013. Internal modifications to reduce pollutant emissions from marine engines. A numerical approach, International Journal of Naval Architecture Ocean Engineering, 5, 493-501.
- Li, Q., 1992. Development of a Quasi-Dimensional Diesel Engine Simulation for Energy and Availability Analysis, PHD, University of Illinois Mechanical Engineering, Urbana-Champaign.
- Lif, A. ve Holmberg, K., 2006. Water-in-diesel emulsions and related systems, Advances in Colloid and Interface Science, 123–126, 231-239.
- Lin, C., Y. ve Wang, K., H., 2004. Effects of Diesel Engine Speed and Water Content on Emission Characteristics of Three-Phase Emulsions, Journal of Environmental Science and Health, Part A, 39,5, 1345-1359.
- Liu, M., He, B., Q. ve Zhao, H., 2014. Combustion and Emission Characteristics of a HCCI Engine Fuelled with Different n-Butanol-Gasoline Blends, SAE, 2014-01-2668.
- Lyn, W., T., 1963. Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engines, Ninth Symposium (International) on Combustion, New York, 1069-1082.
- Ma, X., Zhang, F., Han, K., Zhu, Z. ve Liu, Y., 2014. Effects of Intake Manifold Water Injection on Combustion and Emissions of Diesel Engine, Energy Procedia, 61, 777-781.
- Mahmood, A., S., Qatta, H., I., Hussein, N., F. ve Ismaeel, A., A., 2019. Effect of using diesel-water emulsion as a fuel on diesel engine emissions: An experimental study, International Journal of Energy & Environment, 10,6.
- Manimaran, R. ve Kumaran, D., S., 2015. Experimental Study on Effect of Water Ingestion into Inlet Manifold on Performance and Emissions in Compression Ignition Engine,

5th International Conference in Magna on Emerging Engineering Trends, Chennai India, 4, 191-196.

- Maroteaux, F. ve Saad, C., 2015. Combined mean value engine model and crank angle resolved in-cylinder modeling with NOx emissions model for real-time Diesel engine simulations at high engine speed, Energy, 88, 515-527.
- Muinos, M., Soloiu, V., Moncada, J., Gaubert, R., Molina, G. ve Williams, J., 2017. Experimental Investigation on the Combustion and Emissions Characteristics of n-Butanol / GTL and n-Butanol/Diesel Blends in a Single-Cylinder MD-CI Engine, SAE, 2017-01-0719.
- Seifi, M., R., Desideri, U., Gharbani, Z., Antonelli, M., Frigo, S., Ghobadion, B. ve Hassan-Beygi, S., R., 2019. Statistical evaluation of the effect of water percentage in water-diesel emulsion on the engine performance and exhaust emission parameters, Energy, 180, 797 - 806.
- Nazile, Y., H., D., 2020. Türkiye'nin Enerji Görünümü ve 2023 yılı Birincil Enerji Arz Projeksiyonu, Batman Üniversitesi Yaşam Bilimleri Dergisi, 10,2, 77-92.
- Nazha, M., A., A., Rajakaruna, H. ve Wagstaff, S., A., 2001. The Use of Emulsion, Water Induction and EGR for Controlling Diesel Engine Emissions, SAE, 2001-01-1941.
- Nemati, P., Jafarmadar, S. ve Taghavifar, H., 2016. Exergy analysis of biodiesel combustion in a direct injection compression ignition (CI) engine using quasi-dimensional multi-zone model, Energy, 115, 528-538.
- Neshat, E., Bajestani, A., V. ve Honnery, D., 2019. Advanced numerical analyses on thermal, chemical and dilution effects of water addition on diesel engine performance and emissions utilizing artificial inert species, Fuel, 242, 596-606.
- Nour, M., Kosaka, H., Abdel, R., A., K. ve Bady, M., 2016. Effect of Water Injection into Exhaust Manifold on Diesel Engine Combustion and Emissions, Energy Procedia, 100, 178-187.
- Olikara, C. and Borman, G., 1975. A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines, SAE, 750468.
- Ottikkutti, P., Van G., J. ve Cui, K., R., 1991. Multizone Modeling of a Fumigated Diesel Engine, SAE Transactions, 100, 69-89.
- Park, S., Woo, S., Kim, H. ve Lee, K., 2016. The characteristic of spray using diesel water emulsified fuel in a diesel engine, Applied Energy, 176, 209 - 220.
- Parlak, A., Gonca, G., Ust, Y., Sahin, B., Safa, A. ve Kayadelen, H., 2019. İki Bölge Yanma Modeliyle Buhar Enjeksiyonlu Dizel ve Miller Çevrimli Dizel Motorlarının Kapsamlı Olarak Karşılaştırılması, 12th International Combustion Symposium, Kocaeli.

