



**T. C.
SİVAS CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DİETİL ETER/BİYOETANOL KULLANILAN BİR DİZEL
MOTORUNDA YANMA VE EGZOZ OLUŞUMUNUN SAYISAL
OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**FIRAT GÜCER
(20199240009)**

**Enerji Bilimi ve Teknolojisi Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Tez Danışmanı: Doç. Dr. İlker TEMİZER**

**SİVAS
OCAK 2022**

FIRAT GÜCER'in hazırladığı ve “**Dietil Eter/Biyoetanol Kullanılan Bir Dizel Motorunda Yanma ve Egzoz Oluşumunun Sayısal Olarak İncelenmesi**” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **ENERJİ BİLİMİ VE TEKNOLOJİSİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı	Doç. Dr. İlker TEMİZER Sivas Cumhuriyet Üniversitesi	
İkinci Danışman	Dr. Öğr. Üyesi Ömer CİHAN Hakkâri Üniversitesi	
Jüri Üyesi	Doç. Dr. Furkan SARSILMAZ Fırat Üniversitesi	
Jüri Üyesi	Doç. Dr. Koray KARABULUT Sivas Cumhuriyet Üniversitesi	
Jüri Üyesi	Doç. Dr. Doğan Engin ALNAK Sivas Cumhuriyet Üniversitesi	

Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. Özlem Pelin CAN
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 20.08.2014 tarihli ve 7 sayılı kararı ile kabul edilen Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırlanmıştır.

Bütün hakları saklıdır.
Kaynak göstermek koşuluyla alıntı ve gönderme yapılabilir.

© Fırat Gücer, 2022

ETİK

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- ✓ Bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- ✓ Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- ✓ Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere, bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu ve atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- ✓ Bütün bilgilerin doğru ve tam olduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- ✓ Tezin herhangi bir bölümünü, Cumhuriyet Üniversitesi veya bir başka üniversitede, bir başka tez çalışması olarak sunmadığımı; beyan ederim.

01.01.2022

Fırat GÜCER

KATKI BELİRTME VE TEŞEKKÜR

Bilgi ve deneyimlerinden sürekli yararlandığım, tezin her aşamasında yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Doç. Dr. İlker TEMİZER'e çok teşekkür ederim.

Bu tez çalışması süresince bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren Hakkâri Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden Dr. Öğr. Üyesi Ömer CİHAN'a;

Bugüne kadar maddi ve manevi her yönden destek olan aileme teşekkür ederim.

ÖZET

DİETİL ETER/BİYOETANOL KULLANILAN BİR DİZEL MOTORUNDA YANMA VE EGZOZ OLUŞUMUNUN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Fırat GÜCER

Yüksek Lisans Tezi

Enerji Bilimi ve Teknolojisi Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. İlker TEMİZER

2022

Bu tez çalışması kapsamında motorin, biyoetanol ve dietil eter yakıtlarının kullanıldığı tek silindirli-direkt püskürtmeli dizel bir motorda püskürtme, yanma ve egzoz süreçleri incelenmiştir. Deneysel ve sayısal çalışmalarda, ANTOR 3 LD 510 dizel motoru referans alınmıştır. Deneysel çalışmada, sayısal çalışmalara referans oluşturması bakımından %100 motorin yakıtı kullanılmıştır. Deneysel çalışmalar, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmalarda ise, %100 motorin (D100), hacimsel olarak %90 motorin-%10 etanol karışımı (D90E10), %80 motorin-%20 etanol karışımı (D80E20), %85 motorin-%15 etanol-%5 dietil eter karışımı (D85E10DEE5) ve %80 motorin-%10 etanol-%10 dietil eter karışımı (D80E10DEE10) seçilmiştir. Böylece, motorda farklı karışım yakıtlarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yardımıyla sayısal modellemesi gerçekleştirilmiştir. AVL FIRE programında yapılan sayısal analizlerde, motorun yapısal özellikleri üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmadan, sadece kullanılan yakıt türü değiştirilmiştir. Çalışmada püskürtme modeli olarak WAVE model, türbülans modeli k-zeta-f model ve yanma modeli olarak EFCM-3Z model kullanılmıştır. NO emisyonları için Extended Zeldovich model, is emisyonlarının analizi için ise Kinetic model kullanılmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırıldığında, silindir içi indikatör eğrilerinin birbirlerine yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Farklı yakıtların kullanıldığı sayısal analizlerde ise, dietil eter ve etanol karışımlı motor analizlerinde NO ve CO₂ emisyonlarında düşüşler görülse de is emisyonlarında artış tespit edilmiştir. Yanma odasında oluşan

püskürtme/sıcaklık dağılımları incelendiğinde, en fazla sıcaklık düşüşünün D80E10DEE10 yakıtlı çalışmada gerçekleştiği görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Biyoetanol, Dietil Eter, Yanma Analizi

ABSTRACT

NUMERICAL INVESTIGATION OF COMBUSTION AND EXHAUST FORMATION IN A DIESEL ENGINE USING DIETHYL ETHER/BIOETHANOL

Fırat GÜCER

Master of Science Thesis

Department of Energy Science and Technology Engineering

Supervisor: Doç. Dr. İlker TEMİZER

2022

In this thesis, the injection, combustion and exhaust processes of a single-cylinder-direct injection diesel engine using diesel, bioethanol and diethyl ether fuels were investigated. In experimental and numerical studies, it was referenced the ANTOR 3 LD 510 diesel engine. In the experimental study, 100% diesel fuel was used as a reference to the numerical studies. Experimental studies were carried out in Sivas Cumhuriyet University, Faculty of Technology, Automotive Engineering Laboratory. In numerical studies, 100% diesel fuel (D100), 90% diesel fuel-10% ethanol mixture (D90E10) by volume, 80% diesel fuel-20% ethanol mixture (D80E20), 85% diesel fuel-15% ethanol-5% diethyl ether mixture (D85E10DEE5) and 80% diesel-10% ethanol-10% diethyl ether mixture (D80E10DEE10) were selected. Thus, numerical modelling of different mixture fuels in the engine was carried out with the help of Computational Fluid Dynamics (CFD). In the numerical analysis carried out in the AVL FIRE program, only the type of fuel used was changed without any changes to the structural characteristics of the engine. In the study, the WAVE model, the turbulence model, the k-zeta-f model and the EFCM-3Z model were used as the spray model. The Extended Zeldovich model was used for NO emissions, and the Kinetic model was used for the analysis of soot emissions. When the experimental and numerical results were compared, it was seen that the in-cylinder indicator curves gave results close to each other. In numerical analyzes using different fuels, diethyl ether

and ethanol mixture engine analyzes showed decreases in NO and CO₂ emissions, but an increase in soot emissions was detected. When the spray/temperature distributions formed in the combustion chamber were examined, it is seen that the temperature drop occurred in the D80E10DEE10-fueled study.

Keywords: Computational Fluid Dynamics (CFD) methods, Bioethanol, Diethyl Ether, Combustion Analysis

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET.....	vii
ABSTRACT	ix
İÇİNDEKİLER	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiii
TABLolar DİZİNİ	xvi
KISALMALAR DİZİNİ	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Etanol.....	1
1.2 Etanol Üretimi	2
1.3 Dietil Eter	6
1.4 Literatür Çalışması	7
2. MATERYAL VE METOT	23
2.1 DeneySEL Metot.....	23
2.2 Motor Test Düzenegİ.....	23
2.3 Silindir İÇi BasınÇ ÖlÇümü ve Febris Yanma Analiz Yazılımı	27
2.4 Sayısal Metot.....	30
2.5 Yönetici Denklemler	31
2.5.1 Türbülans modeli	32
2.5.2 Püskürtme modeli	34
2.5.3 Dağılma (Breakup) modeli	35
2.5.4 Birincil parÇalanma modelleri	36
2.5.5 İkincil parÇalanma modelleri	36
2.5.6 Buharlaşma	37
2.5.7 Türbülans dağılımı.....	38
2.5.8 Duvar etkileşimi modeli.....	39
2.5.9 Yanma modeli.....	40
2.5.10 NO oluşum modeli.....	41
2.6 Yanma Odası Geometrisinin Tanıtımı ve Sınır Koşulları	42
3. BULGULAR	44
3.1 Sayısal Sonuçlar	44
3.2 Uygun Mesh Yapısı ve Hücre Sayısı Seçimi	44
3.3 Uygun Püskürtme Açısının Seçimi	47

3.4 Motorun 2000 d/d Çalışma Şartlarında Farklı Yakıt Karışımlarının Yanma Üzerindeki Etkisi	52
3.5 Motorun 3000 d/d Çalışma Şartlarında Farklı Yakıt Karışımlarının Yanma Üzerindeki Etkisi	72
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	91
5. ÖNERİLER	92
KAYNAKLAR	93
ÖZGEÇMİŞ	100

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1 Çeşitli hammaddelerden etanol üretim aşamaları.....	3
Şekil 1.2 Şeker pancarı ve yan ürünleri	5
Şekil 2.1 Test motoru ve dinamometre bağlantısı	23
Şekil 2.2 Elektrikli test dinamometresi ve yük hücresi	24
Şekil 2.3 Yakıt deposu ve yük hücresi	25
Şekil 2.4 Hava tankı ve WIKA marka sensör	25
Şekil 2.5 k tipi egzoz sıcaklığı ve ortam sıcaklığını ölçen sensörler	26
Şekil 2.6 Deney sisteminin şematik gösterimi	26
Şekil 2.7 OPRANT marka optik basınç sensörü ve KUBLER marka encoder	27
Şekil 2.8 Febris yanma analizi yazılımı ana ekranı	28
Şekil 2.9 Febris yanma analizi yazılımı motor özellikleri ekranı	28
Şekil 2.10 Febris yanma analizi yazılımı ölçüm ekranı	29
Şekil 2.11 Febris yanma analizi yazılımı veri inceleme ekranı	29
Şekil 2.12 Türbülans modeli seçimi	33
Şekil 2.13 Sıvı püskürtmesinin temel yapısı.....	35
Şekil 2.14 Dağılma modeli seçimi	37
Şekil 2.15 Dukowicz buharlaşma modeli	38
Şekil 2.16 Multi-component buharlaşma modeli.....	38
Şekil 2.17 Enable türbülans dağılım modeli.....	39
Şekil 2.18 Damlacık duvar etkileşimi.....	39
Şekil 2.19 Walljet1 duvar etkileşim modeli.....	40
Şekil 2.20 ECFM-3Z modelin bölgeleri	40
Şekil 2.21 ECFM-3Z yanma modeli.....	41
Şekil 2.22 Extended Zeldovich NO oluşum modeli	42
Şekil 2.23 Yanma odası geometrisi	42
Şekil 2.24 Üç boyutlu yanma odası geometrisi	43
Şekil 3.1 Farklı hücre sayısına sahip mesh yapıları.....	45
Şekil 3.2 Farklı hücre sayısına bağlı olarak basınç/krank açısı değişimi	46
Şekil 3.3 Farklı hücre sayısına bağlı olarak sıcaklık/krank açısı değişimi	46
Şekil 3.4 Farklı hücre sayısına bağlı olarak kümülatif ısı salınımı/krank açısı değişimi	47
Şekil 3.5 Farklı püskürtme açıları için basınç/krank açısı değişimi	48
Şekil 3.6 Farklı püskürtme açıları için sıcaklık/krank açısı değişimi	49
Şekil 3.7 Farklı püskürtme açıları için kümülatif ısı salınımı/krank açısı değişimi ..	49
Şekil 3.8 126° püskürtme açısı için basınç/krank açısı değişimi	50
Şekil 3.9 143° püskürtme açısı için basınç/krank açısı değişimi	51
Şekil 3.10 160° püskürtme açısı için basınç/krank açısı değişimi	51
Şekil 3.11 Silindir içi basınç/krank açısı değişimi	53
Şekil 3.12 Sıcaklık/krank açısı değişimi	54
Şekil 3.13 Isı salınım oranı/krank açısı değişimi	55
Şekil 3.14 Kümülatif ısı salınımı/krank açısı değişimi	56

Şekil 3.15	Kütlesel yanma oranı/krank açısı değişimi.....	57
Şekil 3.16	Türbülans kinetik enerji/krank açısı değişimi	58
Şekil 3.17	NO emisyonu/krank açısı değişimi.....	59
Şekil 3.18	İs emisyonu/krank açısı değişimi.....	60
Şekil 3.19	CO ₂ emisyonlarının/krank açısına göre değişimi	61
Şekil 3.20	D100 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı	63
Şekil 3.21	D90E10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı	63
Şekil 3.22	D80E20 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı	64
Şekil 3.23	D80E10DEE10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı	64
Şekil 3.24	D85E10DEE5 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı	65
Şekil 3.25	D100 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı.....	66
Şekil 3.26	D90E10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı.....	66
Şekil 3.27	D80E20 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı.....	67
Şekil 3.28	D80E10DEE10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı	67
Şekil 3.29	D85E10DEE5 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı.....	68
Şekil 3.30	D100 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi	69
Şekil 3.31	D90E10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi	70
Şekil 3.32	D80E20 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi	70
Şekil 3.33	D80E10DEE10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi	71
Şekil 3.34	D85E10DEE5 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi	71
Şekil 3.35	Silindir içi basınç/krank açısı değişimi.....	73
Şekil 3.36	Sıcaklık/krank açısı değişimi.....	73
Şekil 3.37	Isı salınım oranı/krank açısı değişimi	74
Şekil 3.38	Kümülatif ısı salınımı/krank açısı değişimi.....	75
Şekil 3.39	Türbülans kinetik enerji/krank açısı değişimi	76
Şekil 3.40	Kütlesel yanma oranı/krank açısı değişimi.....	76
Şekil 3.41	NO emisyonu/krank açısı değişimi.....	78
Şekil 3.42	İs emisyonu/krank açısı değişimi.....	79
Şekil 3.43	CO ₂ emisyonlarının/krank açısına göre değişimi	80
Şekil 3.44	D100 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı	81

Şekil 3.45 D90E10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı	82
Şekil 3.46 D80E20 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı	82
Şekil 3.47 D80E10DEE10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı	83
Şekil 3.48 D85E10DEE5 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı	83
Şekil 3.49 D100 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı.....	84
Şekil 3.50 D90E10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı.....	85
Şekil 3.51 D80E20 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı.....	85
Şekil 3.52 D80E10DEE10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı	86
Şekil 3.53 D85E10DEE5 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı.....	86
Şekil 3.54 D100 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi	88
Şekil 3.55 D90E10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi	88
Şekil 3.56 D80E20 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi	89
Şekil 3.57 D80E10DEE10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi	89
Şekil 3.58 D85E10DEE5 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi	90

TABLÖLAR DİZİNİ

Sayfa

Tablo 1.1 Etanol kullanımı zorunlu olan bazı ülkeler ve oranları.....	2
Tablo 2.1 Deney motorunun teknik özellikleri.....	24
Tablo 2.2 Dizel yakıtı, etanol ve dietil eter yakıtlarının özellikleri.....	31
Tablo 2.3 Sınır Koşulları.....	43

KISALMALAR DİZİNİ

AÖN	:Alt ölü nokta
ÜÖN	:Üst ölü nokta
CO	:Karbon monoksit
CO₂	:Karbondioksit
DEE	:Dietil eter
EGR	:Egzoz gazları resirkülasyonu
d/d	:devir/dakika (Motor Dönme Hızı)
HAD	:Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HC	:Hidrokarbon
NO	:Azot monoksit
ppm	:Milyonda bir partikül
TKE	:Türbülans kinetik enerjisi

1. GİRİŞ

1.1 Etanol

Günümüzde petrol fiyatlarının artması, fosil yakıtlara olan talebin azalması ve hava kirliliğinin artmasıyla birlikte benzinli motorlarda olduğu gibi dizel motorlarda da alternatif yakıtların kullanımı üzerine çalışmalar artmıştır. Alternatif yakıtların kullanılmasıyla, hava kirliliğinin azaltılması amaçlanmaktadır. Alternatif yakıtlar sınıfında yer alan etanolün yerel biyokütle kaynaklarından üretilmesi ve tarımın geleceği bakımından önem arz etmektedir [1]. Bir alkol çeşidi olan etanolün motorda herhangi bir değişiklik yapılmadan kullanımı maliyet açısından da son derece önemlidir. Çevreye olumlu katkısı olan etanolün üretilmesinde; arpa, patates, pirinç gibi nişastalı tarım bitki atıkları kullanılabilir. Alkoller $C_nH_{2n+2}O$ formülüne sahip olup renksiz ve keskin kokuları vardır. Alkoller birçok alanda kullanıldığı gibi, içten yanmalı motorlarda doğrudan ya da motor yakıtlarının içerisine belirli oranlarda karıştırılarak da kullanılabilir [2].

Benzine kıyasla etanolün yüksek oktan sayısına sahip olması, bu yakıtın önemli bir yakıt türü olduğunu gösteren parametrelerden biridir. Yapısında oksijen bulundurması nedeniyle emisyonlar açısından önemli bir avantaj sağlamaktadır. Benzine belirli oranlarda karıştırılan etanol, benzinin daha verimli ve temiz yanmasına yardımcı olur. Etanol daha çok benzinle karıştırılıp kullanılmasına rağmen son yıllarda dizel yakıtı ile de karıştırılarak kullanılabilir. Etanol, binek araçlarda kullanılmasının yanı sıra elektrik üretiminde, kojenerasyon uygulamalarında, ev aletleri gibi birçok alanda kullanılabilen bir yakıttır [3].

Etanol, düşük setan sayısına sahip olması nedeniyle dizel motorlarında belirli oranlarda kullanımı ile ön plana çıkmaktadır. Bunun yanı sıra dietil eter gibi yüksek setan sayısına sahip katkı maddeleri ile birlikte kullanımı da iyi bir tercih olmaktadır. Dietil eterin atmosferik koşullarda sıvı fazda olması, bu yakıtın taşınması ve depolanması açısından da birtakım avantajlar sağlamaktadır [4].

Etanol, otomobil yakıtı olarak ilk defa 1908 yılında Henry Ford tarafından test edilmiştir. Bu denemenin başarılı olmasına rağmen, benzin fiyatlarının etanole göre daha ucuz olması bu dönemde etanol kullanımını sınırlandırmıştır. 1970’lerdeki petrol krizinden dolayı yenilenebilir alternatif yakıt kaynaklarına olan ihtiyaç tekrar gündeme gelmiştir. Yapısında karbon bulunduran yakıtlar yandığında atmosfere CO₂ gazı salınımı yaparlar. Etanol üretiminde, insanların gıda ihtiyacını etkilemeyecek hammadde kaynakları üzerinde durulmalıdır. Bu nedenle selüloz içeren hammaddeler, teknolojik yöntemlerle selülozun parçalanarak şekere dönüştürülerek etanol üretimi yapılmalıdır. Günümüzde etanol, birçok ülkede benzin içerisine belirli oranda katılmak suretiyle kullanılmaktadır [5]. Etanolün zorunlu olarak kullanıldığı ülkeler ve oranları Tablo 1.1’de verilmiştir.

Tablo 1.1 Etanol kullanımı zorunlu olan bazı ülkeler ve oranları

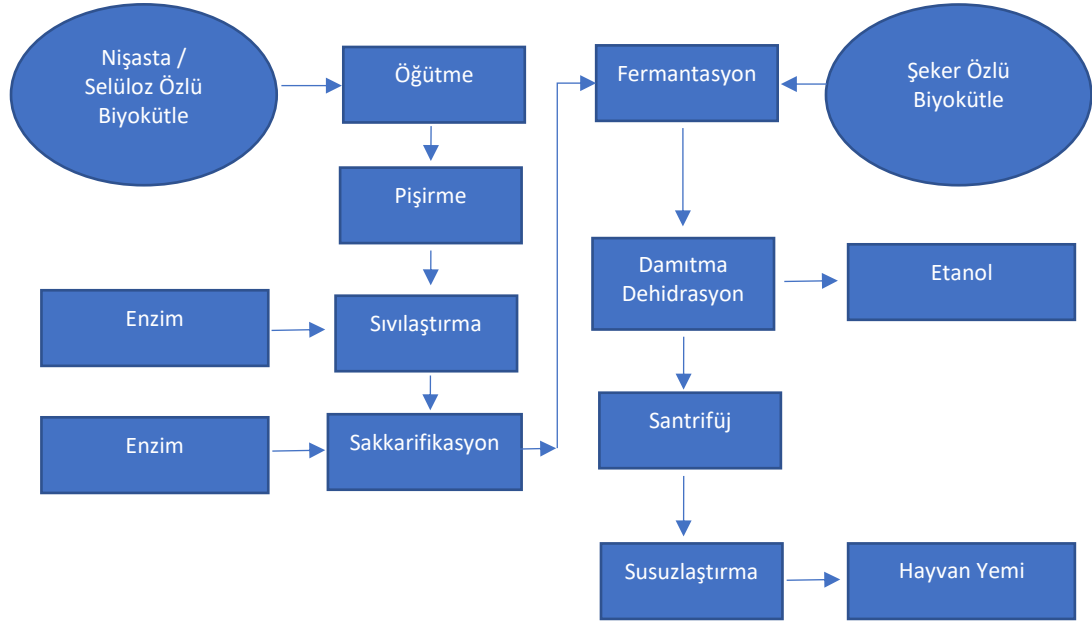
Ülke	Oran
ABD	E15
Arjantin	E5
Avustralya	E10
Brezilya	E20-E25
Kanada	E5
Çin	E10
Kolombiya	E10
Kosta Rika	E7
Hindistan	E5
Pakistan	E10
Finlandiya	E5-E10
Paraguay	E18-E24

1.2 Etanol Üretimi

Etanol kimyasal formülü C₂H₅OH olan temiz, renksiz ve yanıcı bir hidrokarbondur. Farklı biokütlelerden elde edilebilen bir yakıttır. İşlenmelerine ve uygulama yöntemlerine göre şekerli hammadde, nişastalı hammadde ve lignoselülozik hammaddelerden elde edilir. Şeker içeren hammaddeler (şeker, şeker pancarı veya kamışı, melas, şekerli meyveler, keçiboynuzu) yüksek glikoz miktarına sahip oldukları için ön işleme gerek duymaksızın fermantasyon ile etanole dönüştürülebilirler [6].

Etanol, glikozun maya ile fermente edilmesi sonucu üretilir. Hammaddelerden etanol üretim süreci Şekil 1.1’de verilmiştir. 2017 yılında, dünyada yaklaşık 481 milyon m³

etanol üretilmiştir. Amerika ve Brezilya dünya etanol üretiminin %84'ünü gerçekleştirirken AB %5'ini üretmektedir. Etanol, Brezilya'da şeker kamışından, Amerika'da ise mısırdan üretilmektedir [5].

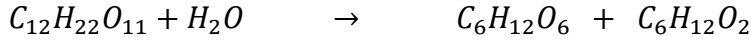


Şekil 1.1 Çeşitli hammaddelerden etanol üretim aşamaları [7]

Şeker özlü hammaddeler (şeker pancarı, şeker kamışı, melas, keçiyoynuzu vb.) doğrudan fermente edilirken, nişasta ve selüloz içeren hammaddeler birçok işleme maruz kalırlar. Özellikle tahıllar ilk önce öğütülerek toz haline getirilir ve ardından su eklenerek pişiricilerde alfa-amilaz enzimi ile beraber sıvılaştırma işlemine tabi tutulur. Nişastanın sıvılaştırma işleminin gerçekleşmesi için karışım 120-150 °C arası bir sıcaklığa kadar ısıtılır. Isıtılıp lapa haline gelen karışım soğutulur ve gluko-amilaz enzimi ile birlikte şekere dönüştürülür. Ardından şeker, fermantasyona uğratılır. Bu işlemten sonra, lapanın %11 ile %15 oranında etanol, geri kalan ise fermantasyona uğramayan tahıl artığı ve maya hücreleridir. Etanolün lapadan ayrılması için damıtma işlemiyle su ve atıklardan uzaklaştırılır ve %96 oranında saf etanol meydana gelir. Etanol daha sonra dehidrasyon sistemine geçer ve içerisinde kalan su ayrıştırılır. Geri kalan artıklar ise santrifüj işleminden sonra kurutularak hayvan yemi olarak dışarı çıkar. Selüloz özlü hammaddelerden etanol üretimi için hidroliz yöntemi ile şeker ayrıştırılır ve fermente edilir [8].

Şekerin mayalama işleminde, şeker karışımlarına maya eklenip ısıtılır, maya “invertaz” adında enzim içerir. Bu madde katalizör olarak etki yapar ve sakrozun, glikoz ve fruktoza dönüşümünü kolaylaştırır. Kimyasal tepkimesi şöyledir;

İnvertaz



Sakroz Katalizör Fruktoz Glikoz

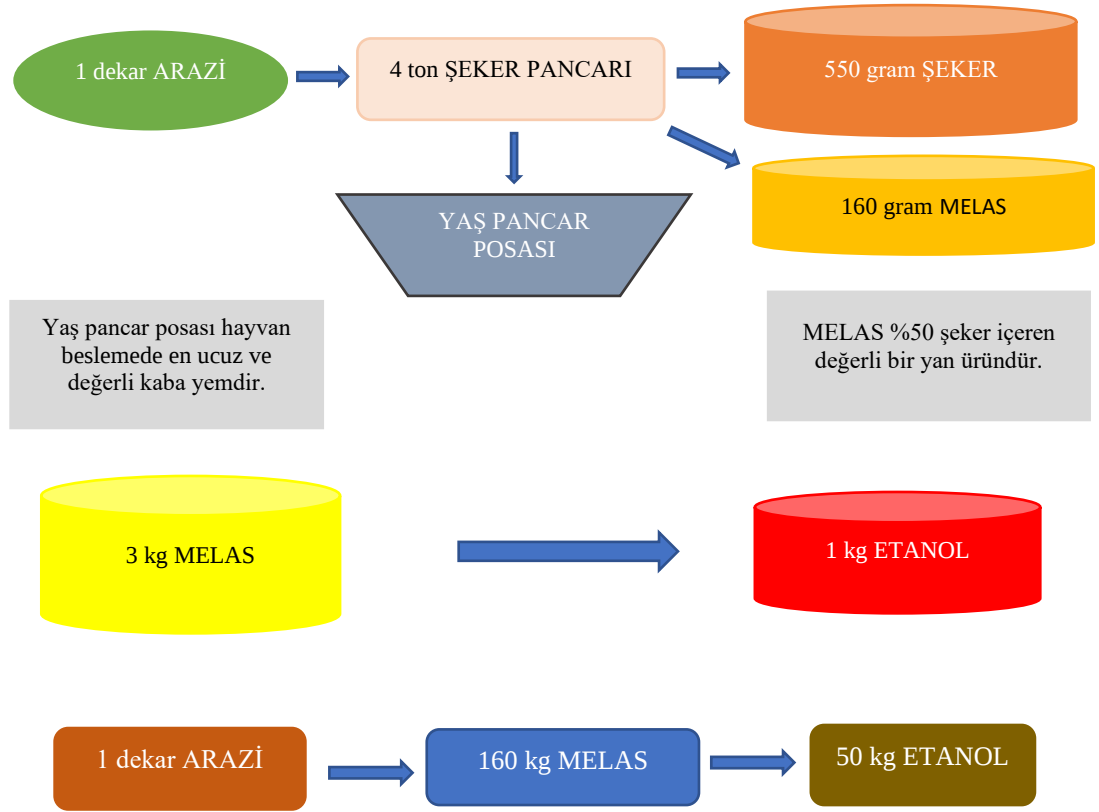
Fruktoz ve glikoz daha sonra “zymaz” adında enzimle reaksiyona girerler. Bu enzim etanol ve CO₂ üretmek için mayanın içinde kalır. Kimyasal tepkimesi şöyledir;

Zymaz



Fruktoz/Glikoz Katalizör Etanol

Mayalama yaklaşık üç gün sürer ve 25 ile 30 °C sıcaklıkta gerçekleşir [9]. Dünyada en yaygın etanol üretimi şeker pancarı, patates, buğday, arpa ve mısır gibi ürünlerden elde edilmektedir. Şeker pancarı, gövdesinde %12-18 oranında şeker bulunduran bir bitkidir. Şeker pancarından şeker elde edilmesi sırasında etanolün önemli bir hammaddesi olan melas ortaya çıkar. 100 ton şeker pancarından 3,9-4 ton melas elde edilmekte ve 100 kg melastan 40 litre etanol üretilmektedir. 1 ton şeker pancarından en az 98 litre ve en çok 151 litre etanol üretilebilmektedir. Şekil 1.2’de şeker pancarı ve yan ürünleri gösterilmektedir. Dünyada patatesten biyoetanol üretimi düşük seviyede yapılmaktadır. Polonya, ABD ve Finlandiya patatesten etanol üreten birkaç ülke arasında sayılabilir. Patates; %72-75 oranında su, %16-20 oranında nişasta, %2-2,5 oranında protein, %1-1,8 oranında lif ve %0,15 oranında yağ asitlerini içerir. Etanol üretiminde hammadde olarak patatesin kullanılması durumunda da hayvan yemi olarak kullanılabilecek yan ürün elde edilmektedir. Yan ürün miktarı kuru patates ağırlığının %28’i kadardır. Patates yan ürünü içerisindeki ham protein miktarı yan ürünün yaklaşık olarak %55 oranındadır. 1 ton patatesten en az 87 litre en çok 151 litre etanol üretilmektedir [10].



Şekil 1.2 Şeker pancarı ve yan ürünleri [9]

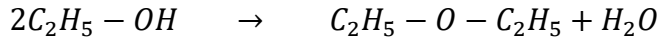
Etanol üretiminde kullanılan buğday, dünyada en çok üretimi yapılan tarımsal bir ürün olarak 115'e yakın ülkede yetiştirilmektedir. Türkiye'de buğday hububat ekim alanı içerisinde yaklaşık %67'lik pay ile ilk sırada yer almaktadır. Dünyada etanol üretimi için buğday kullanımı mısır ve şeker kamışından sonra üçüncü sırada yer almaktadır. Buğdayın yapısında bulundurduğu nişasta oranı, etanol üretiminde oldukça önemlidir. Kuru ağırlıktaki buğday yaklaşık olarak %65 oranında nişastaya sahiptir. Bu oran, buğdayı önemli bir etanol kaynağı yapmaktadır. 1 ton buğdaydan en az 346 litre en fazla 385 litre etanol üretilmektedir [11]. Türkiye'de hububat ekim alanı içerisinde %28'lik payla ikinci sırada arpa yer almaktadır. Dünya üzerinde arpadan etanol üretimi oldukça azdır. Arpa, buğday ve mısıra göre yapısında daha az nişasta barındırması ve dış kabuğa sahip olması nedeniyle, etanol üretimi için fazla tercih edilmemektedir. Arpanın kuru ağırlığındaki nişasta oranı yaklaşık olarak %55 oranındadır. Türkiye'de hububat ürünleri arasında üretim miktarı bakımından üçüncü sırada, mısır yer alır. Türkiye'nin her yerinde yetiştirilebilen mısır daha çok Akdeniz,

Karadeniz ve Marmara Bölgesi'nde yetiştirilmektedir. Mısır; glikoz, nişasta, yağ ve yem sanayinin önemli bir kaynağıdır. Dünya üzerinde mısırdan etanol üretimi önemli bir paya sahiptir. Dünyanın en büyük etanol üreticilerinden biri olan ABD, etanol üretimini en fazla mısırdan sağlamaktadır. Mısırın kuru ağırlığı dikkate alındığında, ortalama olarak %70'ini nişasta oluşturmaktadır. Bu oran, mısırdan etanol üretimini önemli hale getirmektedir [8].

1.3 Dietil Eter

Eter genellikle dietil eter olarak bilinir. İlk kez 1842 yılında tıpta bayıltıcı olarak kullanılmıştır. Kaynama noktası 35 °C olduğu için kolay buharlaşan bir maddedir. Renksiz, kendine özgü bir kokusu olan akıcı bir sıvıdır. Uçuculuğu oldukça yüksek ve yanıcıdır. Solunum yoluyla alındığında bayıltıcı etkisi vardır. Halk arasında “lokman ruhu” olarak bilinir. Dietil eter, H₂SO₄ katalizörü eşliğinde etil alkolün 140-145 °C’de sabit sıcaklıkta tepkimeye girerek suyun çekilmesi sonucu elde edilir [12].

Katalizör



Etil alkol 140-145 °C Dietil eter

Sülfürik eter ve basit eter olarak da bilinen bu bileşik, yüksek setan sayısı ve oksijen içeriği ile önemli bir katkı maddesidir. Yüksek setan sayısı, hızlı bir şekilde buharlaşması ve oksijen yoğunluğuna sahip olması motorda iyi bir yanma için aranan bir özelliktir. Yapısında oksijen barındıran yakıtlar, emisyon değerlerinin azalmasında, temiz bir çevrenin oluşmasında ve insan sağlığının korunmasında önemli bir rol alabilir [13].

Dietil eter, etanolden üretildiği için yenilenebilir bir yakıt türüdür. Bu yakıt ile ilgili araştırmalar gün geçtikçe artmaktadır. Bunun en önemli nedenlerinden biri, yüksek setan sayısına sahip olmasıdır.

1.4 Literatür Çalışması

Literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde, etanol ve dietil eterin farklı oranlarda motor yakıtları olarak kullanıldığı birçok araştırma mevcuttur. Sezer tarafından yapılan bir çalışmada, etanol ve dietil eterin dizel yakıtına katılmasının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada, üç farklı yakıt %15 etanol (E15), %15 etanol ile %2 dietil eter (E15DEE2) ve %15 etanol ile %4 dietil eter (E15DEE4) kullanılmıştır. E15DEE4 yakıtı için efektif verim tam yük koşulunda en büyük artışı göstermiştir. Karışımların dizel yakıtına göre CO emisyonları, motor yüküne bağlı olarak değişmiştir. Motorun tam yük durumunda, karışım içerisindeki dietil eter oranının artması HC emisyonlarının artmasına neden olmuştur [1].

Paul vd. tarafından yapılan çalışmada, tek silindirli dizel bir motorda dizel yakıtı-DEE ve dizel yakıtı-DEE-etanol karışımlarının motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada kullanılan yakıtlar D95DEE5, (%5 DEE, %95 Dizel yakıtı) D90DEE10, (%10 DEE, %90 Dizel yakıtı) D90DEE5E5, (%5 DEE, %5 Etanol, %90 Dizel yakıtı) D85DEE10E5, (%10 DEE, %5 Etanol, %85 Dizel yakıtı) D80DEE10E10 (%10DEE, %10 Etanol, %80 Dizel yakıtı) şeklindedir. Motorun ısı verimi dizel yakıtına göre %5 DEE karışımı ile artarken %10 DEE karışımı ile azalmıştır. Dizel yakıtı-DEE karışımlarına etanol ilave edilmesi CO, NO_x, HC ve PM (partikül madde) emisyonlarını önemli ölçüde azaltmıştır [14].

Tamilvanan vd. tarafından yapılan bir çalışmada, oksijenli katkı maddesi olarak dietil eter ve etanolün, Calophyllum inophyllum biyodizeli-dizel yakıtına ilave edilmesinin motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkisi incelenmiştir. B10 (%10 biyodizel, %90 dizel yakıtı), B20 (%20 biyodizel, %80 dizel yakıtı), B10+DEE (%10 biyodizel, %85 dizel yakıtı, %5 dietil eter), B20+DEE (%20 biyodizel, %75dizel yakıtı, %5 dietil eter), B10+E (%10 biyodizel, %85 dizel yakıtı, %5 etanol) ve B20+E (%20 biyodizel, %75 dizel yakıtı, %5 etanol) yakıtları kullanılmıştır. BDD (biyodizel-dizel yakıtı-dietil eter) karışımları ve BDE (biyodizel-dizel-etanol) karışımları, BD (biyodizel-dizel) karışımlarına göre daha iyi bir termal verimlilik ve yanma özellikleri göstermiştir. BDD karışımları diğer karışımlara göre NO emisyonu ve net ısı salınım

oranını artmıştır. BDE karışımlarında diğer yakıtlara kıyasla, en düşük NO emisyonu ve en yüksek HC ve CO emisyon değerleri elde edilmiştir [15].

Zhan vd. tarafından yapılan deneysel bir çalışmada, etanol ve dietil eter yakıtlarının, dizel/soya fasulyesi biyodizeli karışımlarına ilavesinin yüksek enjeksiyon basıncı altında püskürtme özellikleri incelenmiştir. Dizel yakıtı (D100), dizel-biyodizel (DB), dizel-biyodizel-etanol (DBE) ve dizel-biyodizel-dietil eter (DBDE) olmak üzere dört farklı yakıt kullanılmıştır. Bu karışımların püskürtme özellikleri yüksek basınçlı common rail enjeksiyon sistemi kullanılarak incelenmiştir. Yakıtların püskürtme penetrasyonu, püskürtme koni açısı ve damlacık boyutu incelenmiştir. DB karışımının diğer karışımlara göre sahip olduğu yüksek viskozite ve yüzey gerilimi, yakıtın nüfus derinliğini artırmıştır. DBDE karışımının içerdiği DEE katkısının sahip olduğu düşük viskozite ve yüzey geriliminin, atomlar arası bağlarının kolay parçalanmasını ve damlacık çaplarının azalmasına neden olduğu düşünülmektedir [16].

Sethi vd. tarafından yapılan bir çalışmada, dizel yakıtına ve %5, %10, %15 oranlarında dietil eter ilavesinin, dizel bir motorda performans, yanma ve emisyon üzerindeki etkileri incelenmiştir. %15 dietil eter içeren yakıt, dizel yakıtına kıyasla termal verimlilik, silindir basıncı ve sıcaklığı artırmış, yakıt tüketimini azaltmıştır. Emisyonlar incelendiğinde, dizel yakıtına dietil eter ilave edilmesi ile CO ve HC emisyonları azalmış, NO ve CO₂ emisyonları ise artmıştır [17].

Torres vd. tarafından yapılan bir çalışmada, biyodizel-etanol karışımları ile çalışan dizel bir motorda, dietil eter (DEE) kullanımının, motor performans ve emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada biyodizel ve dizel yakıtının yanı sıra, B80E20 (%80 biyodizel, %20 etanol) ve B76E19DEE5 (%76 biyodizel, %19 etanol ve %5 dietil eter) yakıtları farklı motor yüklerinde (2.7 kW, 5.4 kW, 8.1 kW) test edilmiştir. Çalışılan motorda tüm yükler için B80E20 yakıtı kullanıldığında en fazla yakıt tüketimi ve en yüksek NO emisyonları gözlemlenirken, B76E19DEE5 yakıtında en iyi motor verimi tespit edilmiştir [18].

Sezer tarafından yapılan başka bir çalışmada, tek silindirli direk püskürtmeli dizel bir motorda, dizel yakıtı ve hacimsel olarak %2,5, %5, %7,5, %10 oranlarında dietil eter karıştırılmış ve farklı devir sayılarında motorun efektif parametreleri incelenmiştir.

Karışımında dietil eter oranı artıkça ortalama efektif basınç, moment ve güçte azalma meydana gelmiş ve karışımın fakirleştiği gözlemlenmiştir. 1200 d/d için en ideal karışım oranı %7,5 olarak belirlenmiştir. Bu şartlarda, efektif verim artmış, özgül yakıt tüketimi ise azalmıştır [19].

Rakopoulos vd. tarafından yapılan çalışmada, tek silindirli direk püskürtmeli dizel bir motorda hacimsel olarak %8, %16, %24 oranlarında dietil eter, dizel yakıtı ile karıştırılmış 3 farklı yük (1.40, 2.57 ve 5.37 bar) ve 2000 d/d motor hızında yakıt tüketimi ve emisyon değerleri incelenmiştir. Sonuç olarak, %24 DEE oranına sahip yakıt karışımı ile CO değerleri azalmış ve HC emisyonu ise artmıştır [20].

Reddy vd. tarafından yapılan bir çalışmada, katkı maddesi olarak dietil eterin atık mango tohumu biyodizeli ile karışımının dizel bir motor üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada, B10, (%90 dizel yakıtı, %10 biyodizel), B20, B30 ve B40 yakıtları test edilmiş, testler sonucunda performans ve emisyonlar açısından en uygun yakıtın B20 karışımının olduğu sonucuna varılmıştır. B20 yakıtına %5, %10 ve %15 oranlarında DEE ilave edilerek motor performans ve emisyonları incelenmiştir. Çalışmanın sonucunda, %5 oranında DEE içeren yakıtın kullanılmasında tam yükte en yüksek termal verimlilik elde edilirken, CO ve HC emisyonlarında azalma tespit edilmiştir [21].

Uslu tarafından yapılan çalışmada direk püskürtmeli tek silindirli dizel motor kullanılmış, dizel yakıtına %2, %5, %7,5, %10 oranlarında dietil eter karıştırılarak egzoz emisyonlarına etkisi incelenmiştir. Motorin içindeki DEE oranı artıkça NO_x değerlerinde azalma gözlemlenmiştir. Karışım içerisinde ki DEE oranının artmasıyla birlikte CO emisyonun da azalma, HC ve is emisyonlarında bir artış meydana gelmiştir [13].

Selvaraj ve Thangavel'in yaptığı bir çalışmada dizel-biyodizel (kızartma yağı metil esteri)-dietil eter karışımlarının, dizel bir motorda performans ve emisyon üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Farklı motor yüklerinde yapılan denemelerin tamamında en yüksek verim dizel yakıt çalışmasında, en fazla yakıt tüketimi ve en düşük silindir basıncı ise D60B40 (%60 motorin + %40 biyodizel) karışımı yakıt çalışmasında oluşmuştur. Aynı zamanda, en düşük CO ve HC emisyonu D60B30DEE10 karışımı

yakıtta elde edilmiştir. NO emisyonları en düşük D60B40, en yüksek D60B30DEE10 yakıtlı çalışmada meydana gelmiştir [22].

Vijay More vd. tarafından yapılan bir çalışmada, tek silindirli dizel bir motorda farklı sıkıştırma oranlarında (14:1, 15:1, 16:1, 17:1 ve 18:1) biyodizel-dietil eter-dizel yakıt karışımlarının etkisi incelenmiştir. Çalışma sonucunda en düşük HC emisyonu, 17:1 sıkıştırma oranında ve %1,6 DEE içeren biyodizel-motorin karışımı çalışmada elde edildiği raporlanmıştır [23].

Azi tarafından yapılan çalışmada, farklı motor yüklerinde (yüksüz, 3kW, 5kW, 7kW) çalıştırılan bir dizel motorunda, DEE ve hint yağı biyodizeli farklı oranlarda denenmiştir. Sonuçlar göstermektedir ki; motor yükü ve karışım içerisindeki DEE oranının artmasıyla birlikte termal verim, egzoz sıcaklığı ve NO_x değerlerinde azalma görülmüştür. Bunun nedeni, DEE'in dizel yakıtına kıyasla sahip olduğu düşük ısı değeri kaynaklanmaktadır. En yüksek özgül yakıt tüketimi ise %20 oranında DEE içeren biyodizel karışımı yakıt çalışmasında tespit edilmiştir [24].

Nanthagopal vd. tarafından yapılan çalışmada, dizel yakıtı-biyodizel (Calophyllum Inophyllum Metil Esteri) karışımlarına dietil eter ilave edilmesinin yanma, performans ve emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Motorin-biyodizel karışımına %12,5 oranında DEE ilave edilmesi ile termal verimlilik azalırken, yakıt tüketimi ve CO emisyonlarını artırmıştır [25].

Sugash vd. yaptığı bir çalışmada, dietil eter ile birlikte pamuk tohumu biyodizeli karışımının, dizel bir motorun performans ve emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışmada dizel yakıtına kıyasla B20 (%20 biyodizel, %75 dizel yakıtı, %5 dietil eter), B40 (%40 biyodizel, %55 dizel yakıtı, %5 dietil eter) ve B60 (%60 biyodizel, %35 dizel yakıtı, %5 dietil eter) yakıtları farklı motor yüklerinde (%25, %50, %75, %100) test edilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, B20 yakıtının termal verimliliğinin dizel yakıtına yakın bir değerde olduğu tespit edilmiştir. B60 yakıtlı çalışmada en düşük yakıt tüketimi ve NO emisyonu değeri elde edilmişken, diğer taraftan da en yüksek CO emisyonu oluşmuştur [26].

Nishanth vd. tarafından yapılan bir çalışmada, jatropa Curcas biyodizeli-dietil eter karışımının değişken sıkıştırma oranına sahip dizel bir motor üzerindeki etkileri

incelenmiştir. Bu çalışmada dizel, B1 (%20 biyodizel, %75 dizel yakıtı, %5 dietil eter), B2 (%25 biyodizel, %70 dizel yakıtı, %5 dietil eter) ve B3 (%30 biyodizel, %65 dizel yakıtı, %5 dietil eter) yakıtları kullanılmıştır. Çalışmada, B2 yakıtı kullanılan motorda ısı verim ve mekanik verim artırmış, CO ve NO emisyonlarının azaldığı vurgulanmıştır [27].

Ayhan ve Tunca tarafından yapılan çalışmada, tek silindirli direk püskürtmeli dizel bir motorda dizel yakıtı ve kütleli olarak %3, %5, %7 oranlarında DEE içeren karışımlar yakıt olarak kullanılmıştır. Motorun tam yük ve 1000, 1300, 1600 ve 2000 d/d hız koşullarında, DEE oranı artıktıkça moment ve efektif güçte azalma gözlemlenmiştir [28].

Lee ve Kim tarafından yapılan bir çalışmada, dizel yakıtı ile belli bir oranda (kütleli olarak %10, %20 ve %50) DEE karıştırılmış ve bu karışımların motor performans, yanma karakteristiği ve egzoz emisyonlarına etkisi incelenmiştir. Deneyler sonucunda, DEE oranı artıktıkça HC ve CO emisyonlarında bir düşüş gözlemlenirken, NO_x emisyonunda bir artış tespit edilmiştir [29].

Loganathan vd. tarafından yapılan bir çalışmada, tek silindirli dizel bir motorda hidrojenle zenginleştirilmiş kaju fıstığı kabuğu biyodizeline dietil eter ilave edilmiş ve kullanılmıştır. Yapılan testler sonucunda, karışıma hidrojen eklendiğinde CO ve HC emisyonları azalmış, bu karışımlara dietil eter eklenmesi ile daha da azaldığı belirlenmiştir [30].

Nagdeote ve Deshmukh tarafından yapılan bir çalışmada, dizel yakıtı ve biyodizelden oluşan karışıma etanol ve DEE ilave edilmesinin performans ve emisyon üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada motorda, (%100 dizel yakıtı) BD, (%20 biyodizel ve %80 dizel yakıtı) BDET (%15 biyodizel, %80 dizel yakıtı ve %5 DEE) ve BDE (%15 biyodizel, %80 dizel yakıtı ve %5 etanol) yakıtları kullanılmıştır. BDET yakıtı diğer yakıtlara göre daha iyi motor performansı ve yanma özellikleri göstermiştir. BDE ve BDET karışımlarının kullanımı yanma verimliliğini artırmış ve emisyon oranlarını düşürmüştür [31].