- Paro, D. 2005. Technical Improvement for Ship, The Haagen-Smit Symposium, Aptos, California.
- Pasternak, M., Mauss, F. ve Bensler, H., 2009. Diesel Engine Cycle Simulation with a Reduced Set of Modeling Parameters Based on Detailed Kinetics, SAE, 2009-01-0676.
- Payri, F., Benajes, J., Margot, X. ve Gil, A., 2004. CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines, Computers & Fluids, 33,8, 995-1021.
- Pehlivan, E., F. ve Altın, İ., 2019. Investigation of performance characteristics using Stochastic Reactor Model in a biodiesel pilot-fueled natural gas engine, Turkish Journal of Maritime and Marine Sciences, 5,1, 53-63.
- Peyman, A., Esmail, K., Mortaza, A., Meisam, T., Anh, T., H., Hossein, M., Mohammad, H., N., Homa, H., B., Pouya, M., Taha, R., Wanxi, P. ve Su, S., L., 2020. Soft computing-based modeling and emission control/reduction of a diesel engine fueled with carbon nanoparticle-dosed water/diesel emulsion fuel, Journal of Hazardous Materials, 124369.
- Puhan, S., Jegan, R., Bala, S., K. ve Nagarajan, G., 2009. Effect of injection pressure on performance, emission and combustion characteristics of high linolenic linseed oil methyl ester in a DI diesel engine, Renewable Energy, 34,5, 1227-1233.
- Pulkrabek, W., W., 2016. İçten Yanmalı Motorlar Mühendislik Temelleri, İzmir Güven Kitabevi, 1, İzmir.
- Rahimi, B., M., Sofianopoulos, A., Mamalis, S. ve Lawler, B., 2018. Effects of Mass, Pressure, and Timing of Injection on the Efficiency and Emissions Characteristics of TSCI Combustion with Direct Water Injection, SAE, 2018-01-0178.
- Rajak, U., Nashine, P., Singh, T., S. ve Verma, T., N., 2018. Numerical investigation of performance, combustion and emission characteristics of various biofuels, Energy Conversion and Management, 156, 235-252.
- Rakopoulos, C., D., Rakopoulos, D., C., Giakoumis, E., G. ve Kyritsis, D., C., 2004. Validation and sensitivity analysis of a two zone Diesel engine model for combustion and emissions prediction, Energy Conversion and Management, 45,9, 1471-1495.
- Rakopoulos, C., D., Antonopoulos, K., A., Rakopoulos, D., C. ve Hountalas, D., T., 2008. Multi-zone modeling of combustion and emissions formation in DI diesel engine operating on ethanol–diesel fuel blends, Energy Conversion and Management, 49,4, 625-643.
- Ramos, J., I., 1989. Internal Combustion Engine Modeling, Hemisphere Publishing Corporation, NewYork.