Raju vd. tarafından yapılan bir çalışmada, hint hurması metil esteri (TSME) - motorin karışımlarının dizel bir motor üzerindeki etkileri incelenmiştir. TSME dizel yakıtına %10, %20 ve %30 oranlarında ilave edilerek TSME10, TSME20 ve TSME30 yakıtları

elde edilmiştir. Test edilen yakıtlarda TSME20 yakıtında diğer yakıtlara göre yüksek performans ve düşük egzoz emisyon oranları tespit edilmiştir. Ayrıca TSME20 yakıtına %5, %10 ve %15 oranında DEE ilave edilerek motor performansı ve emisyon değerleri tekrardan incelenmiştir. Özellikle %10 DEE içeren karışım, motor performans ve emisyonlar üzerinde daha iyi sonuçlar ortaya koymuştur. Ancak, NO_x emisyonları artış göstermiştir [32].

Smigins ve Zakis tarafından yapılan bir çalışmada, dizel yakıtı ve kolza yağı karışımları ve dietil eter / kolza yağı karışımlarının VW Golf dizel aracın performansı ve emisyonları üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda, kolza tohumu yağına kıyasla dietil eter ilave edilmesinin motor gücünde bir azalma ve yakıt tüketiminde bir artış gösterdiği vurgulanmıştır. Emisyonlar açısından ise dietil eter içeren tüm karışımlarda, HC ve NO emisyonları azalırken, CO ve CO₂ emisyonlarında azda olsa bir artış tespit edilmiştir [33].

Carvalho ve ark. tarafından yapılan bir çalışmada, dizel yakıtı-biyodizel karışımları ile çalışan dizel bir motorda etanol ve DEE ilavesinin etkileri incelenmiştir. Motor performans ve emisyonları göz önüne alındığında, özellikle orta ve yüksek yüklerde (16 kW ve 24 kW) etanol ve DEE içeren karışımlar için, NO ve PM emisyonlarında önemli düşüşler gözlemlenirken, motor verimi artmıştır [34].

Jayaprabakar vd. tarafından yapılan bir çalışmada, neem yağı metil ester ile karışım %10 ve %20 DEE ilave edilmesinin tek silindirli dizel bir motorda emisyonlar üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çalışmanın sonucunda, biyodizel yakıtına DEE ilave edilmesi ile karışımın viskozitesindeki azalmaya bağlı olarak CO, HC ve NO emisyonlarında azalmaların olduğu vurgulanmıştır [35].

Reang vd. tarafından yapılan bir çalışmada keten tohumu metil ester biyodizeli ve dietil eterin, dizel bir motorda performans ve emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada dizel yakıtının yanı sıra, B10 (%90 dizel yakıtı, %10 biyodizel), B20, B10DEE10 (%80 dizel yakıtı, %10 dietil eter, %10 biyodizel) ve B20DEE10 yakıtları da kullanılmıştır. Motorun tam yükte çalışması durumunda B10DEE10 yakıtının dizel yakıtına göre daha iyi bir termal verimlilik ve düşük bir CO₂ emisyon değeri elde edilmiştir [36].

Selvam vd. tarafından yapılan bir çalışmada plastik piroliz yağı ve dietil eter karışımlarının, direkt püskürtmeli dizel bir motorun performans ve emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada PPY5D90DEE5 (%5 plastik piroliz yağı, %90 dizel yakıtı, %5 dietil eter), PPY10D85DEE5, PPY15D80DEE5 ve PPY20D75DEE5 yakıtları motorin ile kıyaslanmıştır. Çalışmanın sonucunda, PPY15D80DEE5 yakıtının termal verimliliğinin neredeyse tüm motor yüklerinde dizel yakıtına yakın bir değerde olduğu ve egzoz emisyon sonuçlarını iyileştirdiği vurgulanmıştır [37].

Gorski vd. tarafından yapılan çalışmada, dietil eter-keten tohumu yağı karışımlarının dizel bir motorda fiziko-kimyasal özellikleri (viskozite, yoğunluk, alt ısı değer ve yüzey gerilimi) incelenmiştir. Çalışmada %10, %20 ve %30 oranlarında keten tohumu yağına DEE karıştırılarak denenmiştir ve sonuçları, dizel yakıtlı çalışma ile kıyaslanmıştır. DEE'in keten tohumu yağına ilave edilmesinin yakıtın viskozite, yoğunluk ve yüzey gerilim değerlerini düşürdüğü belirlenmiştir. Keten tohumu yağının, dizel yakıtına kıyasla sahip olduğu dezavantajların, DEE ilave edilerek giderildiği ifade edilmiştir [38].

Deblas vd. yaptığı bir çalışmada, dizel yakıtı-bitkisel yağ karışımlarına (Ayçiçek yağı, Hint yağı), oksijenli katkı maddesi olarak dietil eter ilavesinin, dizel bir motor üzerindeki etkileri incelenmiştir. Testler, dizel yakıtına kıyasla, %18'e kadar DEE ve %22'ye kadar bitkisel yağların karışımından oluşan yakıtlar ile yapılmıştır. Testler sonucunda karışımlara DEE ilave edilmesinin kirletici emisyonlar ve soğuk akış özelliklerini iyileştirmiştir [39].

Acun tarafından yapılan bir çalışmada ise motorda üç boyutlu bir yanma modellemesi yapılmış ve devir sayısına bağlı değişimlerle anlık basınç, is, NO_x gibi değerleri karşılaştırılmıştır. AVL FIRE yazılımının ESE Diesel modülünde yapılan sayısal analizin, deneysel veriler ile paralellik gösterdiği ifade edilmiştir [40].

Xiong ve Li tarafından yapılan sayısal bir çalışmada, AVL-FIRE yazılımı kullanılarak dizel bir motor için %5, %10 ve %15 oranlarında dimetil eter içeren dizel yakıtı-dimetil eter karışımlarının emisyon değerleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Karışım

içerisindeki dimetil eter oranının artmasıyla birlikte NO_x ve HC emisyonları azalmış, CO emisyonu artmıştır [41].

Asadi vd. tarafından yapılan nümerik bir çalışmada, biyodizel ve etanolün %10 (B10, E10) ve %20 (B20, E20) oranında dizel yakıtı ile karışımının yanma ve emisyonlar üzerindeki etkileri araştırılmıştır. AVL FIRE yazılımının ESE Diesel kısmında gerçekleştirilen çalışmanın sonucunda, karışım içerisindeki etanol oranının artmasıyla birlikte NO emisyonlarının azaldığı tespit edilmiştir [42].

Altinkurt tarafından yapılan çalışmada, farklı oranlardaki alkol-benzin karışımlarının ve çift kademeli direkt püskürtme stratejisinin yanma ve emisyonları üzerindeki etkileri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışmada AVL-FIRE yazılım programı kullanılmıştır. Çalışma sonucunda deneysel ve sayısal veriler karşılaştırılmış ve birbirine yakın değerler vermiştir. Aynı zamanda, karışım içerisindeki etanol oranının artışı ile basınç ve sıcaklık değerleri azalmıştır [43].

Temizer tarafından yapılan çalışmada ise, tek silindirli dizel bir motorda dizel yakıtı (D100), kanola yağı metil ester ve ayçiçek yağı metil ester karışımlarının yanma analizleri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmanın sayısal bölümü AVL FIRE programında gerçekleştirilmiştir. Deneysel ve sayısal çalışma sonucunda, KYME ve AYME karışım yakıtlarının kullanıldığı motorda maksimum basınç ve ısı salınım oranlarını artırdığı belirtilmiştir [44].

Temizer ve Eskici'nin yaptığı bir çalışmada, tek silindirli dizel bir motorda dizel ve %10, %20 ve %30 oranlarında ayçiçek yağı metil ester (AYME) içeren dizel-biyodizel karışımının deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışma için AVL-FIRE yazılımı kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, en yüksek silindir içi basıncın AYME30 yakıt çalışmasında olduğu gözlemlenmiştir. Aynı zamanda, karışım içerisindeki biyodizel oranının artmasıyla birlikte NO_x emisyonlarının arttığı, CO ve HC emisyonlarının ise azaldığı belirtilmiştir [45].

Eskici tarafından yapılan sayısal ve deneysel bir çalışmada dizel yakıtına ilave edilen kanola yağı metil ester ve ayçiçek yağı metil ester karışımlarının, motor performansı ve emisyon değerleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. AVL FIRE yazılımının ESE

Diesel bölümünde gerçekleştirilen sayısal çalışmada sonuçların, deneysel veriler ile paralellik gösterdiği ve tutarlı sonuçların elde edildiği raporlanmıştır [46].

Fırat çalışmasında, dizel yakıtı ile %10, %20 ve %30 oranlarında kanola yağı metil esterini (KME) içeren karışımları dizel bir motorda kullanmıştır. Bu karışımların farklı püskürtme stratejilerinde (çoklu püskürtme), farklı motor çalışma devir aralıklarında (1000, 2000 ve 3000 d/d) ve farklı yanma geometrilerinin motor performans ve emisyonları üzerindeki etkileri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir AVL-FIRE yazılımının ESE Diesel bölümünde gerçekleştirilen sayısal çalışmada sonuçların, deneysel veriler ile paralellik gösterdiği ve sonuçların tutarlı olduğu belirtilmiştir [47]. Temizer ve Cihan yaptığı çalışmada, hidrojen/dizel yakıtı kullanılarak farklı yanma odası geometrilerinin (standart yanma odası ve modifiyeli yanma odası) direkt püskürtmeli dizel bir motor üzerinde ki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada da AVL FIRE yazılımının tutarlı ve doğruluğunun yüksek olduğu tespit edilmiştir [48].

Frobenius vd. tarafından yapılan bir çalışmada, tek silindirli dizel bir motorda püskürtme parametrelerinin NO ve is emisyonları üzerindeki etkisi incelenmiştir. Deneyler üç farklı turbo şarj basıncında (1,04, 1,16 ve 1,29 bar) ve iki farklı Common Rail yakıt enjeksiyon basıncında (700 ve 1200 bar) gerçekleştirilmiştir. Artan silindir içi basınç ve sıcaklıkların yüksek NO emisyonuna neden olduğu ve aynı zamanda is miktarını düşürdüğü vurgulanmıştır [49].

Soni ve Gupta'nın yaptığı iki farklı çalışmada AVL-FIRE yazılımı kullanılmıştır. Birinci çalışmada iki farklı piston çanak geometrisinin farklı püskürtme açıları için emisyon ve performans parametreleri karşılaştırılmıştır. Püskürme açısı 120, 140 ve 160° seçilerek analizler yapılmıştır. Her iki geometride de 120°'lik püskürtme açısında en düşük NO emisyonu ve 160°'lik püskürtme açısında ise en düşük is emisyon değerleri tespit edilmiştir [50]. İkinci çalışmada ise emisyon oranlarını daha da azaltmak için farklı aşamalar takip edilmiştir. Birinci aşamada; tek silindirli bir dizel motorunda NO_x ve kurum miktarını azaltmak için farklı oranlarda metanol (M10, M20 ve M30) dizel yakıtı karıştırılıp sayısal olarak incelenmiştir. Diğer aşamada üç farklı emisyon azaltıcı yol izlenmiştir. Birinci yol, swirl oranının değişmesi (1.0, 1.3, 1.6, ve 2.0 oranlarında) ikinci yol, EGR tekniğinde egzoz gazlarının devridaim miktarlarının

değişmesi (%10-%20 aralığında) ve üçüncü yol olarak, yakıta %5, %10 ve %15 oranlarında su katılarak emisyon azaltma yöntemi denenmiştir. Çalışma sonucunda yakıt içerisindeki metanol oranı artıkça NO emisyon değerlerinin azaldığı, is emisyon değerlerinin ise arttığı gözlemlenmiştir. Yakıta su ilave edilmesi yönteminde, NO emisyon değerleri açısından diğer yöntemlere kıyasla en düşük değerler tespit edilmiştir [51].

Dimitriou vd. tarafından yapılan bir çalışmada, sayısal olarak farklı piston geometrilerinin ve püskürtme açılarının karışım oluşumu, emisyon ve motor performans parametreleri AVL FIRE yazılımında analiz edilmiştir. Yapılan analizlerde 160° püskürtme açısında, daha iyi karışım oluşumu ve düşük NO_x emisyonu tespit edilmiştir [52].

Iliev tarafından yapılan sayısal bir çalışmada, farklı oranlarda etanol ve metanolün benzinle karışımı, AVL Boost programı yardımıyla modellenmiştir. Çalışmada, motorun farklı hız değerlerinde (1000-6500 d/d) performans ve emisyon analizleri yapılmıştır. Test edilen motorun belirtilen hız koşullarının tamamında karışım içindeki etanol ve metanol oranı artıkça güç ve CO emisyonları azalmış NO_x değerleri artmıştır [53].

Praptijanto ve ark. tarafından yapılan bir çalışmada, dizel yakıtına hacimce %2,5, %5, %7,5 ve %10 oranlarında katılan etanolün iki silindirli dizel bir motorda performans ve emisyon analizleri incelenmiştir. Deneysel çalışmanın yanı sıra AVL Boost programında sayısal olarak da modelleme yapılmıştır. Bu çalışmanın sonucunda, motorine etanol ilavesi ile birlikte tam yükte CO ve is emisyonlarında düşüş gözlemlenirken NO emisyonları artmıştır [54].

Mohan vd. tarafından yapılan çalışmada eter yakıtlarının püskürtme özellikleri, KIVA4 yazılımı kullanılarak incelenmiştir. Bu çalışmada DEE, DME (dimetil eter) ve dizel yakıtı farklı ortam basıncı (3 MPa ve 6 MPa), farklı püskürtme basınçlarında (50 MPa, 100MPa, 150 MPa) analiz edilmiştir. Eterlerin sahip olduğu düşük viskozite nedeniyle damlacık boyutunun, dizel yakıtına kıyasla daha da küçülmesi iyi bir atomizasyon davranışı sağlamıştır [55].

Xu vd. tarafından yapılan bir çalışmada, dizel yakıtı ile aseton-bütanol-etanol karışımlarının dizel bir motorda yanma ve is oluşumu deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışma CANTERA koduyla birleştirilmiş CFD KIVA-3V yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada referans test yakıtı olarak dizel yakıtı kullanılmış olup aseton, bütanol ve etanol hacimce kendi aralarında 3:6:1 oranlarında (aseton: bütanol: etanol) manyetik bir karıştırıcı ile karıştırılmıştır. Oluşan aseton-bütanol-etanol karışımları hacimce %20 ve %50 oranlarında dizel yakıtı ile harmanlandıktan sonra test edilmiştir. Yapılan testlerin sonucunda, karışım içerisindeki aseton-bütanol-etanol oranının artmasıyla yanma basıncı, ısı salınım oranı ve is emisyonları azalmıştır [56].

Yılmaz, ANSYS Fluent yazılımı kullanarak yaptığı çalışmada, benzin ve etanolün yanma odasına püskürtülmesi ve yakıt damlacıklarının buharlaşma sürecini araştırmıştır. Yakıtların buharlaşma miktarları incelendiğinde, benzinin etanole göre daha hızlı buharlaştığı ve her iki yakıt için de buharlaşma derecesinin yanma odası sıcaklığı ve motor hızına bağlı olarak değiştiği vurgulanmıştır [57].

Rajak vd. tarafından yapılan sayısal bir çalışmada, Diesel-RK yazılımı (DRS) kullanılarak, çeşitli çalışma koşullarında (farklı enjektör meme çapı, swirl oranı ve enjeksiyon zamanlaması) dizel-biyodizel-etanol karışımlarının emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada, dizel yakıtı ve biyodizel yakıtının yanı sıra B20 (%80 dizel yakıtı, %20 biyodizel), B40 (%60 dizel yakıtı, %40 biyodizel) ve B20E20 (%60 dizel yakıtı, %20 biyodizel, %20 etanol) yakıtları da kullanılmıştır. Karışımlara etanol ilave edilmesiyle is emisyonlarının arttığı rapor edilmiştir [58].

Wang vd. tarafından yapılan bir çalışmada, damıtılmış portakal yağı metil ester biyodizeli-etanol-dietil eter karışımlarının, dizel bir motor üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada dizel ve biyodizel yakıtlarının yanı sıra B95E5 (%95 biyodizel, %5 etanol), B90E10, B95DEE5 (%95 biyodizel, %5 dietil eter) ve B90DEE10 yakıtları da kullanılmıştır. Çalışmanın sonucunda, dizel yakıtı ve biyodizel yakıtlarına nazaran biyodizel-etanol karışımının kullanıldığında motorun termal verimi artmıştır. B90DEE10 yakıtının kullanıldığı motorda CO emisyonları artarken, HC ve NO emisyonları azalmıştır [59].

Usta vd. tarafından yapılan deneysel bir çalışmada, %15 oranında etanol içeren etanol-motorin karışımı ve iki farklı biyodizel karışımlı yakıt t motorin ile karıştırılarak drt silindirli n yanma odalı turbo dizel bir motorda kullanılmıştır. Karışım içerisinde bulunan etanol CO salınımlarını azaltırken, NO_x salınımlarını ise arttırmıştır [3].

Yağoğlu tarafından yapılan bir çalışmada, dizel bir motorda %100 dizel (D100), %50 dizel ve %50 biyodizel (aspir yağı biyodizeli) (D50B50), %45 dizel %50 biyodizel ve %5 etanol (D45B50E5), D40D50E10 karışımlı yakıtlar incelenmiştir. İncelemeler sonucunda, en düşük CO ve HC emisyonları D50B50 yakıt karışımında, en düşük is emisyon değeri ise 2600 d/d için D40D50E10 karışımlı yakıtta elde edilmiştir [4].

Yeşilyurt vd. tarafından yapılan bir çalışmada, biyodizel (sarı hardal tohum yağı)-dizel yakıt karışımlarına etanol katılarak tek silindirli direkt pşkrtmeli dizel bir motorda performans, yanma ve emisyonu olan etkisi deneysel olarak irdelenmiştir. Bu çalışmada altı farklı yakıt (%2 biyodizel (B2), B20, %2 biyodizel ile %5 etanol (B2E5), B2E10, B20E5, B20E10) kullanılmıştır. Etanol oranının artmasıyla birlikte motorda CO, CO₂ ve NO_x emisyonları azalmış ve bunun nedeni olarak ise etanolün düşük karbon ve yüksek oksijen içeriği gösterilmiştir [60].

Pugazhvadivu ve Rajagopan tarafından yapılan bir çalışmada, B25, B50, B75, B100 yakıtları ve dizel yakıtına %10, %15 ve %20 oranında dietil eter ilave edilerek oluşan karışımların emisyon üzerindeki etkileri kıyaslanmıştır. Bu karışımlara dietil eter eklenmesi, NO_x emisyonları üzerinde önemli azalmalara neden olmuştur [61].

Aktaş vd. tarafından yapılan çalışmada, %5, %10 ve %15 oranlarında etanol ve metanol katkılarının, tam yük altında dört silindirli dizel bir motorda performans ve emisyon değerlerine olan etkisi, AVL Boost yazılımında incelenmiştir. Çalışma sonucunda etanol katkısının aynı oranda metanol katkısına göre %1, %2 ve %3 oranında daha fazla moment ve g verdiği gözlemlenmiştir. Etanol ve metanolün oksijen içeriği fazla olmasına rağmen, silindir içi sıcaklık değerinin düşük olması nedeniyle bu karışımların kullanıldığı motorda daha düşük NO_x emisyonu oluşurken, is oranları artmıştır [62].

İbrahim yaptığı çalışmada, dizel yakıtı -pamuk tohumu biyodizeli ve dietil eterden oluşan karışımı yakıtları (D100, D70B30, D70B25DEE5 ve D70B20DEE10) 1500 d/d

hızda çalışan bir dizel motorda kullanmıştır. D70B30 karışımının kullanıldığı motorda, dizel yakıtına kıyasla özgül yakıt tüketimi artarken termal verimin düştüğü görülmüştür. Sonuçlar incelendiğinde, dikkat çeken bir başka durum ise karışım içindeki DEE oranının artışı ile birlikte özgül yakıt tüketiminde ki artış ve termal verimlilikte ki azalma olmuştur [63].

Sivalakshmi ve Balusamy tarafından yapılan bir çalışmada, dizel bir motorda katkı maddesi olarak %5, %10 ve %15 oranında dietil eter kullanılarak BD5 (%5 dietil eter ve %95 neem yağı biyodizeli), BD10 ve BD15 yakıtlarının yanma, performans ve emisyon değerleri incelenmiştir. BD5 karışımı diğer yakıtlara kıyasla motorda en yüksek silindir içi basınç değerine ulaşılmıştır. Aynı zamanda, BD5 karışımı ile CO ve HC emisyonları azalmıştır. Ancak BD15 karışımıyla en yüksek NO_x emisyonu elde edilmiştir [64].

Sarıdemir ve Eryakalı tarafından yapılan bir çalışmada etanol (E)-benzin (B) E0, E20, E30, E40 karışım oranlarında hazırlanarak motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Deneyler dört zamanlı, tek silindirli bir motor ile tam yük ve farklı motor devirlerinde (1250, 1750, 2250, 2750, 3250 ve 3750 d/d) yapılmıştır. Etanol içerikli yakıtların yanması esnasında, benzine göre daha düşük enerji açığa çıktığı için karışım içindeki etanol artıkça her devir aralığında güç ve moment değerleri düşmüş, özgül yakıt tüketimi artmıştır. Aynı zamanda karışım içerisindeki yüksek etanol oranı CO ve HC emisyonlarının azalmasına, CO₂ emisyonlarının ise artmasına neden olmuştur [65].

Gürkan tarafından yapılan bir çalışmada, farklı oranlarda karıştırılmış kanola yağı metil ester ve etanol yakıtlarının dört silindirli, common rail enjeksiyon sistemli dizel bir motordaki performans ve egzoz emisyon değerleri incelenmiştir. Kanola yağı metil esterine etanolün karıştırılması ile yakıtın viskozite, yoğunluk, setan sayısı ve ısı değeri azalmaya sebep olmuştur. Karışım içindeki etanol oranının artmasıyla birlikte yakıt tüketimi artmış, ancak moment, efektif güç ve efektif verim azalmıştır. Egzoz emisyonları açısından, karışım içerisindeki etanol oranı artıkça is ve HC emisyonunda azalma kaydedilmiştir [66].

Verma vd. tarafından yapılan bir çalışmada etanol (E)-metanol (M)-dizel-mikroalg biyodizeli (S) karışımının motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu çalışmada S0E0M0, S20E0M0, S40E0M0, S20E20M0, S40E20M0, S20E0M20 ve S40E0M20 olmak üzere yedi farklı yakıt test edilmiştir. Motor farklı yük koşullarında (25, 50, 75 ve %100) çalıştırılmıştır. Sonuç olarak, etanol içeren karışımların momenti artırdığı ve egzoz gazı sıcaklığını düşürdüğü gözlemlenmiştir [67].

Qi vd. yaptığı deneysel çalışmada, soya fasulyesi biyodizeli-dizel karışımlarına dietil eter ve etanol eklenmesinin, motor performansı ve emisyon değerleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Direk püskürtmeli bir dizel motorda B30, (hacimce %30 biyodizel ve %70 dizel) BE-1 (hacimce %5 dietil eter, %25 biyodizel ve %70 dizel) ve BE-2 (hacimce %5 etanol, %25 biyodizel ve %70 dizel) karışımları hazırlanarak kullanılmıştır. Sonuçta, BE-1 test yakıtının B30 yakıtına kıyasla daha düşük özgül yakıt tüketimi elde edildiği vurgulanmıştır. Ayrıca, BE-1 ve BE-2 karışımları NO_x ve HC emisyonlarını artırırken, CO emisyonlarını azaltmıştır [68].

Venu ve Madhavan tarafında yapılan bir çalışmada, etanol-jatrofa bitkisi biyodizeli-dizel (EBD) ve metanol-biyodizel-dizel (MBD) karışımlarına dietil eter ilave edilerek motor üzerindeki etkilerine bakılmıştır. EBD (%20 etanol, %40 biyodizel ve %40 dizel) ve MBD (%20 metanol, %40 biyodizel ve %40 dizel) karışımlarına %5 ve %10 oranlarında dietil eter edilmiştir. Daha sonra bu yakıtlar EBD-5DEE, EBD-10DEE, MBD-5DEE ve MBD-10DEE olarak isimlendirilmiştir. Çalışma sonucunda, EBD'ye ilave edilen DEE yanma süresini ve NO_x emisyonlarını azaltmış ve silindir içi basınç değerini artırmıştır. Diğer taraftan MBD'ye eklenen DEE özgül yakıt tüketimi, silindir basıncını ve ısı salınım oranını azaltmış ve egzoz emisyonlarında ise is, CO ve CO₂ emisyonlarını artırmıştır. Genel olarak EBD-5DEE ve MBD-5DEE karışımları EBD-DEE10 ve MBD-DEE10 karışımlarından daha iyi sonuç vermiştir [69].

Kandasamy vd. tarafından yapılan çalışmada, uzun süreli (500 saat) dayanım testlerinde etanol ve biyodizel, dizel yakıtı ile belli bir oranda karıştırılmış motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada %5 oranında dizel yakıtına karıştırılan biyodizel (pamuk tohumu metil esteri) (B5) ve %20

etanol ve %5 biyodizel (B5E20) kıyaslanmıştır. Yapılan testler sonucunda, B5E20 yakıtının B5 yakıtına kıyasla motorda daha düşük moment, güç ve CO emisyonuna neden olduğu ve motorda aşınmayı artırmıştır [70].

Çelik ve Çolak yaptığı çalışmada, değiştirilebilir sıkıştırma oranlı tek silindirli, dört zamanlı buji ateşlemeli bir motorda saf etanol kullanımının motor performans ve emisyonlar üzerindeki etkisi incelenmiştir. Motor, farklı sıkıştırma oranlarında (6:1, 8:1 ve 10:1) ve farklı hızlarda (1500, 2000, 2500, 3000 ve 3500 d/d) çalıştırılmıştır. Bu deneyde etanolün yüksek oktan sayısından yararlanıp benzine kıyasla sıkıştırma oranı artırıldıkça güç değeri artmış, bunun yanında CO, NO_x ve CO₂ salınımlarının ise azaldığı belirtilmiştir [71].

Keskin ve Reşitoğlu tarafından yapılan çalışmada benzin, bütanol ve etanol farklı oranlarda karıştırılmış ve buji ateşlemeli bir motorda, özgül yakıt tüketimi ve emisyonlara olan etkileri incelenmiştir. Karışım içerisindeki etanolün artması özgül yakıt tüketiminin artmasına, diğer taraftan NO_x oranlarının azalmasına neden olmuştur [72].

Turner vd. tarafından yapılan bir çalışmada, farklı oranlardaki etanol ile benzin karışımlarının, yanma ve CO₂ emisyonları üzerindeki etkisi incelemiştir. Bu çalışma GDI tek silindirli bir motor üzerinde gerçekleştirilmiştir. Benzine etanol ilave edilmesiyle emisyonlarda bir düşüş ve motor verimi artarken, diğer taraftan karışımdaki etanol oranı artıkça buhar basıncı azalmıştır. Etanolün yapısındaki oksijen, motorda daha iyi bir yanma başlangıcı ve yüksek silindir basınçlarının oluşmasına neden olarak gösterilmiştir [73].

Chen vd. tarafından yapılan bir çalışmada, etanol ve benzinden oluşan karışımların (E0, E85 ve E100) yanmasıyla birlikte alev oluşumu ve yayılması incelenmiştir. Gözlemler sonucunda düşük ısı değere sahip olan etanolün, karışımdaki oranı artıkça yanmanın zorlaştığı ve etanolün sahip olduğu yüksek gizli buharlaşma ısısı sayesinde alevin daha yavaş ilerlediği tespit edilmiştir [74].

Çanakçı vd. tarafından yapılan bir çalışmada benzin, etanol-benzin (E5, E10) ve metanol-benzin (M5, M10) karışımlarının motor performansı, yanma karakteristiği ve egzoz emisyonlarına olan etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma sonucunda,

benzine kıyasla alkol yakıtlarının kullanımı ile egzoz sıcaklıklarında, CO ve HC emisyonlarında düşüşler gözlemlenirken, özgül yakıt tüketiminin ise artmasına neden olmuştur. Tüm yakıtların (M10 yakıtı hariç) benzine göre NO emisyonları azalmıştır [75].

Literatür incelendiğinde, etanol, motorin ve dietil eter yakıt karışımlarının kullanıldığı motorlarda çoğunlukla performans ve emisyon testlerinin yapıldığı görülmektedir. Bu çalışmada, karışım yakıtlarına ait püskürtme, yanma ve egzoz oluşum süreçleri sayısal olarak irdelenmiş olup, silindir içi akış ve ısı analizleri görsel veriler ışığında yorumlanmıştır. Ayrıca, test yakıtlarının, farklı motor devirlerinde ve krank açılarında anlık yanma parametreleri (ekivalans, sıcaklık, püskürtme dağılımı vb.) karşılaştırarak olarak sunulmuştur. Böylece, motorlarda farklı yakıtların kullanımı ile oluşan sonuçlar detaylı bir şekilde ele alınarak literatüre katkı yapılması amaçlanmıştır.

2. MATERYAL VE METOT

2.1 Deneysel Metot

Bu tez çalışması kapsamında, %100 motorin içeren dizel yakıtı (D100), hacimsel olarak %90 dizel +%10 etanol karışımı (D90E10), %80 dizel+%20 etanol karışımı (D80E20), %80 dizel+%10 etanol+%10 dietil eter karışımı (D80E10DEE10) ve %85 dizel +%10 etanol+%5 dietil eter karışımı ise (D85E10DEE5) olarak adlandırılmıştır. Deneysel çalışmada, silindir kapağına yerleştirilen bir basınç sensörü ve krank miline bağlanan enkoder yardımıyla silindir içi yanma parametreleri kaydedilmiştir. Bu aşamada gerçek motor özellikleri belirlendiği gibi, aynı zamanda sayısal çalışmalar için gerekli olan birtakım veriler (püskürtme miktarı, giriş basıncı vb.) elde edilmiştir. Deneysel çalışma Cumhuriyet Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir.

2.2 Motor Test Düzeneği

Şekil 2.1’de ANADOLU Motor firmasına ait tek silindirli, direkt püskürtmeli, Antor 3 LD 510 dizel motoru görülmektedir. Deneysel çalışmada kullanılan bu motor aynı zamanda sayısal modellemede de referans alınmıştır. Test motoruna ait teknik özellikler Tablo 2.1’de verilmektedir.

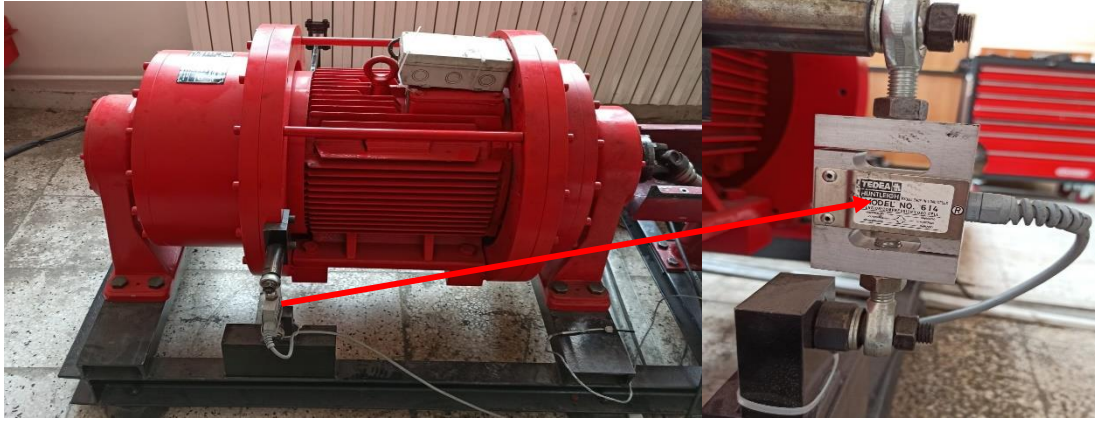


Şekil 2.1 Test motoru ve dinamometre bağlantısı

Tablo 2.1 Deney motorunun teknik özellikleri

Motor Adı	Antor 3 LD 510
Motor tipi	4- zamanlı, direkt enjeksiyonlu Dizel motor
Silindir Sayısı	1
Silindir Hacmi (cm ³)	510
Çap × Strok (mm x mm)	85 × 90
Sıkıştırma Oranı	17,5:1
Maksimum Güç (kW)	8,8/3000
Maksimum Tork (Nm)	32,8/2000

Motorun yüklenmesi, Şekil 2.2’de gösterilen Baturalp Tayland ANKA marka elektrikli dinamometre tarafından sağlanmıştır. Yüklenme anındaki değerler, 1 gr hassasiyetinde, 50-500 kg aralığında ölçüm yapabilen TEDEA HUNTLEIGH marka 614 model yük hücresi kullanılarak okunmuştur. Dinamometre maksimum gücü 37 kW ve maksimum çalışma torku ise 80 Nm’dir.

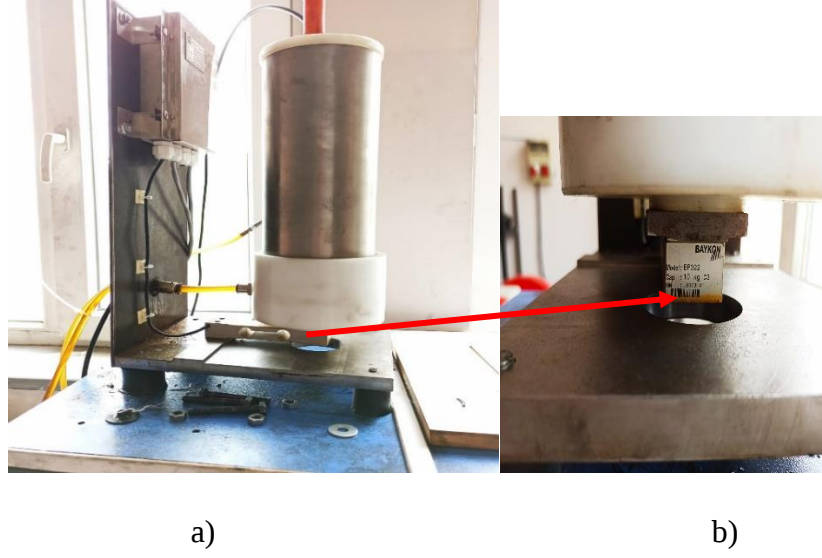


a)

b)

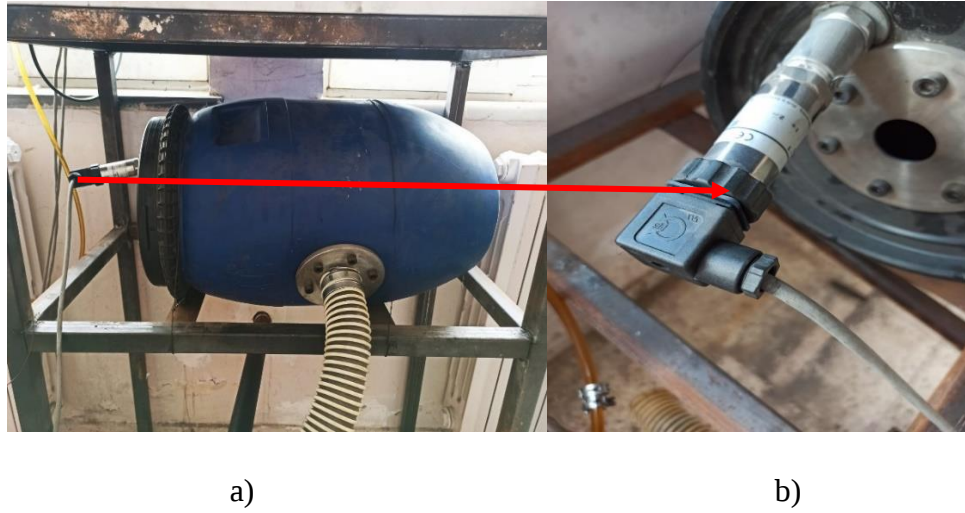
Şekil 2.2 Elektrikli test dinamometresi (a) ve yük hücresi (b)

Yakıt tüketimi, Şekil 2.3’te gösterilen, 2.5 L kapasiteli yakıt deposunun altında bulunan BAYKON marka BP022 model, 10 kg ölçüm kapasiteli yük hücresi kullanılarak gr/s cinsinden okunmuştur.



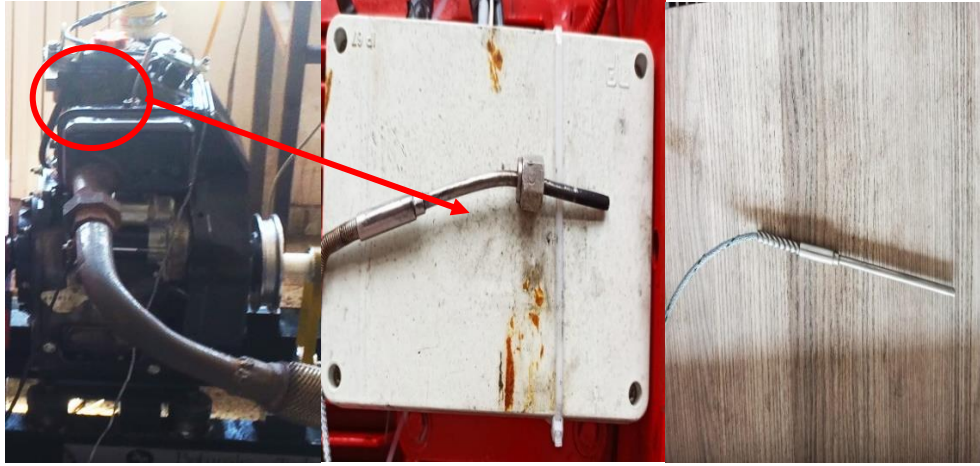
Şekil 2.3 Yakıt deposu (a) ve yük hücresi (b)

Hava tüketimini ölçmek için emme manifoldu hattına orifis çapı 35 mm olan, flanşlı-keskin köşeli tip orifis plakası hava tankı üzerinde yerleştirilmiştir. Orifis plakasının giriş ve çıkış basınç farkını ölçmek için WIKA marka fark basınç sensörü kullanılmıştır. Kullanılan sensör 0-25 mbar ölçüm aralığına sahiptir. Hava tüketim miktarı ölçümü için kullanılan düzenek Şekil 2.4’te verilmiştir.



Şekil 2.4 Hava tankı (a) ve WIKA marka sensör (b)

Ortam sıcaklığı ve egzoz sıcaklıklarını ölçmek için Şekil 2.5’te gösterilen k tipi PT sıcaklık sensörleri kullanılmıştır.

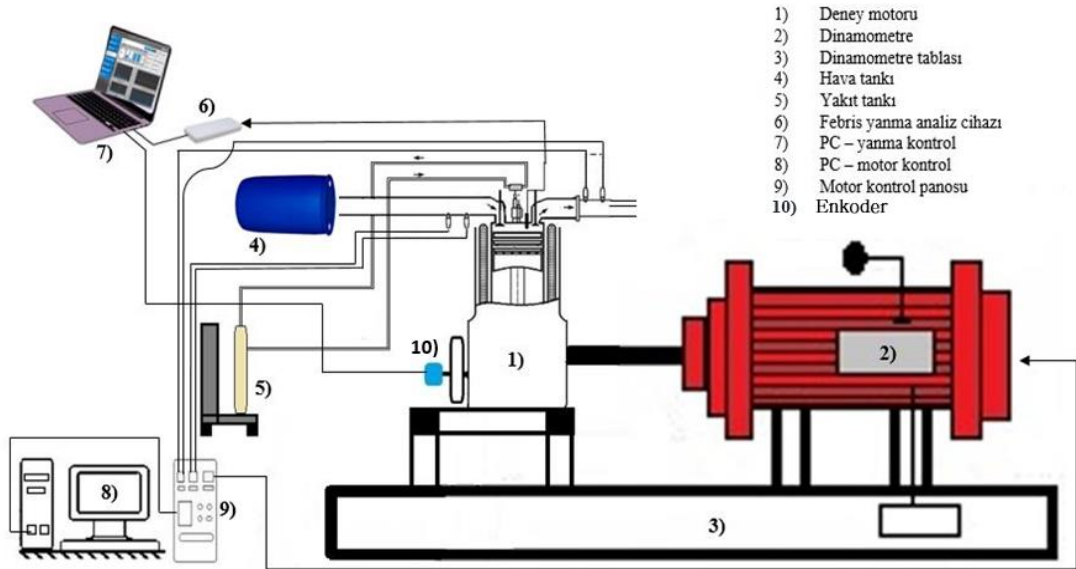


a)

b)

Şekil 2.5 k tipi egzoz sıcaklığı (a) ve ortam sıcaklığını (b) ölçen sensörler

Motora bağlanan sensörler, basınç ve sıcaklık verilerinin elde edilmesini sağlamakta, dinamometre ise bu sonuçların farklı yük ve devirlerde motoru frenleyerek istenilen moment değerine ulaşılmaktadır. Test düzeneği sistemi, bağlantılarla bir dizüstü bilgisayara bağlanarak, ölçülen sonuçlar doğrudan bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Tüm ölçüm sistemlerinin bağlandığı ve hazır olduğu durum için deney setinin şematik görünümü Şekil 2.6’da verilmiştir.



Şekil 2.6 Deney sisteminin şematik gösterimi

2.3 Silindir İçi Basınç Ölçümü ve Febris Yanma Analiz Yazılımı

Motor test düzeneği çalışma konumuna getirildikten sonra silindir içi gerekli ölçümlerin yapılması için krank açısı sensörü, basınç sensörü ve Febris yanma analiz sistemi motora entegre edilmiştir. Deneysel olarak gerçekleştirilen yanma analizlerindeki silindir içi basınç, Şekil 2.7’de verilen OPRANT marka optik basınç sensörü ve krank açısı ise KUBLER marka encoder kullanılarak ölçülmüştür. Silindir içi basınç ölçümü için, Antor motorunun silindir kapağı Cumhuriyet Üniversitesi İmalat Mühendisliği Laboratuvarında bulunan freze tezgahına bağlanarak basınç sensörü yuvası hassas bir şekilde açılmış ve sensör yerleştirilmiştir. Deneylerde kullanılan motora ait sıkıştırma oranı, piston çapı, krank kol uzunluğu, strok uzunluğu gibi birtakım bilgiler, Febris yanma analiz programında motor özellikleri olarak girilmiştir.



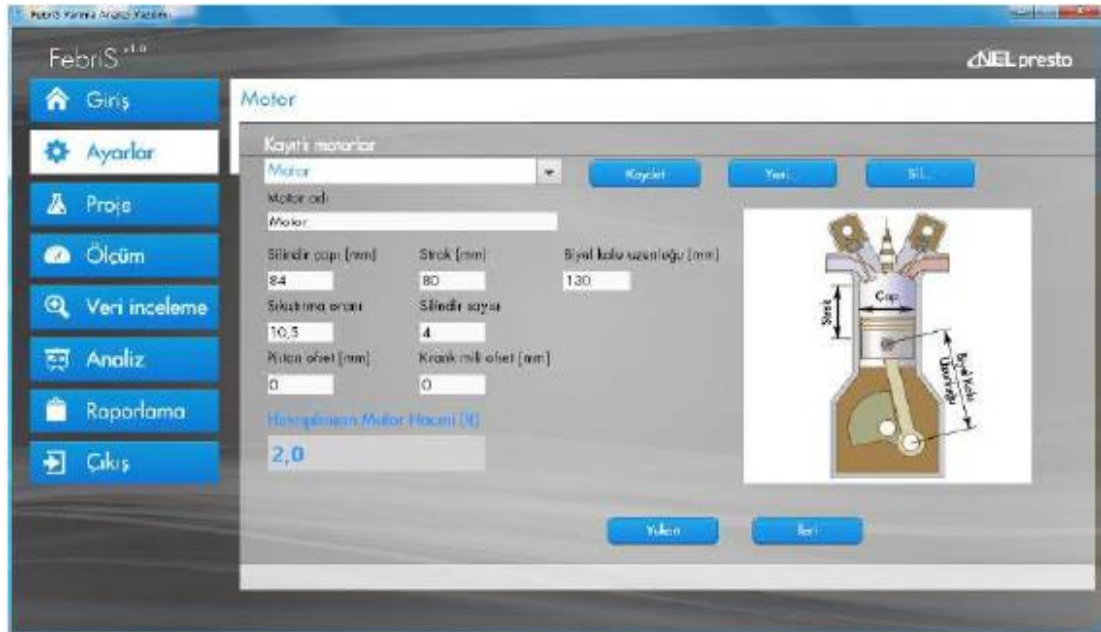
Şekil 2.7 OPRANT marka optik basınç sensörü (a) ve KUBLER marka encoder (b)

Krank ve basınç sensörleri vasıtasıyla alınan anlık bilgiler, derleyici bir kartta toplanarak Febris ara yüzü sayesinde bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Febris Yanma Analizi yazılımı Sivas Cumhuriyet Üniversitesi CÜBAP birimi tarafından desteklenen araştırma projesi kapsamında tedarik edilmiştir. Febris yazılım programının Şekil 2.8’de gösterilen Ayarlar bölümü, bağlantılı olduğu tek silindirli dizel motorun kullanılmak istenen sensörlerin ve sinyal koşullandırıcıların fiziksel özelliklerinin alındığı bölümdür. Şekil 2.9’da gösterilen ayarlar kısmında ise, tek silindirli dizel motorun silindir çapı, strok, biyel kolu uzunluğu gibi geometrik özellikleri yer almaktadır.