- Raptotasios, S., I., Sakellaridis, N., F., Papagiannakis, R., G. ve Hountalas, D., T., 2015. Application of a multi-zone combustion model to investigate the NO_x reduction potential of two-stroke marine diesel engines using EGR, Applied Energy, 157, 814-823.
- Rossomando, B., Arsie, I. ve Pianese, C., 2017. Analysis of the impact of Diesel-Ethanol fuel blends on CI engine performance and emissions via multi-zone combustion modelling, Energy Procedia, 126, 1059-1066.
- Safa, A., 2006. İçten Yanmalı Motorlarda Proses ve Emisyon Modellemesi, Doktora Tezi, YTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Sakhrieh, A., Abu, N., E., Al, H., I., Al, G., A. ve Akash, B., 2010. Computational thermodynamic analysis of compression ignition engine, International Communications in Heat and Mass Transfer, 37,3, 299-303.
- Sandeep, S., Kumar, D. S., Krishnan, S. ve Pandey, S. K., 2019. Assessment of atomized water injection in the intake manifold of a heavy duty diesel engine for NO_x reduction potential, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 577, 012186.
- 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, 90,2, 222-231.
- Selim, M., Y., E. ve Ghannam, M., T., 2007. Performance and Engine Roughness of a Diesel Engine Running on Stabilized Water Diesel Emulsion, 8th International Conference on Engines for Automobiles, Capri, Naples Italya.
- Sevimli, E., 2016. Diferansiyel denklemlerin Öğreniminde Yaşanan Zorluklar ve Alternatif Öğretim Yaklaşımları, Sakarya University Journal of Education, 6,2, 154-171.
- Shah, S., R., 2011. Experimental study and Thermodynamical analysis of water injection in the intake manifold of an automotive Diesel Engine, for pollutant emission reduction, Doctoral Thesis, Ecole Centrale, Applied Thermodynamics and Propulsion, Fransa/Nantes.
- Sharma, A., Kumar, N., Vibhanshu, V. ve Deep, A., 2013. Emission Studies on a VCR Engine Using Stable Diesel Water Emulsion, SAE, 2013-01-2665.
- Shojaei, T., R., Khalife, E., Tabatabaei, M., Najafi, B. ve Mirsalim, M., 2019. Effect of Nano-Cerium Oxide and Water Additives On B5 Combustion Emissions, Zanco Journal of Pure and Applied Sciences, 31,3, 34-39.
- Shrivastava, R., Hessel, R. ve Reitz, R., D., 2002. CFD Optimization of DI Diesel Engine Performance and Emissions Using Variable Intake Valve Actuation with Boost Pressure, EGR and Multiple Injections, SAE, 2002-01-0959.

- Sindhu, R., Rao, G., A., P. ve Murthy, K., M., 2014. Thermodynamic Modelling of Diesel Engine Processes for Predicting Engine Performance, International Journal of Applied Engineering and Technology, 4,2, 101-114.
- Singh, S., B., Dhar, A. ve Agarwal, A., K., 2015. Technical feasibility study of butanol–gasoline blends for powering medium-duty transportation spark ignition engine, Renewable Energy, 76, 706-716.
- Song, J., Zello, V., Boehman, A., L. ve Waller, F., J., 2004. Comparison of the Impact of Intake Oxygen Enrichment and Fuel Oxygenation on Diesel Combustion and Emissions, Energy & Fuels, 18,5, 1282-1290.
- Soruşbay, C., Arslan, E., H., Ergeneman, M. ve Safgönül, B., 2013. İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Soysal, C., 2008. Dizel Motorlarında Biyodizel-Dizel Yakıtı Karışımlarının Kullanılmasının Motor Performansına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, KTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Subramanian, K., A., 2011. A comparison of water–diesel emulsion and timed injection of water into the intake manifold of a diesel engine for simultaneous control of NO and smoke emissions, Energy Conversion and Management, 52,2, 849-857.
- Şahin, Z., 1996. Benzin Motoru Çevrimlerinin Bilgisayar Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, KTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Şahin, Z., 2002. Dizel Motorlarında Dizel Yakıtı- Hafif Yakıt Karışımlarının Kullanılmasının Yanmaya ve Motor Performansına Etkisi, Doktora Tezi, KTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Şahin, Z. ve Durgun, O., 2007. Theoretical Effects of Light Fuel Fumigation on Diesel Engine Performance and Emissions, Energy Conversion and Management, 48, 1952-1964.
- Şahin, Z. ve Durgun, O., 2008. Multi-zone combustion modeling for the prediction of diesel engine cycles and engine performance parameters, Applied Thermal Engineering, 28,17, 2245 - 2256.
- Şahin, Z., Tuti, M. ve Durgun, O., 2014. Experimental investigation of the effects of water adding to the intake air on the engine performance and exhaust emissions in a DI automotive diesel engine, Fuel, 115, 884-895.
- Şahin, Z., Durgun, O. ve Aksu, O., N., 2015. Experimental investigation of n-butanol/diesel fuel blends and n-butanol fumigation – Evaluation of engine performance, exhaust emissions, heat release and flammability analysis, Energy Conversion and Management, 103, 778 - 789.
- Şahin, Z., Durgun, O. ve Kurt, M., 2010. Experimental Investigation of Ethanol Fumigation in a Turbocharged IDI Diesel Engine, 11th International Combustion Symposium , SARAJEVO.