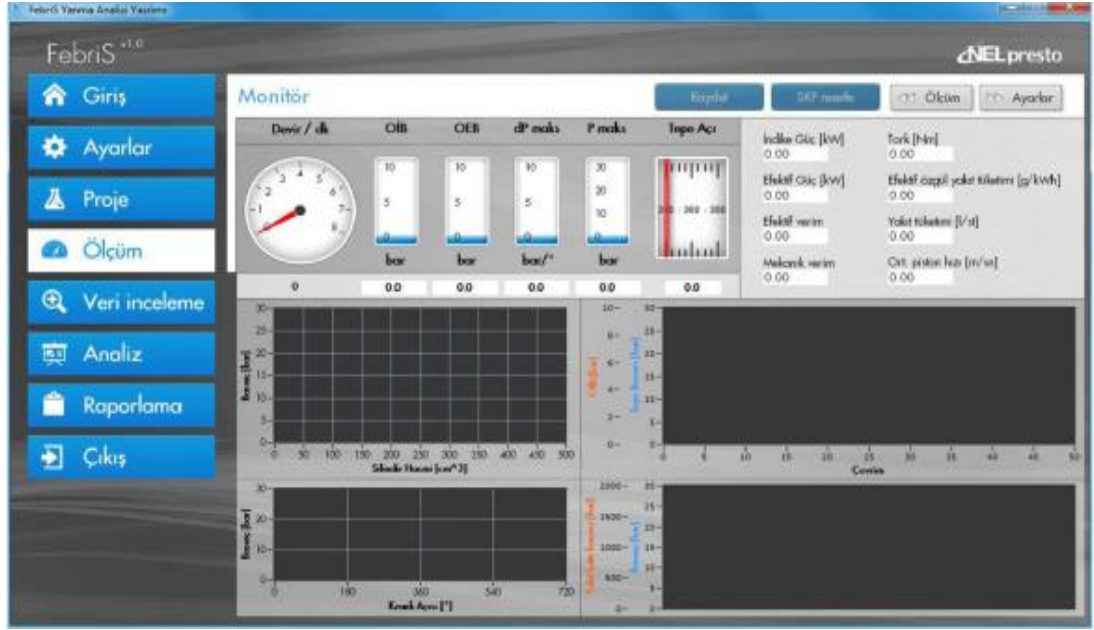


Şekil 2.8 Febris yanma analizi yazılımı ana ekranı [76]

Motorun geometrik özellikleri girildiğinde, Febris yazılımında motor hacmi otomatik olarak hesaplanır. Şekil 2.10'da gösterilen ölçüm menüsü altında bulunan monitör ekranında, motora ait bilgiler, sensörlerden gelen ve hesaplanan veriler eş zamanlı olarak görülebilir. Grafikler ve göstergeler yardımı ile birçok parametre monitör ekranında görülebilir.

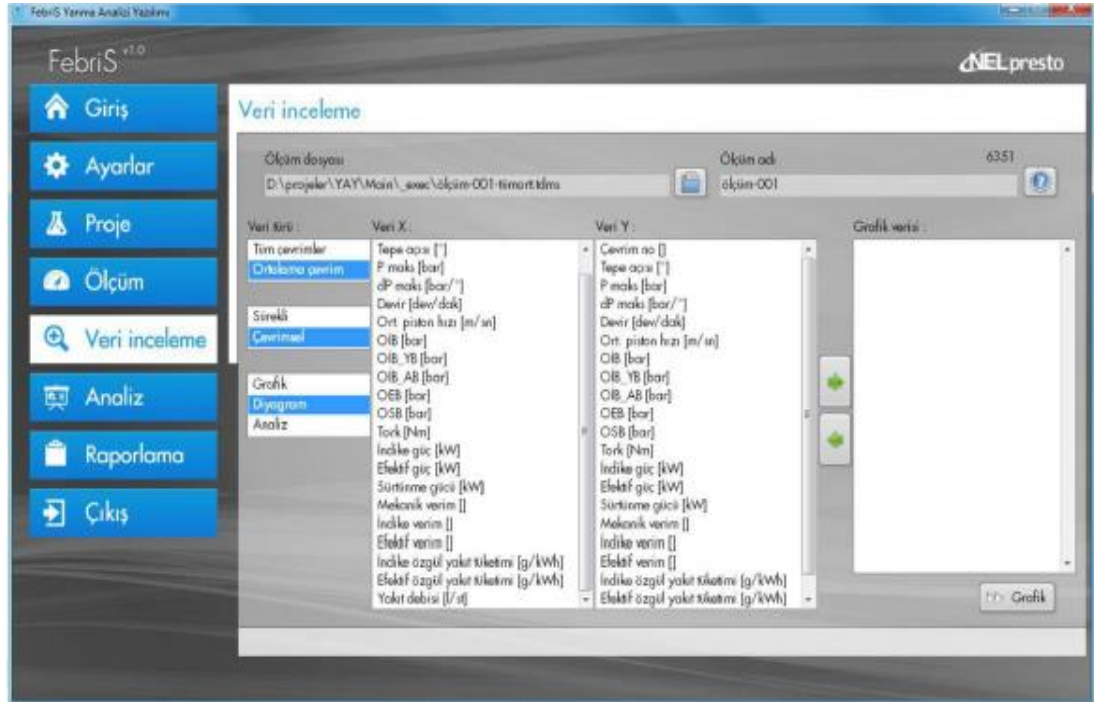


Şekil 2.9 Febris yanma analizi yazılımı motor özellikleri ekranı [76]



Şekil 2.10 Febris yanma analizi yazılımı ölçüm ekranı [76]

Ölçümler kaydedildikten sonra, Şekil 2.11'de gösterilen veri inceleme ekranına geçilerek kaydedilen veriler, grafikler halinde görülerek detaylı bir şekilde ele alınabilir.



Şekil 2.11 Febris yanma analizi yazılımı veri inceleme ekranı [76]

Febris yanma analizi tarafından yapılabilen analizler şunlardır;

- ✓ Ortalama çevrim hesabı
- ✓ Gürültü filtreleme
- ✓ Yanma sonu tahmini
- ✓ Kütlesel yanma oranı
- ✓ Rassweiler-Withrow
- ✓ Wiebe Fonksiyonu
- ✓ Ortalama gaz sıcaklığı
- ✓ Özgül ısılar oranı
- ✓ Net ısı salımı
- ✓ Isı transferi
- ✓ Brüt ısı salımı
- ✓ Vuruntu yoğunluğu
- ✓ Isı transferi katsayısı
 - Woschni ısı transfer katsayısı
 - Hohenberg ısı transferi katsayısı
 - Annand ısı transfer katsayısı

2.4 Sayısal Metot

Deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesi ve kontrol edilmesi hem maliyetli hem de zaman kaybına yol açtığı sonucu önemli bir gerçektir. Bu nedenle günümüzde, gerçek deney sonuçlarına yakın değerler veren birçok sayısal analiz programı geliştirilmiştir. Günümüz araştırmacıları, motorlarda yanma, performans ve emisyonları incelemek amacıyla birçok yazılımı (Ansys Fluent, Ansys Forte, KIWA, AVL-FIRE, STAR CD ve CONVERGE vb.) kullanmaktadırlar. Bu yazılımların arka planında, kütle korunumu, enerji denklemi, termodinamiğin I. ve II. kanunu, Navier stokes denklemleri ve gaz dinamiği denklemleri gibi birçok denklemi barındırmaktadır. Bu ampirik denklemlerde yapılan bazı kabullere göre yazılımlar arası çıkan sonuçlar farklılık gösterse de sonuçlar birbirine yakındır. Bu programlardan biri de AVL-FIRE programıdır. Çalışmada, D100, D90E10, D80E20, D85E10DEE5 ve D80E10DEE10 karışım yakıtları sayısal olarak modellenmiştir. AVL-FIRE kütüphanesinde kayıtlı

olan dizel ve etanol yakıtları analizler için seçilmiştir. Programın kütüphanesinde kayıtlı olmayan dietil eter ise kimyasal bileşeni ve karışım oranı belirlenerek, programa tanıtımı yapılmıştır. Kullanılan test yakıtlarına ait özellikler Tablo 2.2’te verilmiştir. Deneysel olarak test edilen dizel yakıtı, sayısal çalışmaların doğru ve gerçeğe yakın değerler vermesi için bir referans kaynağı oluşturmaktadır.

Tablo 2.2 Dizel yakıtı, etanol ve dietil eter yakıtlarının özellikleri [1,14]

Özellikler	Dizel Yakıtı	Etanol	Dietil Eter
Kimyasal Formül	C_xH_y	C_2H_6O	$C_4H_{10}O$
Oksijen İçeriği (% kütleli)	—	34,7	21
Yoğunluk (g/cm ³)	~0,83	0,789	0,713
Viskozite (mm ² /s)	2,6-4,1	1,19	0,23
Kaynama Noktası (°C)	180-360	78,4	34,6
Kükürt İçeriği (ppm)	~250	—	—
Ken. Tutuşma Sıcaklığı (°C)	315	235	160
Alt Isıl Değer (kJ/kg)	42500	26800	33900
Buharlaştırma Gizli Isısı (kJ/kg)	250	825	356
Setan Sayısı	40-55	5-8	~128
Hava-Yakıt Oranı	14,6	9	11,1
Moleküler Ağırlık	190-220	46,04	74,12
Karbon İçeriği (% kütleli)	87	52,2	64,9
Hidrojen İçeriği	13	13	13,5

2.5 Yönetici Denklemler

Bu çalışmada, akış hızı, basınç ve sıcaklık değerlerinin belirlenmesi için türbülanslı akış rejiminde zamana bağlı aşağıdaki denklemlerin çözümü yapılmıştır.

1) Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r V_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0 \quad [2.1]$$

2) r- Momentum denklemi

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{V_\theta^2}{r} \right) \\ = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left(\frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial(r V_r)}{\partial r} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} + \frac{\theta^2 V_r}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right) + \rho g_r \end{aligned} \quad [2.2]$$

3) θ - Momentum denklemi

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_\theta}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{V_r V_\theta}{r} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) \\ = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left(\frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial(r V_\theta)}{\partial r} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\theta^2 V_\theta}{\partial z^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right) \\ + \rho g_\theta \end{aligned} \quad [2.3]$$

4) z- Momentum denklemi

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\partial V_z}{\partial r} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \theta^2} + \frac{\theta^2 V_\theta}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) + \rho g_z \end{aligned} \quad [2.4]$$

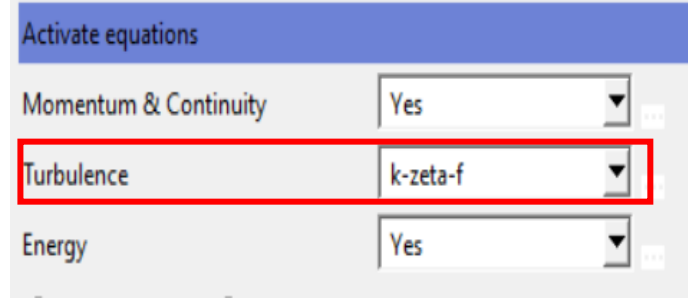
5) Enerji denklemi

$$\rho c_p \left(u_r \frac{\partial T_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T_\theta}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial T_z}{\partial z} \right) = k \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T_z}{\partial z^2} \right) \quad [2.5]$$

2.5.1 Türbülans modeli

İçten yanmalı bir motorun sayısal analizlerinde kullanılan türbülans modeli, iyi bir karışım oluşumu ve yanma açısından oldukça önemlidir. Silindirlere alınan karışım, içeri girerken yüksek hızlara ulaşır ve türbülanslı bir karışım meydana gelir. Bu

nedenle, motor yapısı ve özelliklerine göre uygun bir türbülans modeli belirlenmelidir. Tek silindirli direkt püskürtmeli dizel motorların analizlerinde sıklıkla k- ζ -f türbülans modeli tercih edildiği bilinmektedir [44-46]. Şekil 2.12’de görüldüğü gibi, AVL-FIRE kütüphanesinde yanma problemlerinin çözümünde önerilen bu model seçilmiştir [77].



Şekil 2.12 Türbülans modeli seçimi

Bu modelin denklemleri aşağıda verilmiştir;

6) Türbülans viskozitesi

$$v_t = C_\mu \xi k T \quad [2.6]$$

7) Türbülans kinetik enerjisi

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad [2.7]$$

8) Türbülans kinetik enerjisi yayılım oranı

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{C_\varepsilon 1 P_k - C_\varepsilon 2}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad [2.8]$$

9) Hız ölçeği

$$\frac{\partial \xi}{\partial t} U_j \frac{\partial \xi}{\partial x_j} = f - \frac{\xi}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_\xi} \right) \frac{\partial \xi}{\partial x_j} \right] \quad [2.9]$$

10) Eliptik rahatlama faktörü

$$L^2 \nabla^2 f - f = \frac{1}{T} \left(C_1 - 1 + C_2 \frac{P_k}{\varepsilon} \right) \left(\xi - \frac{2}{3} \right) \quad [2.10]$$

11) Türbülans kinetik enerji üretimi

$$P_k = \frac{\partial U_j}{\partial z_i} \frac{\partial U_j}{\partial z_i} \quad [2.11]$$

$$P_k = \nu_t S^2$$

12) Ortalama gerilme tensör modülü

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad [2.12]$$

13) Türbülans zaman göstergesi

$$T = \max \left[\min \left(\frac{k}{\varepsilon}, \frac{0.6}{\sqrt{6}C_\mu |S| \xi} \right), C_T \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \right] \quad [2.13]$$

14) Türbülans uzunluk göstergesi

$$L = C_L \max \left[\min \left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon}, \frac{k^{1/2}}{\sqrt{6}C_\mu |S| \xi} \right), C_\eta \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \right] \quad [2.14]$$

Türbülans oluşumuna ait birçok parametre k- ζ -f modülü ile ayrıntılı bir şekilde çözülmektedir. k- ζ -f modülüne ait sabitler aşağıda verilmiştir [77].

$$C_\mu = 0.22, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3, \quad \sigma_\xi = 1.2, C_\varepsilon = 1.2, C_{\varepsilon 1} = 1.4 \left(1 + \frac{0.012}{\xi} \right),$$

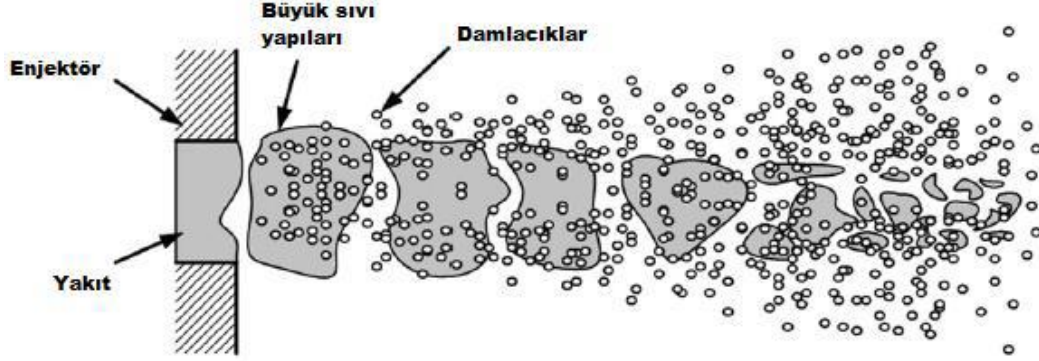
$$C_{\varepsilon 2} = 1.9, \quad C_1 = 1.4$$

$$C_2 = 0.65, C_T = 6, C_L = 0.36, C_\eta = 85$$

2.5.2 Püskürtme modeli

Yakıt püskürtme olayı, enjektörden çıkan sıvının gaz ile dolu bir ortamda dağılma durumudur. Şekil 2.13'te temel olarak yanma odasına püskürtülen sıvının giderek parçalanması ve damlacıklar haline geldiği gösterilmektedir. Gaz ortamına giren damlacık parçalanmaya başlar. Ancak bu parçalanma; türbülans, sıvının yüzey gerilmesi, hızı, viskozitesi ve basıncına bağlı olarak değişir. Enjektörden püskürtme

süresince oda içerisine püskürtülen yakıt önce birincil parçalanma ve daha sonra ikincil parçalanma ile daha küçük damlacıklar oluşur.



Şekil 2.13 Sıvı püskürtmesinin temel yapısı [77]

AVL-FIRE yazılımında temel alınan püskürtme şekli, bir nozuldan çıkan ve yanma odasına sıvı ve gaz karışımı olarak yayılan modelidir. AVL-FIRE, bu karışım parsellerini kendi bünyesinde tanımlayıp hesaplayabilmektedir. Damlacık-gaz momentum değişimi, türbülanslı dağılım, damlacıkların buharlaştırılması, ikincil parçalanma, damlacık çarpması ve damlacık duvarı etkileşimi, birçok farklı akış rejimi için modülün kullanılmasına izin veren kapsamlı bir model setini kapsamaktadır. Damlacıklar, gaz fazı kısmi diferansiyel denklemlerinin çözümü için kullanılan hesaplama tablosu vasıtasıyla Lagrange şeklinde izlenir. Gaz ve sıvı fazları arasındaki iki yönlü etkileşim hesaba katılır. Sürekli faz içindeki dağınık fazın etkisi önce ihmal edilebilir, bu şekilde önce gaz fazı için çözüm yapılır sonra ise damlacık simülasyonu yapılabilir [77].

2.5.3 Dağılma (Breakup) modeli

Sıvı jetin parçalanması 2 mekanizma ile açıklanabilmektedir. İlk mekanizma, bozulmamış ana sıvı damlacığının küçük damlacıklara parçalanmasıdır. Buna birincil parçalanma adı verilmektedir. Bu mekanizma damlacık boyutu ve parçalanma uzunluğu ile karakterize edilmektedir. İkinci mekanizma ise damlacıkların daha küçük damlacıklara parçalanması olan ikincil parçalanmadır. Burada damlacıkların boyutu önemlidir. Parçalanma uzunluğu ve damlacık boyutu sıvının özelliklerine ve onu

çevreleyen gaza bağlıdır. Ayrıca sıvı ve onu çevreleyen gaz arasındaki bağıl hız da önemlidir.

2.5.4 Birincil parçalanma modelleri

Birincil parçalanma; Rayleigh, birinci girdap uyarımlı rejim, ikinci girdap uyarımlı rejim ve atomizasyon olmak üzere dört farklı rejim ile açıklanabilmektedir. Bu rejimler püskürtme çaplarının damlacık çapına göre büyüklüğü ve sıvı jetin penetrasyon miktarına göre belirlenmektedir. Rejim ayrımlarında Weber ve Reynolds sayılarının etkili olduğu görülür. Dizel motorlarda birincil parçalanma için atomizasyon rejimi geçerlidir.

$$We = \frac{u^2 D \rho}{\sigma} \quad [2.15]$$

$$Re = \frac{uD\rho}{\mu} \quad [2.16]$$

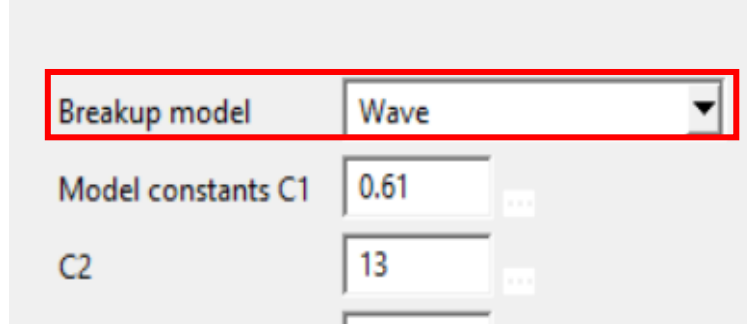
Verilen denklemlerde u hız, D nozul çapı, ρ yoğunluk, μ viskozite ve σ yüzey gerilmesidir. Weber sayısı (We) atalet kuvvetlerinin yüzey gerilimine oranı olarak ifade edilir. We, püskürtme modellerinde oldukça önemli bir parametre olup, akışkan özellikleri, püskürtme çapı, püskürtme hızı ve sıvının yüzey gerilimine bağlı olarak damlacıkların oluşumunu ve şeklini belirlemektedir. Reynolds sayısı (Re) ise atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranıdır. Püskürtme modellerinde özellikle türbülanslı bölgelerin belirlenip incelenmesinde kullanılmaktadır [47].

2.5.5 İkincil parçalanma modelleri

Yakıtın püskürtülmesi ile meydana damlacıklar yanma odası içerisinde ilerlerken, üzerindeki atalet kuvvetleri ve hava ile oluşan direnç, ikincil parçalanmaya neden olur. Böylece damlacıkların daha küçük damlacıklara ayrıştığı gözlenir. Sıvı yakıtın yüzeyinde meydana gelen gerilme kuvvetleri, damlacık formunu küresel bir biçimde tutmaya çalışarak, deformasyon kuvvetlerinin etkisini yitirerek parçalanmayı önlemeye çalışır. Bu durum boyutsuz bir sayı olan We sayısı ile gösterilir.

AVL-FIRE, dağılma modeli olarak kütüphanesinde birçok model içermektedir. Kullanılan motor tipine göre bir model seçimi oldukça önemli olup, doğru sonuçlar

elde etmek gerekir. Literatürde en çok kullanılan modeller WAVE ve KH-RT modelleridir [46,48]. Bu çalışmada, Şekil 2.14’de görülen birincil ve ikincil atomizasyonun modellenmesi için WAVE modeli kullanılmıştır.



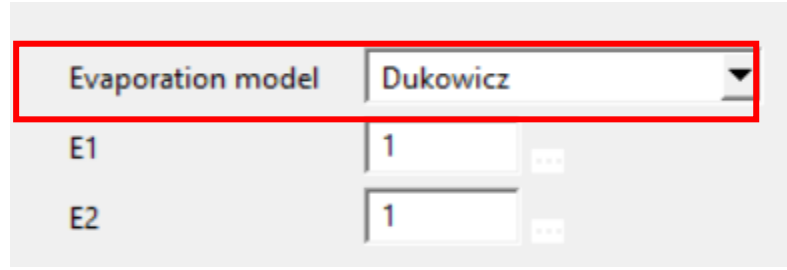
Şekil 2.14 Dağılma modeli seçimi

2.5.6 Buharlaşma

İçten yanmalı motorların yanma odası içerisine püskürtülen sıvı jetlerin parçalanıp damlacıklar haline geldikten sonra bu damlacıkların ısınma ve buharlaşma aşamalarını inceleyen birkaç model mevcuttur. Buharlaşma, ısı ve kütle transferini içerdiğinden dolayı yakıt püskürtüldükten sonra yakıtın buharlaşması istenmektedir. Yaygın ve en çok rağbet edilen modeller aşağıda verilmiştir.

- ❖ Isı ve Kütle Transferi Benzeşimi (Dukowicz)
- ❖ Çok Bileşenli Buharlaşma Modeli (Multi-Component)

Isı ve kütle transferi benzeşimi yönteminde, gaz ortamında bulunan damlacıkların buharlaştığı öngörülmektedir. Bu yüzden her bir bileşen farklı yakıt türlerin karışımından oluşsa bile, buhar ve yoğunlaşmayan gaz iki bileşenli bir sistem oluşturur. Çok bileşenli buharlaşma modeli, tek bileşenli buharlaşma modellerinden temel farkı, kütle transferinin her bir bileşen için ayrı ayrı hesaplanmasıdır [77]. Bu tez çalışmasında ısı kütle transferi benzeşim modeli için Dukowicz modeli kullanılmıştır (Şekil 2.15).



Şekil 2.15 Dukowicz buharlaşma modeli

Ayrıca alternatif yakıt çalışmalarında, Şekil 2.16’da çok bileşenli buharlaşma modeli (Multi-Component) seçilerek daha hassas çözüm yapılmıştır.



Şekil 2.16 Multi-component buharlaşma modeli

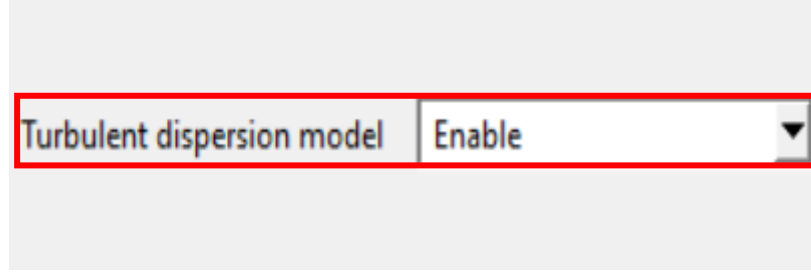
2.5.7 Türbülans dağılımı

Akış alanı kapsamında bulunan parçacıklar birçok türbülanslı akışlara maruz kalmaktadır. Türbülans etkisi, anlık hızlarla parçacıkların yönünü değiştirir. Bu durum için seçilen türbülans modeli, akış alanındaki parçacıkların yapısını tanımlamayabilir. Bu nedenle yeni türbülans uzantıları hesaba katılır ve anlık gaz hızı, sıvı hızı ve türbülans kinetik enerjisi çözümlenir. AVL-FIRE kütüphanesinde iki tane türbülans dağılım modeli mevcuttur [77].