- Şahin, Z., Durgun, O. ve Tuti, M., 2018. An Experimental Study on the Effects of Inlet Water Injection of Diesel Engine Heat Release Rate, Fuel Consumption, Opacity, and NO_x Emissions, Exergetic, Energetic and Environmental Dimensions, Chapter 4.4, Academic Press, 981-996.
- Tamma, B., Alvarez, J., C. ve Simon, A., J., 2003. Water Addition in Diesel Engine Intake for NO_x Reduction: Comparison of Modeling and Experiments, Design and Control of Diesel and Natural Gas Engines for Industrial and Rail Transportation Applications, ASME 2003 Internal Combustion Engine and Rail Transportation Divisions Fall Technical Conference, Erie, Pennsylvania USA, 245-249.
- Tauzia, X., Maiboom, A. ve Shah, S., R., 2010. Experimental study of inlet manifold water injection on combustion and emissions of an automotive direct injection Diesel engine, Energy, 35,9, 3628-3639.
- Telli, G., D., Altafini, C., R., Rosa, J., S. ve Costa, C., A., 2018. Experimental investigation of a compression ignition engine operating on B7 direct injected and hydrous ethanol fumigation, Energy, 165, 106 - 117.
- 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, 37,1, 333-344.
- Toshio S., S., N., 2001. Analysis of the Degree of Constant Volume and Cooling Loss in a Spark Ignition Engine Fuelled with Hydrogen, SAE, 2001-01-3561.
- Tunca, S., Ayhan, V., Çay, Y. ve Cesur, İ., 2017. Direkt Enjeksiyonlu Bir Dizel Motorunda Stabilize Emülsife Yakıt Kullanımının Etkilerinin İncelenmesi, Academic Platform-Journal of Engineering and Science 5,3, 41-48.
- Tuti, M., 2012. Dizel Motorlarında Emme Havası İçerisine Su Eklenmesinin Motor Karakteristikleri ve Eksoz Emisyonları Üzerindeki Etkilerinin Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, KTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Tuti, M., Şahin, Z. ve Durgun, O., 2021. Experimental Investigation of the Effects of Water Addition into the Intake Air on Cylinder Pressure, Temperature, Heat Release Rate and Combustion Duration in an Automotive Diesel Engine, Uluslararası Katılımlı 23. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Gaziantep Üniversitesi, 785-795.
- TÜİK, Motorlu Kara Yolları Taşıtları İstatistikleri, 2010.
- URL-1, http://www.automobile-catalog.com/auto_details.php, Renault Talisman, 1 Aralık 2021.
- Vigneswaran, R., Dhinesh, B., Annamalai, K. ve Krishnamoorthy, R., 2018. Experimental investigation of unmodified diesel engine performance, combustion and emission with multipurpose additive along with water-in-diesel emulsion fuel, Energy Conversion and Management, 172, 370 - 380.