Bunlar;

- ❖ Enable
- ❖ O'Rourke

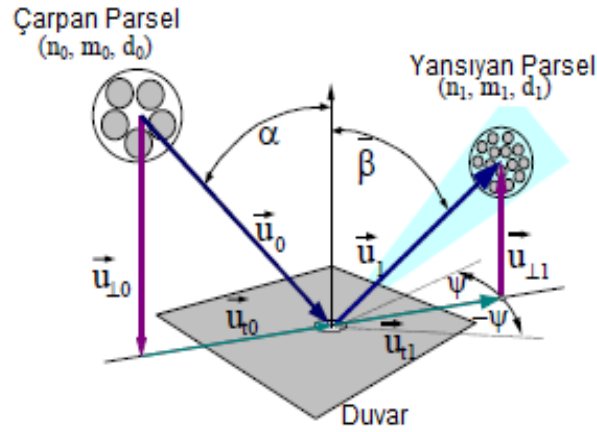
modelleridir, bu çalışmada Enable modeli tercih edilmiştir (Şekil 2.17).



Şekil 2.17 Enable türbülans dağılım modeli

2.5.8 Duvar etkileşimi modeli

İçten yanmalı motorlarda özellikle enjektör ile piston çanağı arasındaki mesafenin kısa olması nedeniyle yakıt püskürtüldüğü gibi parçacıklara ayrılmadan veya buharlaşmadan duvarla etkileşime girmektedir. Etkileşim sonucunda HC emisyonları ve is oluşumu artar. Bu durum damlacık hızı, damlacık çapı, yüzey pürüzlülüğü ve duvar sıcaklığına bağlıdır. Ortaya çıkan problemler için farklı çözümler kullanılır. Bu çözüme göre duvara çarpan damlacık küçük bir açıyla duvardan uzaklaşır ve daha küçük parçalara ayrılır. Damlacık duvar etkileşimi Şekil 2.18’de ki gibi açıklanabilir.



Şekil 2.18 Damlacık duvar etkileşimi [77].

Damlacık duvar etkileşim modelleri aşağıda verilmiştir.

- ❖ Walljet0/Walljet1/Walljet2 Model
- ❖ Mundo Tropea Sommerfeld Model
- ❖ Bai and Gosman Model

- ❖ O'Rourke and Amsden Model
- ❖ Kuhnke/Wruck Wall Interaction and Wall Heat Transfer Model

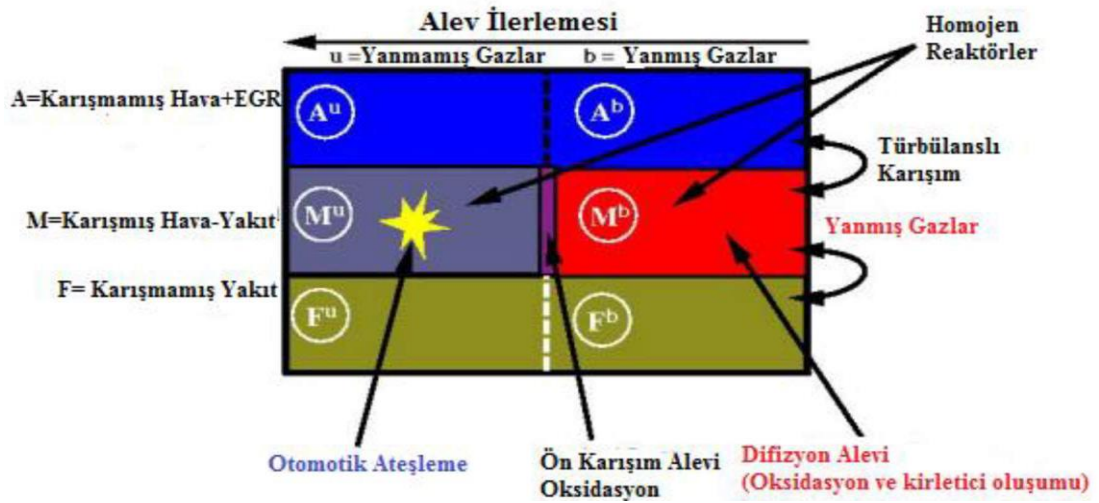
Bu modeller arasında, yapılan araştırmalarda ve en çok tercih edilen model Walljet modelidir. Bu çalışmada Şekil 2.19'da görüldüğü gibi, Walljet1 modeli kullanılmıştır.



Şekil 2.19 Walljet1 duvar etkileşim modeli

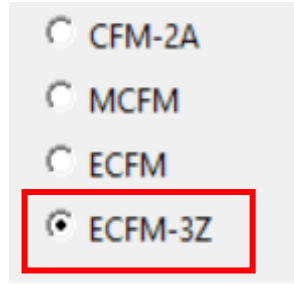
2.5.9 Yanma modeli

AVL-FIRE kendi kütüphanesinde birçok yanma modeli bulunmaktadır. Bu modellerden bir tanesi de ECFM-3Z modelidir. Bu model dizel motorlarda yanmanın çözümlenmesi için GSM (Groupement Scientifique Moteurs) konsorsiyumu tarafından özel olarak geliştirilmiştir. Bu model AVL-FIRE tarafından tercih edilmekle birlikte, diğer modellere göre daha fazla kimyasal detay içermektedir [77].



Şekil 2.20 ECFM-3Z modelin bölgeleri [77]

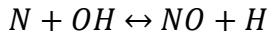
Şekil 2.21'de görüldüğü gibi bu çalışmada ECFM-3Z yanma modeli tercih edilmiştir.



Şekil 2.21 ECFM-3Z yanma modeli

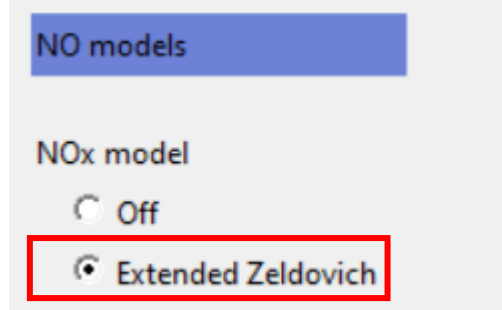
2.5.10 NO oluşum modeli

Dizel motorlarda NO oluşumu büyük oranda silindir içi sıcaklığa bağlı olarak gerçekleşmektedir. Sıcaklık, hava fazlalık katsayısı ve yanma için ayrılan zaman NO oluşumunu etkileyen en önemli parametreler olarak bilinmektedir. Silindir içi basınç ile paralel olarak artan sıcaklık, silindir içerisine alınan havada bulunan N_2 gazı oksijen ile tepkimeye girerek NO_x emisyonlarını oluşturmaktadır. NO oluşumu genelde genişletilmiş Zeldovich mekanizması (Extended Zeldovich) ile anlatılır. AVL-FIRE programı da NO emisyonlarının oluşumunu, genelde bu mekanizmayı kullanarak belirler. Molekül halindeki azottan termal NO oluşumunu yöneten reaksiyonlar aşağıdaki gibidir.



İlk reaksiyon diğerlerine göre hız kısıtlayıcı adım olarak görülebilir. Molekül halindeki hava-azot üçlü bağları koparmak için yüksek sıcaklık gereklidir. İlk iki reaksiyon Zeldovich tarafından geliştirilmiş, üçüncü reaksiyon ise sonrandan eklenip genişletilmiştir [77]. Üçüncü reaksiyon stokiometrik ve zengin karışımlarda azot atomu, hidrojen atomlarıyla oksitlenerek azot oksite dönüştüğü denklemdir. Bu reaksiyon zengin karışimli yanmalar dışında ihmal edilmektedir [40]. Şekil 2.22’te

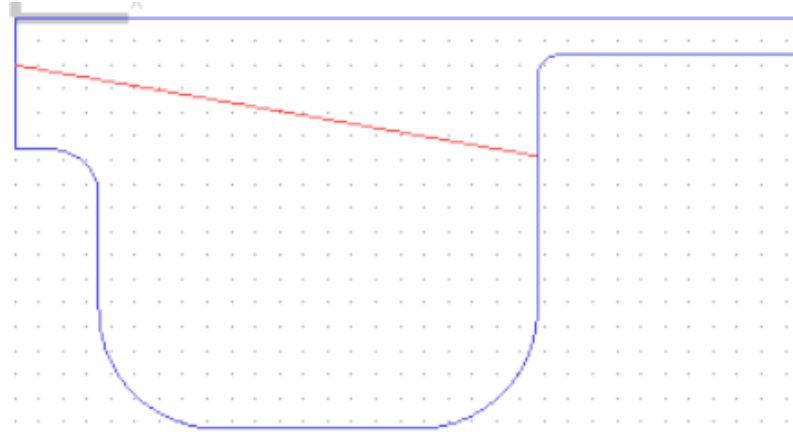
görüldüğü gibi, çalışmada NO oluşumu için genişletilmiş Zeldovich mekanizması (Extended Zeldovich) kullanılmıştır.



Şekil 2.22 Extended Zeldovich NO oluşum modeli

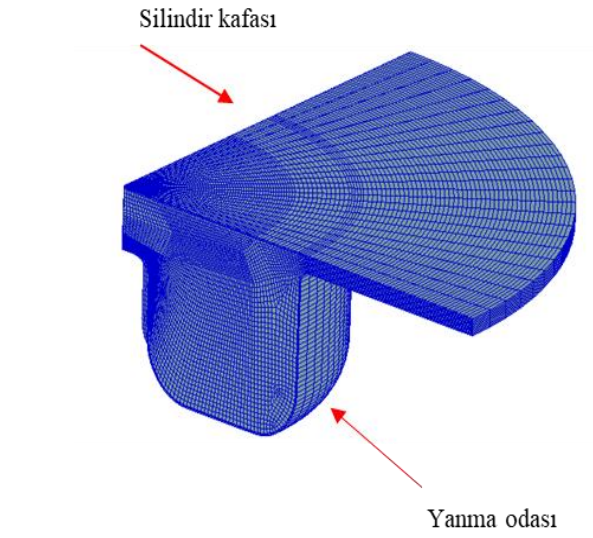
2.6 Yanma Odası Geometrisinin Tanıtımı ve Sınır Koşulları

Bu çalışmada, tek silindirli, direkt enjeksiyonlu Antor 3 LD 510 dizel motorunun yanma odası modeli kullanılmıştır. AutoCAD çizim programında iki boyutlu olarak çizilen test motorunun yanma odası geometrisi, dxf formatına dönüştürülmüş ve ardından AVL-FIRE programına aktarılmıştır. Şekil 2.23’de, standart yanma odasının iki boyutlu görünümüne yer verilmiştir.



Şekil 2.23 Yanma odası geometrisi

Şekil 2.24’te, yanma odasının üç boyutlu geometri örgüsü verilmiştir. Tablo 2.3’te simülasyonlarda kullanılan temel sınır koşulları görülmektedir.



Şekil 2.24 Üç boyutlu yanma odası geometrisi

Tablo 2.3 Sınır Koşulları

Temel Sınır Koşulları	
Motor hızları	2000/3000 d/d
Hava giriş sıcaklığı	293,15 K
Hava giriş basıncı	1 bar
Yakıt püskürtme sıcaklığı	330,15 K
Silindir kafası sıcaklığı	575,15 K
Silindir duvar sıcaklığı	475,15 K
Püskürtme aralığı	705-709 KA
Yakıt tüketimi	1.9 lt/h

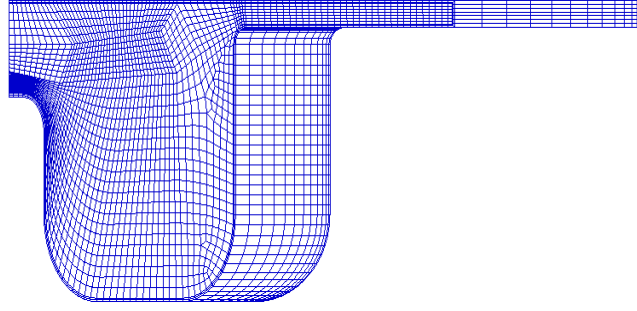
3. BULGULAR

3.1 Sayısal Sonuçlar

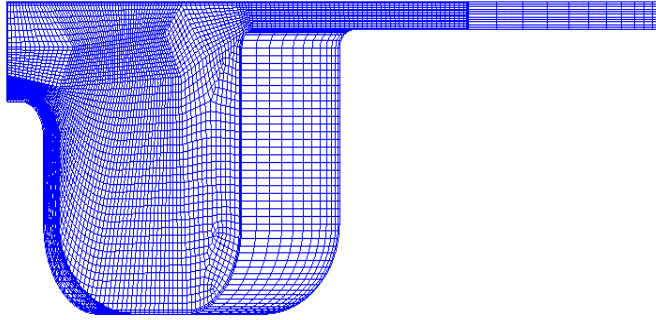
Tez kapsamında hem deneysel çalışma hem de nümerik çalışmalarda tek silindirli Antor 3 LD 510 dizel motoru referans alınmıştır. Temel amaç referans alınan dizel motorun alternatif yakıt karışımları ile yanma sürecini incelemektir. Deneysel çalışma sonucunda elde edilen bulgular ile sayısal sonuçların karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Püskürtmenin başlangıcından yanma olayına kadar olan süreçte, krank mili açısı ve püskürtme açısı dahil birçok nokta için simülasyon yapılmıştır. Bu çalışmada temel olarak, yanma süreci ve emisyon oluşumları üzerinde durulmuştur. Yanma süreci ve emisyon oluşumlarını detaylı olarak incelenmeden önce, sayısal analiz sonuçlarının, gerçeğe yakın değerler vermesi için birkaç parametrenin etkisi araştırılmıştır. Uygun mesh yapısının hücre sayısı ve ideal püskürtme açısının, silindir içi basınç, sıcaklık ve kümülatif ısı salınımı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

3.2 Uygun Mesh Yapısı ve Hücre Sayısı Seçimi

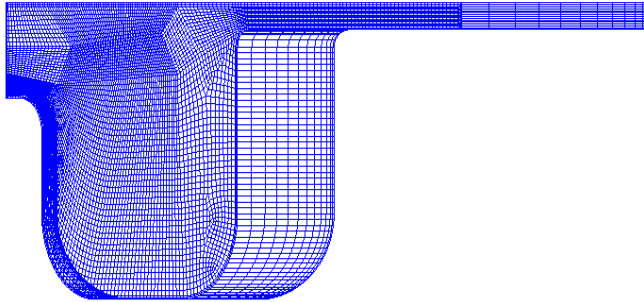
Bütün sayısal çalışmalarda dikkat edilmesi gereken faktörlerden birisi de hücre sayısıdır. Geometrinin mesh yapısı ve hücre sayısı akış, yanma, dayanım vb. birçok parametreyi etkilediği için büyük önem arz etmektedir. Çözümleme ve sonuçların sağlıklı bir şekilde işlemesi açısından hücre sayısı birçok araştırmacının dikkat ettiği konulardan birisidir [50,51]. Özellikle ani değişen sıcaklık ve basınç dağılımlarının olduğu alanlarda mesh yapısı ve hücre sayısı dikkat edilmesi gereken bir parametredir. Bu çalışmada, doğru ve geçerli sonuçların elde edilebilmesi için analizlere geçmeden önce farklı hücre sayılarında mesh yapısı oluşturulmuştur. Mesh yapısı, piston ÜÖN’da iken 50000, 100000 ve 150000 hücre sayıları için test edilmiştir. Hücre sayısının az olması çözümlemeyi olumsuz etkilemiş ve analizin kalitesini diğer hücre sayılarına göre düşürmüştür. Hücre sayısının fazla olması, analizin gereksiz detaylı olmasını ve çözüm süresini uzamasına neden olur. Şekil 3.1’de, çözümlemesi yapılan, farklı hücre sayısına sahip mesh yapıları verilmiştir.



a) 50000 Hücre



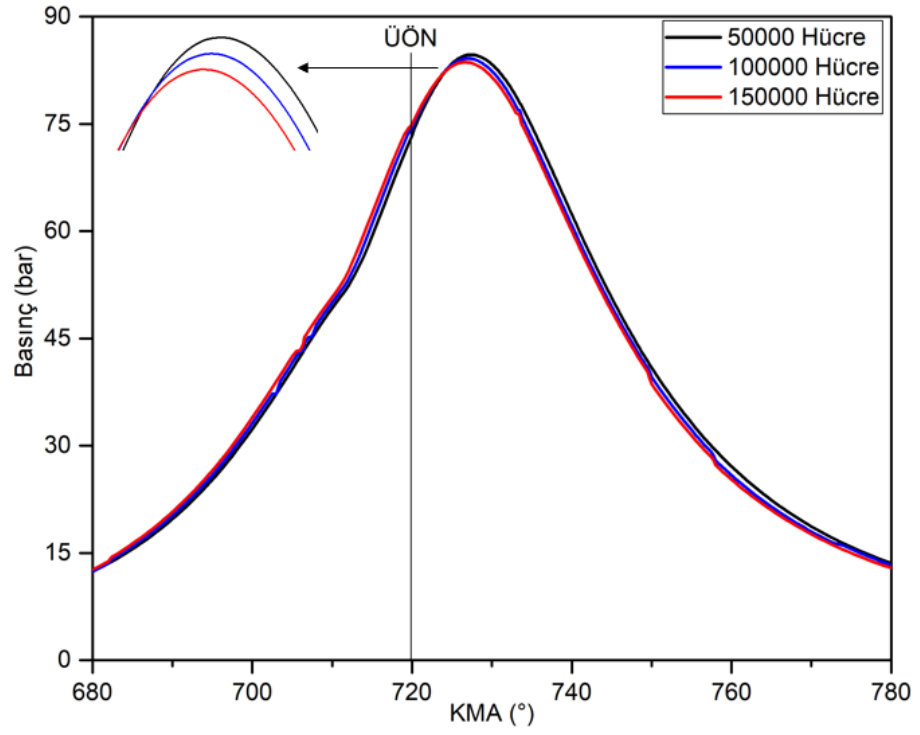
b)100000 Hücre



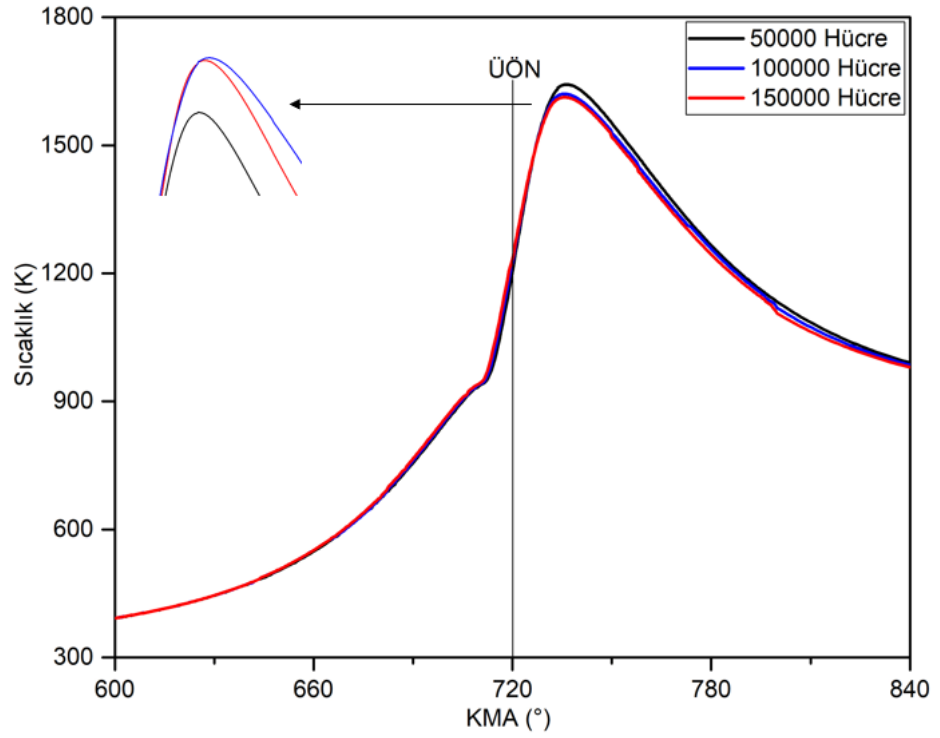
c) 150000 Hücre

Şekil 3.1 Farklı hücre sayısına sahip mesh yapıları

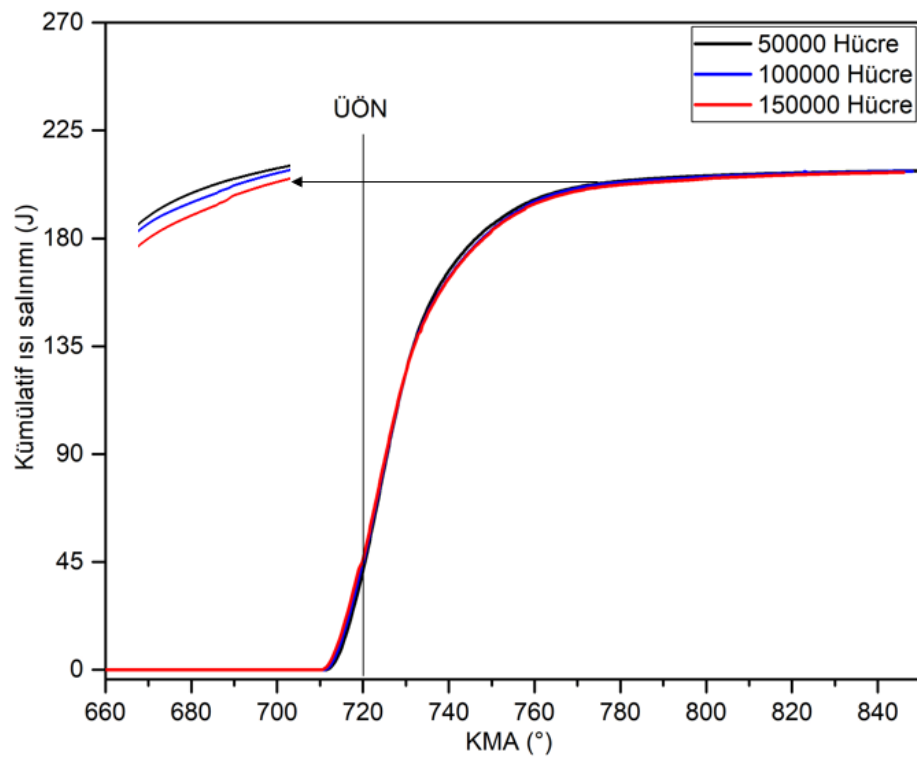
Farklı hücre sayıları için yapılan analizlerde, mesh yapısı ve hücre sayısının sonuçlar üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır. Bu nedenle modelleme yapılan geometrilerde optimum hücre sayısının tespit edilerek çözümlemenin yapılması için sonuç ve süre oldukça önemlidir. Bu çalışmada ilk olarak, hücre sayısındaki değişimin birtakım motor parametreleri (silindir içi basınç/krank açısı değişimi, sıcaklık ve ısı salınım miktarı) üzerindeki etkisi incelenmiştir.



Şekil 3.2 Farklı hücre sayısına bağlı olarak basınç/krank açısı değişimi



Şekil 3.3 Farklı hücre sayısına bağlı olarak sıcaklık/krank açısı değişimi



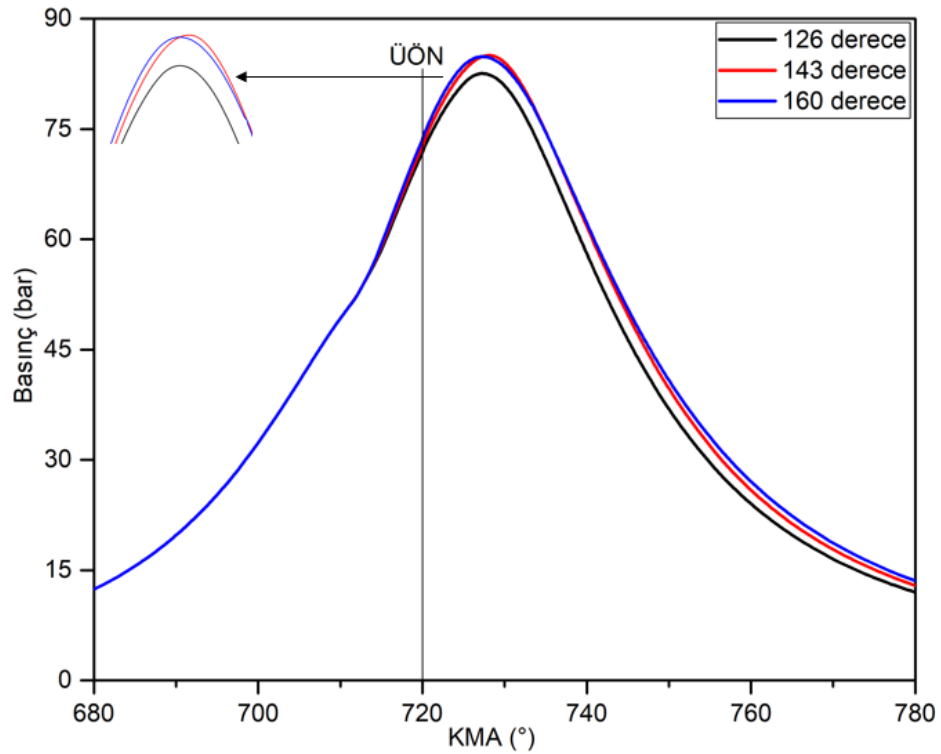
Şekil 3.4 Farklı hücre sayısına bağlı olarak kümülatif ısı salınımı/krank açısı değişimi

Şekil 3.2, Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'teki grafikler incelendiğinde, basınç ve kümülatif ısı salınımı değişimlerinin hücre sayısından bağımsız olduğu söylenebilir. Ancak, sıcaklık değişiminin hücre sayısına bağlı olarak bir miktar değiştiği görülmektedir. Bu sonuçlar incelendiğinde, 100000 hücre sayısının optimum değerde olduğu değerlendirilmiş olup, sonraki çalışmalarda bu hücre sayısı seçilerek analizler yapılmıştır.

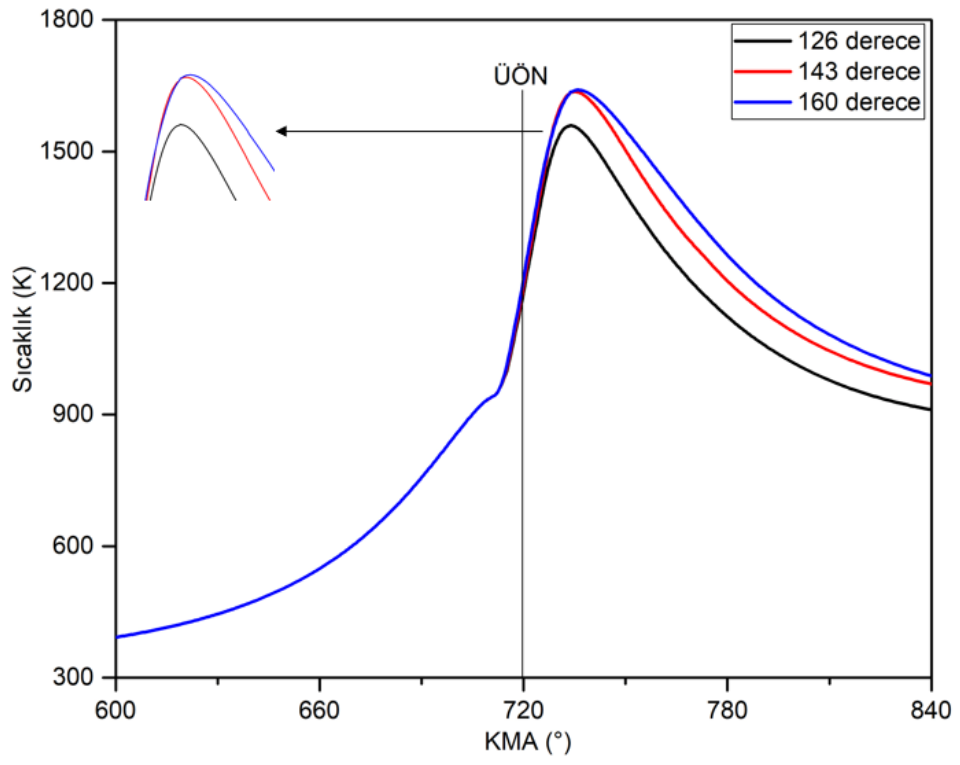
3.3 Uygun Püskürtme Açısının Seçimi

Uygun hücre sayısı (100000 hücre) seçildikten sonra yanma için önemli olan diğer bir parametre de püskürtme açısıdır. İçten yanmalı motorlarda yakıtın püskürtülme şekli ve yapısı oldukça önemlidir. Özellikle yakıtın püskürtme açısı, yakıtın yanma odası içerisindeki dağılımını ve yakıt zerreciklerinin buharlaşma derecelerini etkiler. Püskürtülen bölgenin iyi seçilmesi, girdap oluşumunda etkili olabilir. Püskürtme açısı aynı zamanda hava-yakıt karışımının kalitesini ve yanmayı da iyileştirmektedir. Yanmanın iyileştirilmesi, motor performans ve egzoz emisyonlarına olumlu katkı sağlar. Çalışma kapsamında, farklı püskürtme açılarının (126° , 143° ve 160°) basınç,

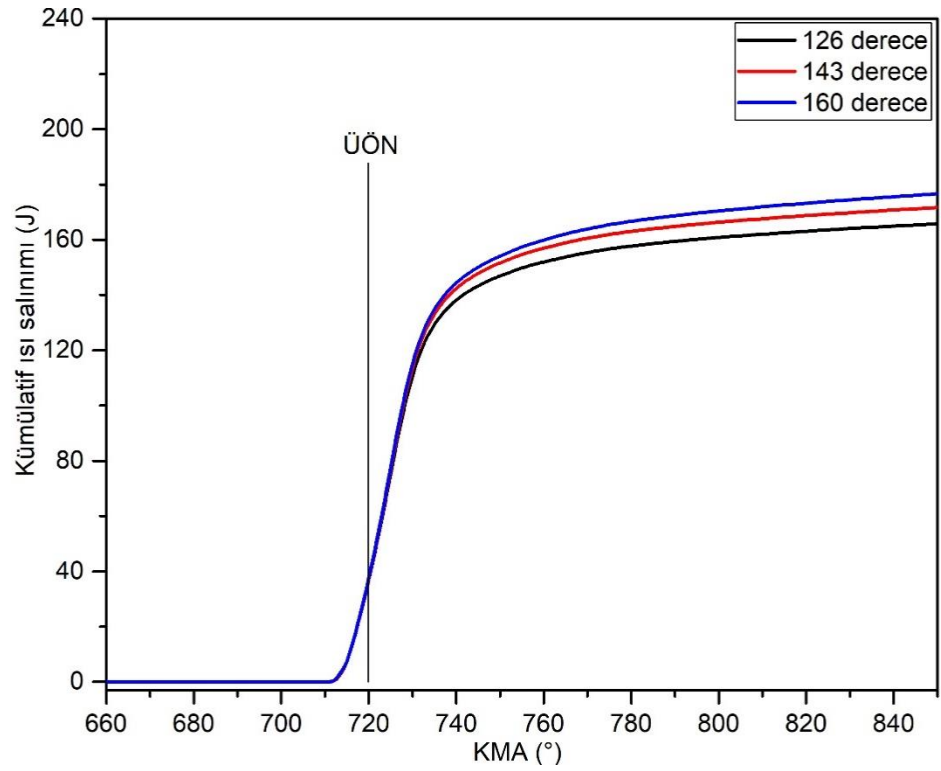
sıcaklık ve ısı salınımları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Gerçek püskürtme açısının üreticiden temin edilememesi üzerine, ideal püskürtme açısı için sayısal analizler yapılmıştır. Üç farklı enjektör açısı sayısal simülasyonlarda tanımlanmış ve özellikle gerçek motor deneylerinde oluşan basınç/krank açısı grafiklerine en yakın sonucu veren açı değeri modellemede kullanılmıştır. 126°, 143° ve 160° püskürtme açıları kullanılarak analiz yapılmış ve farklı parametreler için grafikler oluşturulmuştur. Şekil 3.5, Şekil 3.6 ve Şekil 3.7’de farklı püskürtme açıları için silindir içi basınç, sıcaklık ve kümülatif ısı salınımı grafikleri görülmektedir. Şekil 3.5’te oluşan basınç/krank açısı grafiği incelendiğinde, 126° püskürtme açısında maksimum basınç eğrisi düşükken, 143° ve 160° açılarında bu değeri biraz daha yüksektir. Aynı şekilde sıcaklık grafiği de ele alındığında, 126° püskürtme açısında sıcaklık düşükken 143° ve 160 ° açılarında sıcaklık daha yüksektir. Püskürtme açısı 143° ve 160° için, sıcaklık değerlerinin birbirine çok yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 3.5 Farklı püskürtme açıları için basınç/krank açısı değişimi

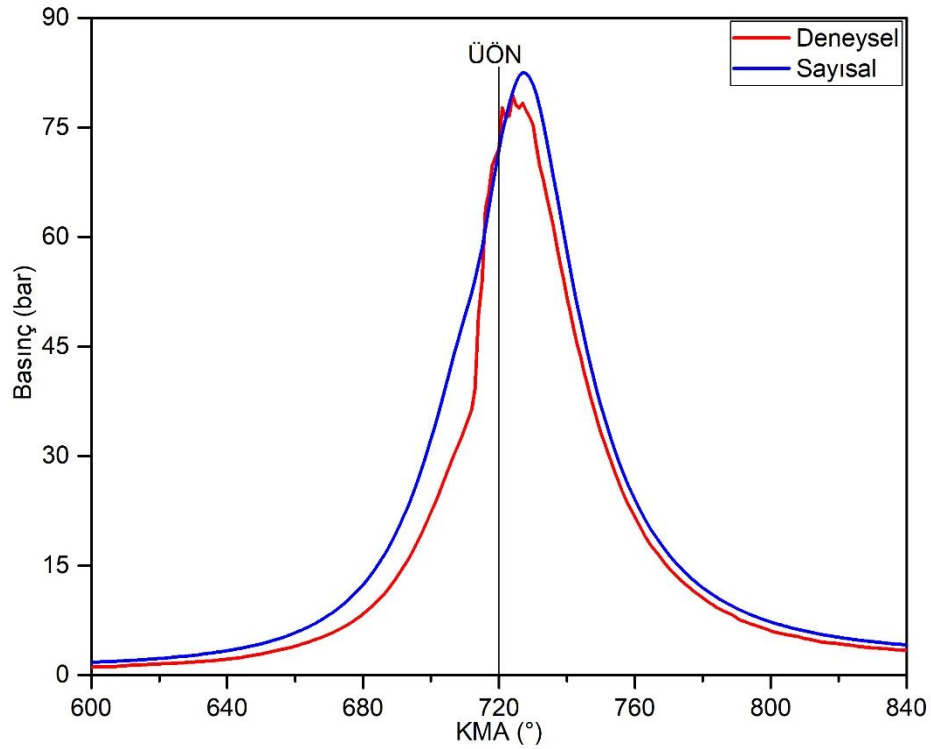


Şekil 3.6 Farklı püskürtme açıları için sıcaklık/krank açısı değişimi

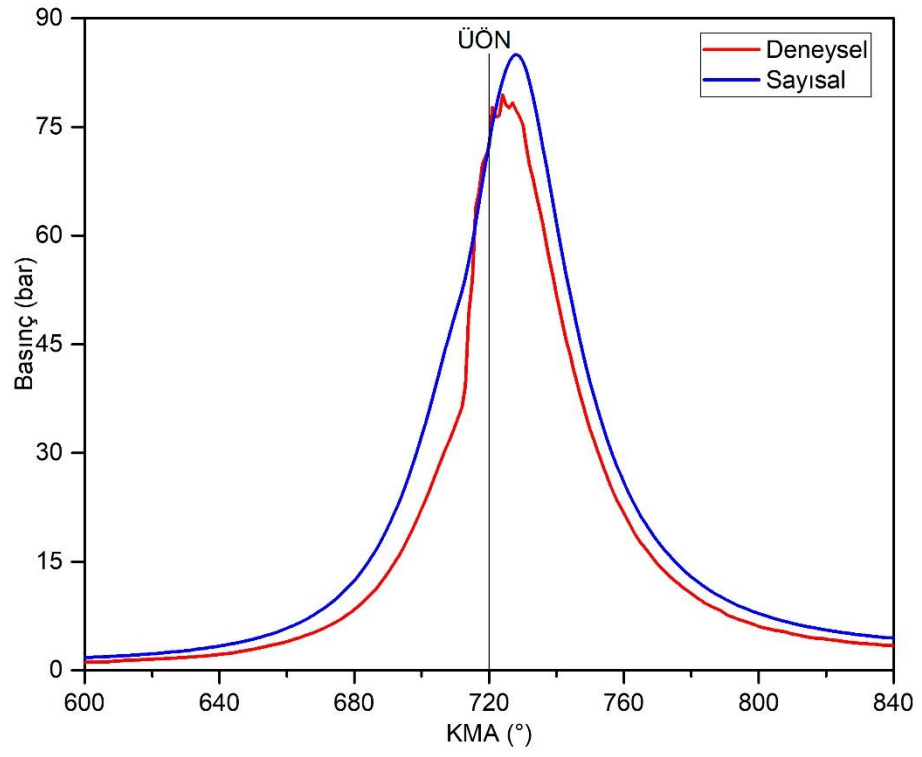


Şekil 3.7 Farklı püskürtme açıları için kümülatif ısı salınımı/krank açısı değişimi

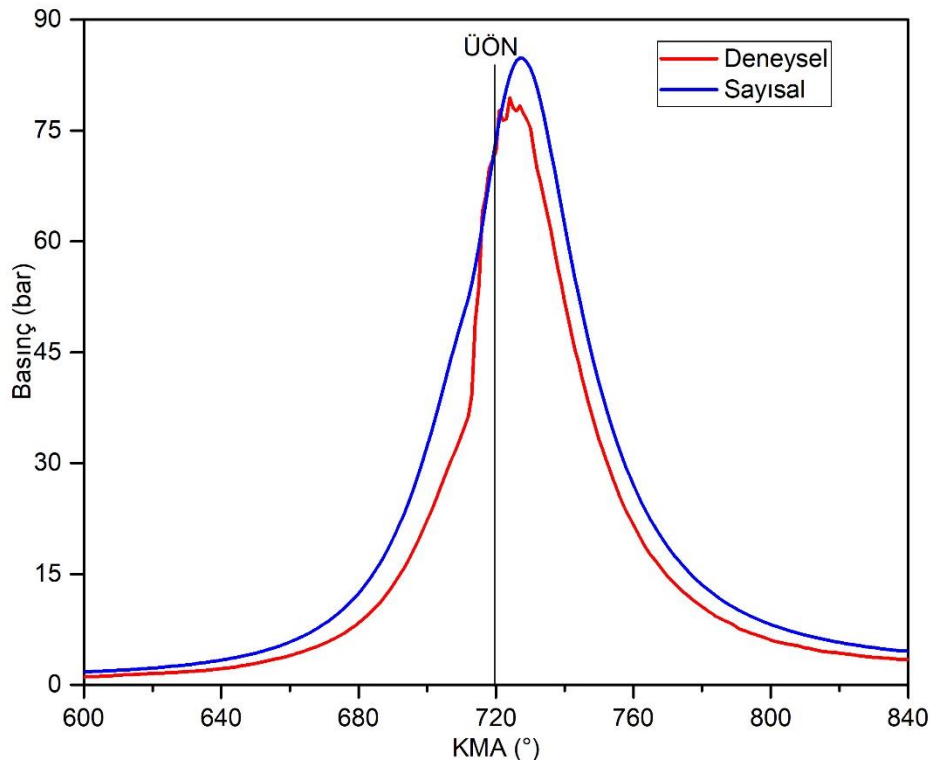
Yanma odası içerisinde oluşan sıcaklık dağılımları emisyonlar açısından önemli bir parametredir. Kümülatif ısı salınımı, yakıtın püskürtülmesi ile başlayan ve yanma sonuna kadar devam eden bir süreçtir. Kümülatif ısı salınımı grafiği incelendiğinde, 160°'lik püskürtme açısında yakıtın ısısını veya enerjisini yayma oranının en yüksek olduğu görülmektedir. Gerçek motor basınç değerleri farklı püskürtme açılarından elde edilen silindir içi basınç değerleriyle kıyaslanmıştır. Şekil 3.8, Şekil 3.9 ve Şekil 3.10 incelendiğinde, deneysel ölçülen maksimum silindir içi basınç değerine 126° püskürtme açısıyla yaklaşıldığı görülmektedir. Sayısal çalışmanın doğruluğu ve geçerliliği deneysel çalışma ile kıyaslanarak elde edilir. Bu nedenle, sayısal modellemede motorun püskürtme açısı 126° olarak belirlenmiş ve sonraki analizler için bu püskürtme açısı kullanılmıştır. Öte yandan deneyde elde edilen maksimum basınç değerlerindeki çalkalanmalar sensörde meydana gelen basınç titreşimlerden kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.8 126° püskürtme açısı için basınç/krank açısı değişimi



Şekil 3.9 143° püskürtme açısı için basınç/krank açısı değişimi

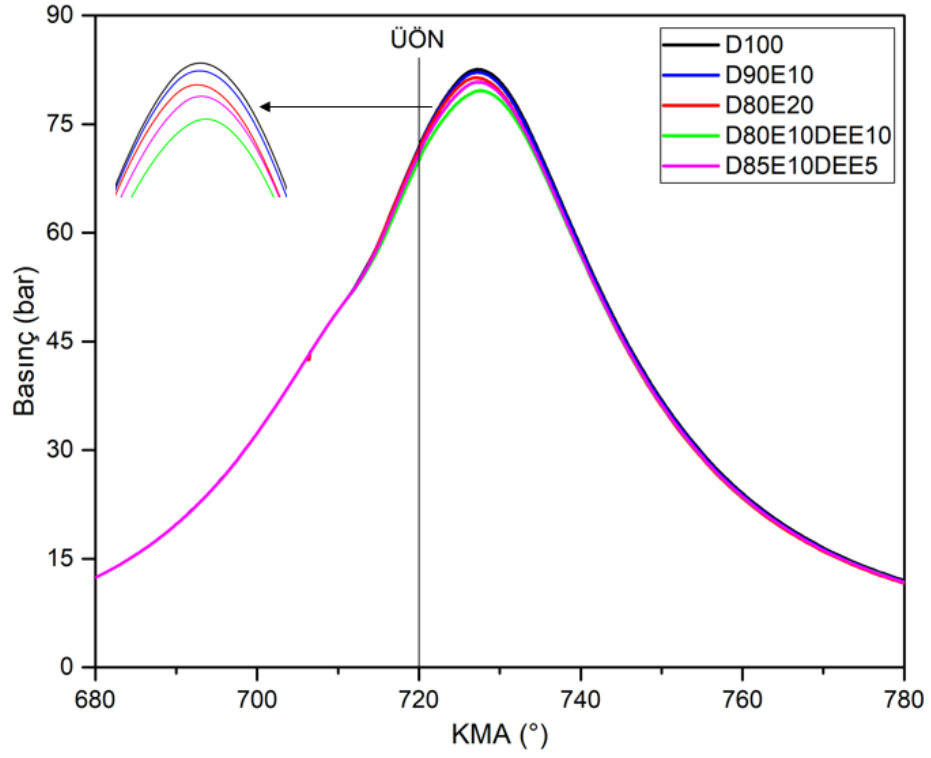


Şekil 3.10 160° püskürtme açısı için basınç/krank açısı değişimi

3.4 Motorun 2000 d/d Çalışma Şartlarında Farklı Yakıt Karışımlarının Yanma Üzerindeki Etkisi

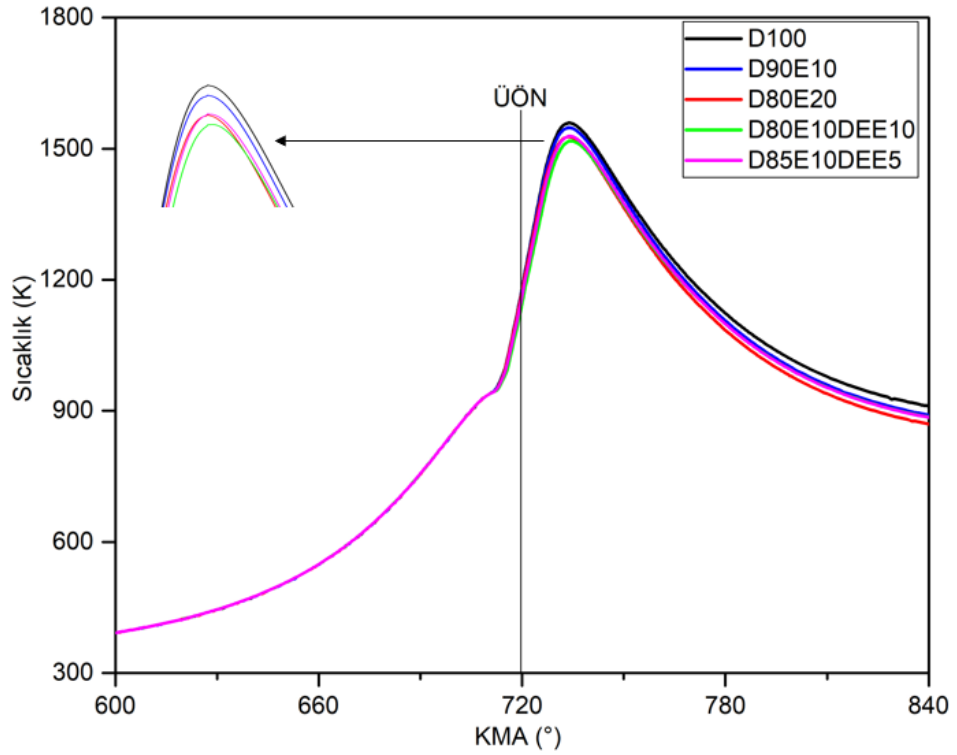
Bu bölümde, AVL-FIRE programında sayısal olarak analizi yapılan farklı yakıt karışımların yanma ve emisyonalar üzerindeki etkisi, 2000 d/d motor hızında incelenmiştir. Çalışmada D100, D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları sayısal olarak modellenmiştir. Şekil 3.11’de farklı yakıt karışımları kullanılan motora ait silindir içi basınç/krank açısı değişimi verilmiştir. Bütün test yakıtları için silindir içi maksimum basınçların 725° krank açısını geçtikten sonra elde edildiği görülmüştür. D100 yakıtına kıyasla karışimli yakıtların silindir içi maksimum basınçları daha düşüktür. Silindir içi basınç dağılımını etkileyen birçok parametre bulunmaktadır. Bunlar; yakıtın yoğunluğu, setan sayısı, buharlaşma yeteneği, tutuşma sıcaklığı, ısıl değeri vb. parametrelerdir.