- Wang, C., H. ve Chen, J., T., 1996. An experimental investigation of the burning characteristics of water-oil emulsions, International Communications in Heat and Mass Transfer, 23,6, 823-834.
- Watson, N., Pilley, A. ve Marzouk, M., 1980. A combustion Correlation for Diesel Engine Simulation, SAE, 800029.
- Wiebe, I., I., 1956. Semi-empirical expression for combustion rate in engines, In proceedings of conference on Piston engines, USSR Academy of sciences, Moscow, 185-191.
- Woschni, G., 1967. A Universally Applicable Equation For The Instantaneous Heat Transfer Coefficient In The Internal Combustion Engine, SAE, 670931, 76, 4, 3065–3083.
- Wu, H., W. ve Perng, S., W., 2001. Squish effect of piston crown on the turbulent heat transfer in reciprocating engine, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 11, 76-97.
- Yılmaz, E., Solmaz, H., Polat, S. ve Altın, M., 2014. Üç-fazlı Dizel Emülsiyon Yakıtlarının Motor Performansı ve Eksoz Emisyonlarına Etkisi, Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 28,1, 127-134.
- Yüksek, L., 2013. Dizel Motorlarında Isı Salımının Azot Oksit Emisyonlarına Etkisinin Teorik ve Deneysel Olarak Araştırılması, Doktora, YTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Zannis, T., C., Pariotis, E., G., Hountalas, D., T., Rakopoulos, D., C. ve Leventis, Y., A., 2007. Theoretical study of DI diesel engine performance and pollutant emissions using comparable air-side and fuel-side oxygen addition, Energy Conversion and Management, 48,11, 2962-2970.
- Zeng, P., 2004. Unsteady Convective Heat Transfer Modeling and Application to Internal Combustion Engines, PhD Thesis, University of Michigan, Ann Arbor.
- Zhang, W., Chen, Z., Shen, Y., Shu, G., Chen, G., Xu, B. ve Zhao, W., 2013. Influence of water emulsified diesel & oxygen-enriched air on diesel engine NO-smoke emissions and combustion characteristics, Energy, 55, 369-377.
- Zhang, Z., Wang, T., Jia, M., Wei, Q., Meng, X. ve Shu, G., 2014. Combustion and particle number emissions of a direct injection spark ignition engine operating on ethanol/gasoline and n-butanol/gasoline blends with exhaust gas recirculation, Fuel, 130, 177-188.
- Zhang, Z., Kang, Z., Jiang, L., Chao, Y., Deng, J., Hu, Z., Li, L. ve Wu, Z., 2017. Effect of direct water injection during compression stroke on thermal efficiency optimization of common rail diesel engine, Energy Procedia, 142, 1251-1258.

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa TUTİ Ortaokul ve lise öğrenimini Samsun Anadolu Lisesi'nde tamamladı. 2004 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü'nü kazandı. 2008 yılında Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisi olarak dereceyle mezun oldu. Lisans öğreniminde, bir yıl süreyle Türk Loydu Vakfı'ndan burs almıştır. Bir süre özel sektörde çalıştıktan sonra, 2009 Aralık ayından itibaren Karadeniz Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaya başlamıştır. 2009–2010 Eğitim ve Öğretim Güz Yarıyılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimine başlamıştır. 2012-2013 Eğitim ve öğretim Bahar Yarıyılında yüksek lisans eğitimini tamamlamıştır.

1 adet SCI indeksli makalesi, 1 adet SCI indeksli kitap bölümü, 1 adet uluslararası hakemli makalesi ve 4 adet uluslararası bildirisi bulunan Mustafa TUTİ, evli ve iki çocuk babasıdır ve iyi derecede İngilizce bilmektedir.