Etanol ve dietil eter içeren karışımların, D100 yakıtına kıyasla silindir içi maksimum basınç değerleri daha düşüktür. Bunun nedeni, Tablo 2.3’te görüldüğü gibi etanol ve dietil eterin dizel yakıtına kıyasla sahip olduğu düşük ısıl değer olabilir. D100 yakıtı ile kıyaslandığında, silindir içi maksimum basınç değerlerinde D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları için sırasıyla %0,5, %1,3, %3,5 ve %2 oranlarında bir azalma meydana gelmiştir. Etanol yakıtı motorine kıyasla düşük setan sayısına sahiptir. Özellikle düşük setan sayısı, motorlarda dizel vuruntusuna neden olduğu gibi, yanmanın kötüleşmesine de neden olur. Etanolün bu özelliğinden dolayı, dizel yakıtına kıyasla daha düşük oranlarda (%10, %20 ve %30 gibi) kullanıldığı bilinmektedir [34,56]. Ayrıca, bu çalışma için seçilen etanol oranlarının, motorda ciddi sayılabilecek basınç dalgalanmalarına sebep olmadığı ve D100 yakıtı ile oluşan basınç değişimine yakın grafikler oluşturduğu tespit edilmiştir.



Şekil 3.11 Silindir içi basınç/krank açısı değişimi

Şekil 3.12’de farklı yakıtlar için silindir içi sıcaklık değerlerinin, krank açısına göre değişimi görülmektedir. Şekil incelendiğinde, etanol ve dietil eter içeren karışımların, dizel yakıtına yakın sıcaklık değerlerine sahip olması, bu yakıtların yapılarında bulundurduğu oksijenin yanmayı iyileştirdiğinin bir göstergesi olarak kabul edilmiştir. Ancak, etanol ve dietil eter katkılarının dizel yakıtına kıyasla yüksek olan buharlaşma gizli ısısının, yanma sıcaklığını bir miktar düşürdüğü tespit edilmiştir. D100 yakıtına kıyasla, oluşan maksimum sıcaklık değerleri D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları için sırasıyla %0,7, %2, %2,7 ve %1,9 oranlarında azalmıştır.

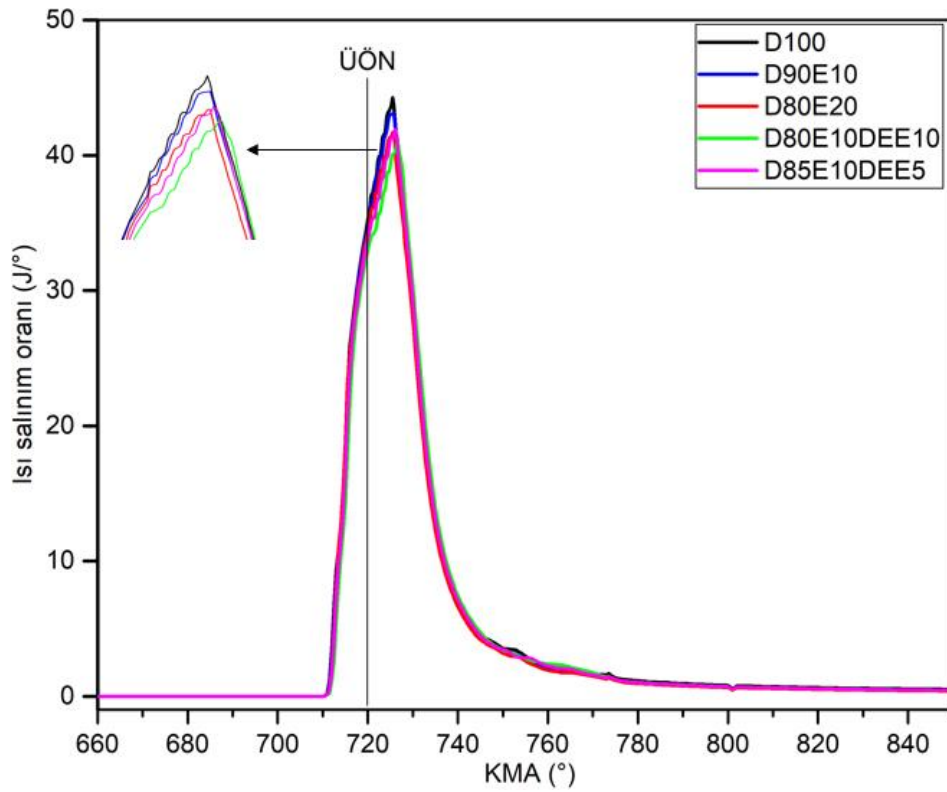


Şekil 3.12 Sıcaklık/krank açısı değişimi

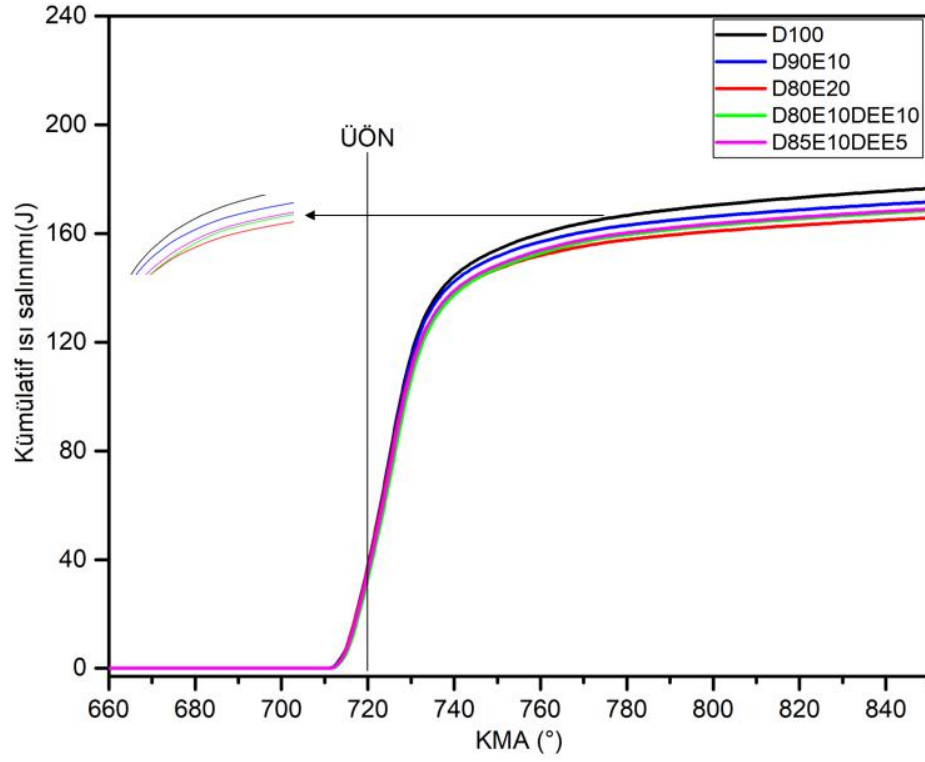
Şekil 3.13 ve Şekil 3.14’de, farklı yakıtlar için oluşan ısı salınım oranları ve kümülatif ısı salınımları/krank açısı değişimi görülmektedir. Isı salınım oranları ve kümülatif ısı salınım eğrileri incelendiğinde, silindir içi basınç ve sıcaklık dağılımları ile bir paralellik olduğu görülmektedir. Özellikle silindir içi maksimum basınç, sıcaklık ve ısı salınımlarında, D100 yakıtının diğer karışımlara kıyasla sahip olduğu yüksek kalorifik değer etkili olduğu söylenebilir. Karışım içerisinde etanol oranının artmasıyla birlikte, ısı salınım miktarlarında azalmalar görülmüştür. Bu durum, silindir içi sıcaklıklarının da azalmasına neden olduğu söylenebilir.

Yanma olayı; karmaşık ve farklı fiziksel-kimyasal etkileşimleri barındıran bir olaydır. Bu çalışmada etanolün yanı sıra, dietil eter yakıtının da motor üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bilindiği üzere, dietil eter D100 yakıtına kıyasla düşük, etanol yakıtına kıyasla yüksek kalorifik değere sahiptir. Aynı zamanda, D100 yakıtına kıyasla, etanol yakıtının düşük setan sayısı motorlar açısından birtakım dezavantajları da oluşturmaktadır [1]. Bu olumsuzlukları ortadan kaldırmak amacıyla, etanol yakıtına dietil eter yakıtı belirli oranlarda (%5 ve %10 oranında) ilave edilerek, karışımın setan sayısının artırılması amaçlanmıştır. Bu doğrultuda yapılan analiz sonuçlarına göre,

D85E10DEE5 ve D80E10DEE10 karışımlarının D80E20, D90E10 ve D100 yakıtlarına göre maksimum ısı salınım oranlarını düşürdüğü görülmüştür. Bu durumu setan sayının etkilediği söylenebilir. Karışımın artan setan sayısının, yakıtın tutuşma yeteneğini arttırarak tutuşma gecikmesi sürelerinin azalmasına ve dolayısıyla maksimum basınç ve ısı salınımlarının önüne geçtiği düşünülmektedir. Başka bir neden olarak ise, DEE yakıtının sahip olduğu yüksek buharlaşma ısısı gösterilebilir. D100 yakıtına kıyasla, karışımlı yakıtlarda maksimum ısı salınım oranları D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları için sırasıyla %2, %5, %7 ve %4 azalırken, toplam ısı salınımdaki azalmalar D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları için sırasıyla %2,8, %6, %4,5 ve %4 oranındadır.

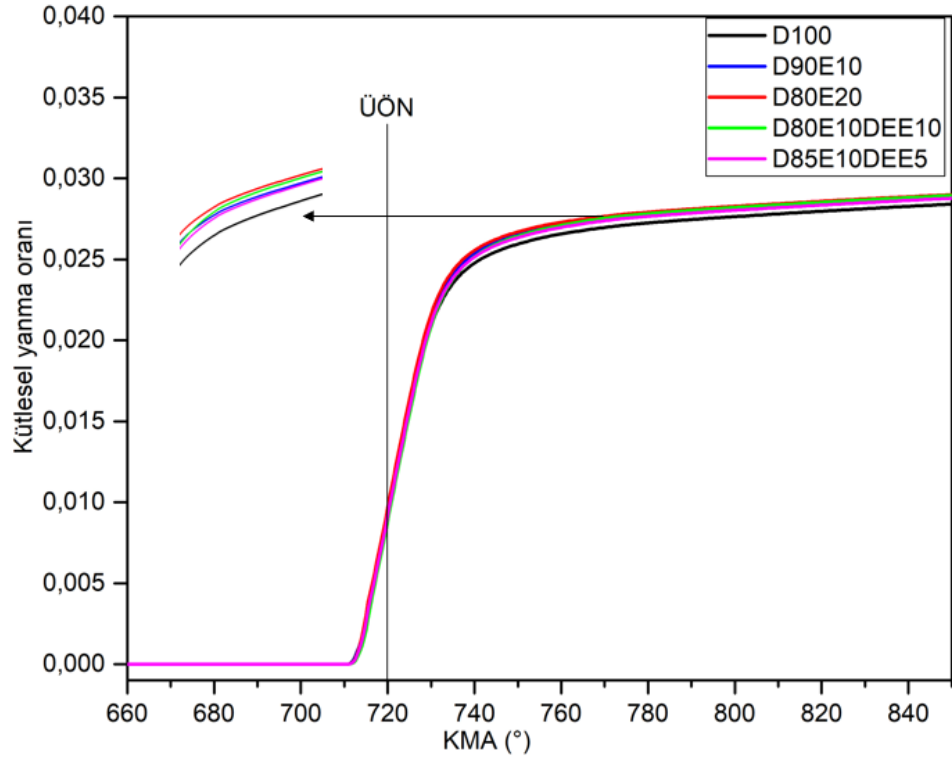


Şekil 3.13 Isı salınım oranı/krank açısı değişimi



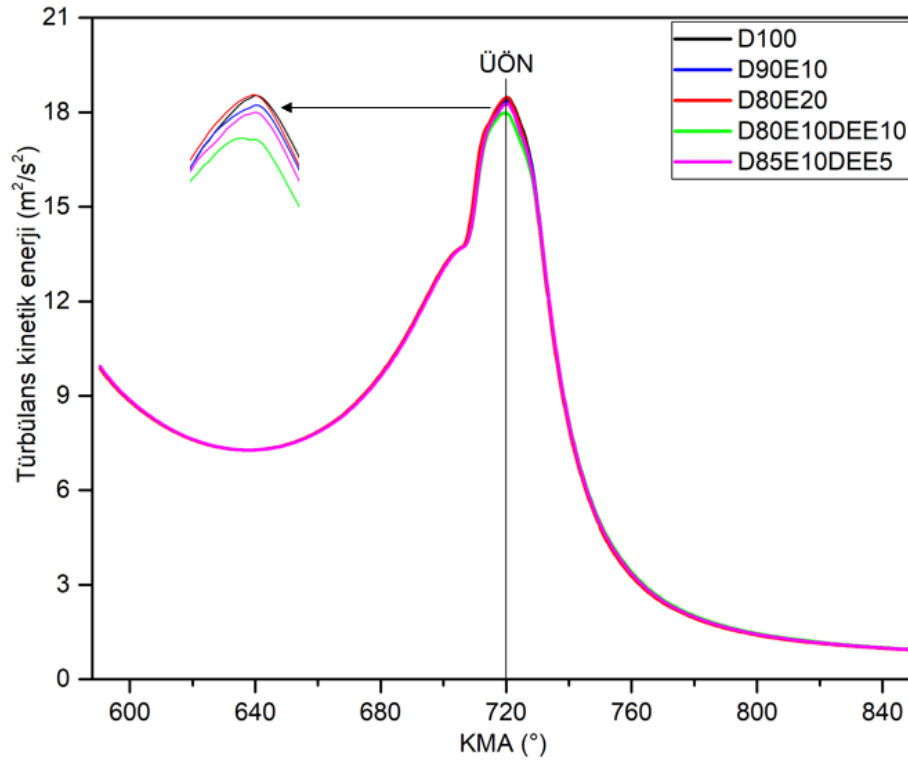
Şekil 3.14 Kümülatif ısı salınımı/krank açısı değişimi

Şekil 3.15’te, farklı yakıtların kullanıldığı motora ait kütleli yanma oranı/krank açısı değişimi görülmektedir. Sonuçlar incelendiğinde, D100 yakıtına göre dietil-eter ve etanol katkılı karışıma sahip yakıtlarda kütleli yanma oranlarının daha yüksek olduğu görülmektedir. Dietil eter ve etanol yakıtlarının kimyasal yapısında bulunan oksijenin, yanma olayına olumlu katkı sağladığı söylenebilir. Maksimum kütleli yanma oranı D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları D100 yakıtına kıyasla sırasıyla %1,6, %1,8, %1,7 ve %1,5 oranında artış sağlanmıştır.



Şekil 3.15 Kütlesel yanma oranı/krank açısı değişimi

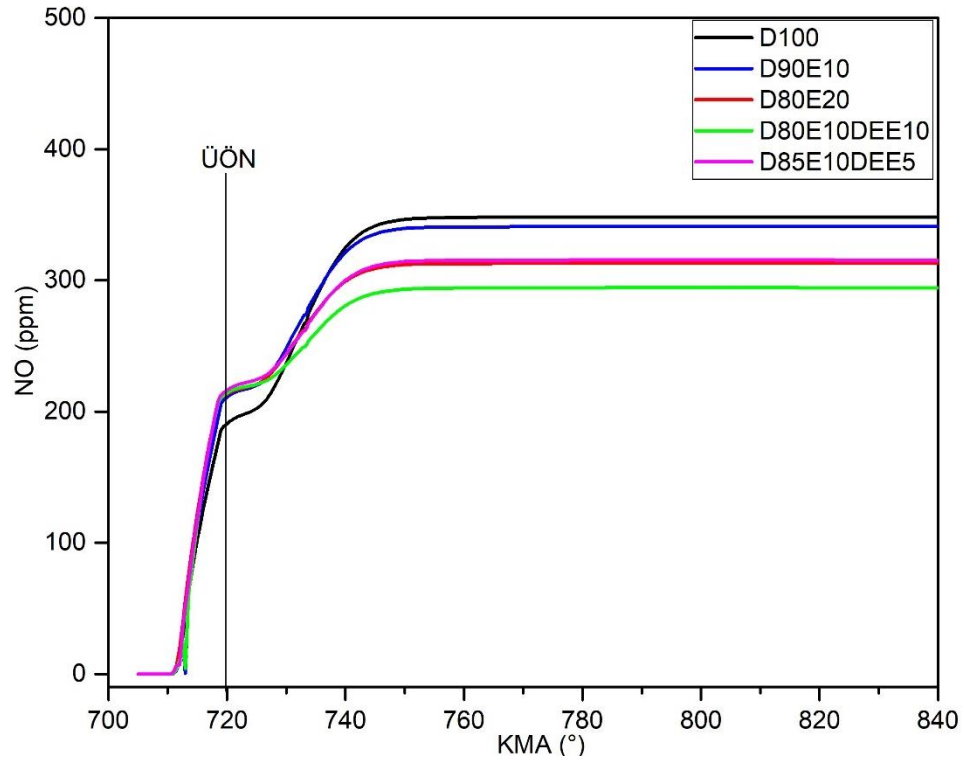
Şekil 3.16’da farklı yakıtların kullanıldığı motora ait türbülans kinetik enerji/krank açısı değişimi görülmektedir. Bütün yakıtlar için ÜÖN civarında TKE (Türbülans kinetik enerji) değerinin arttığı ve genişleme sürecinde bu değer azaldığı görülmektedir. Sonuçlar incelendiğinde, en yüksek TKE değerini D80E20 karışımı çalışmada, en düşük değeri ise D80E10DEE10 karışımı çalışmada oluşturduğu görülmektedir. D100 ve diğer karışım yakıtlarının tamamı için yakın değerlerin olduğu görülmüştür. D100 yakıtına kıyasla, maksimum türbülans kinetik enerji D90E10 yakıtında %0,6 oranında, D80E10DEE10 yakıtında %2,7 oranında, D85E10DEE5 yakıtında ise %1 oranında azalmışken, D80E20 yakıtında bu değer %0,05 oranında artmıştır.



Şekil 3.16 Türbülans kinetik enerji/krank açısı değişimi

Şekil 3.17’de farklı yakıtlar için NO emisyonun krank açısına göre değişimi görülmektedir. Yanma olayının başlamasıyla birlikte, silindir içi sıcaklığın artmasına paralel olarak NO emisyonları da artmıştır. Motorlarda NO emisyon salınımlarını etkileyen birçok parametre bulunmaktadır. Bunlardan bazıları yanma sıcaklığı, hava fazlalık katsayısı ve yanma için ayrılan süredir. Özellikle motorlarda farklı yakıtların kullanımı, bu parametrelerin değişmesine ve NO emisyonlarının farklılaşmasına neden olur. Referans dizel yakıtına kıyasla, bütün etanol katkılı test yakıtlarının kullanıldığı çalışmalarda NO salınımı azalmaktadır. Bu durum, yakıtın kalorifik değerinin bir sonucu olarak düşünülmektedir. Silindir içi maksimum basınç ve ısı salınım oranları incelendiğinde en düşük değer D80E10DEE10 yakıtlı çalışmada elde edildiği görülmektedir. Bu sonucun, NO emisyonları ile paralel geliştiği söylenebilir. DEE katkısının her ne kadar etanol yakıtına kıyasla daha yüksek ısı değere sahip olduğu bilinse de maksimum ısı salınımı ve NO değerleri en düşüktür. Bu durum, motordaki yanma olayının karmaşık sürecinin bir göstergesi olarak kabul edilmiştir. Özellikle DEE’nin sahip olduğu yüksek setan sayısı, tutuşma gecikmesi sürelerini azaltarak, maksimum basınç ve sıcaklık oluşumlarının önüne geçtiği söylenebilir. Dolayısıyla,

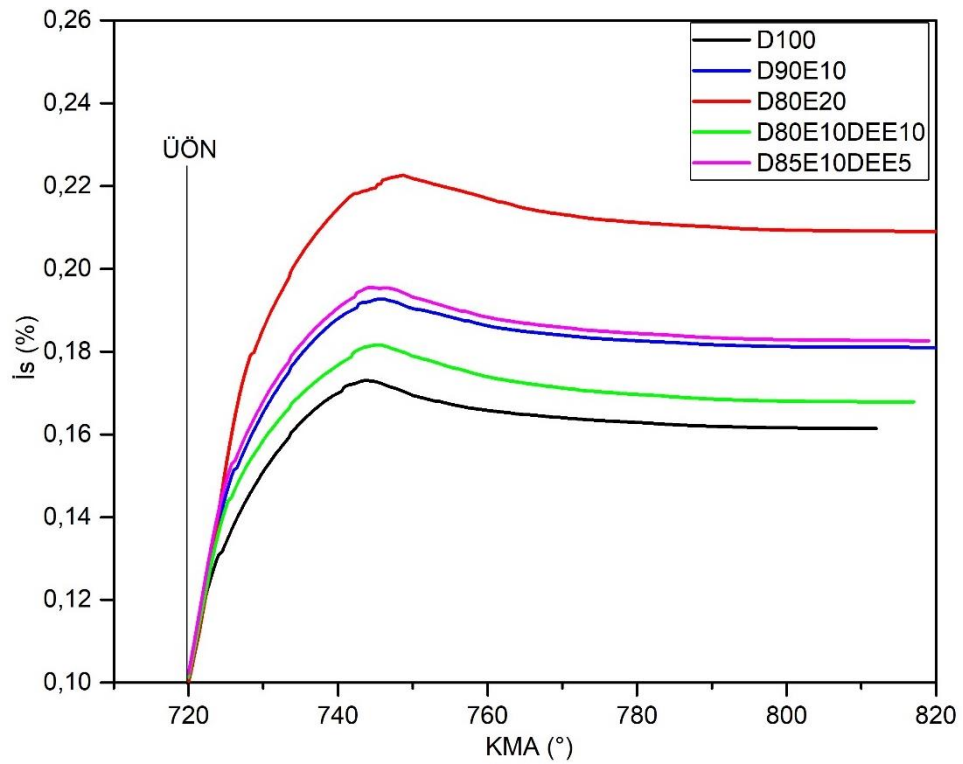
NO emisyonları üzerinde oldukça etkili olan sıcaklık faktörünün, bu sonucun oluşmasına katkı sağladığı söylenebilir. Dietil eter ve etanol yapısında ki oksijen nedeniyle, NO emisyonlarını arttırabilirdi. Fakat etanol ve dietil eterin dizel yakıtına kıyasla sahip oldukları düşük ısı değeri ve yüksek buharlaşma gizli ısı, yanma sonu sıcaklıklarının azalmasına neden olmaktadır. NO emisyon salınımları için, D100 yakıtına kıyasla D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtlarında sırasıyla %2, %10, %15 ve %9 oranında azalmalar meydana gelmiştir.



Şekil 3.17 NO emisyonu/krank açısı değişimi

İs emisyonları tam olarak oksitlenmemiş, eksik yanma ürünü olan karbon partikülleri olarak bilinir. Şekil 3.18'de farklı yakıtların kullanıldığı motorda oluşan is emisyonlarının krank açısına göre değişimi görülmektedir. Sonuçlar incelendiğinde, D80E20 yakıtı kullanılan motor analizlerde en yüksek is oluşumu görülürken, D100 yakıtı kullanılan analizlerde en düşük is oluşumu görülmektedir. Dizel yakıtına kıyasla, etanol yakıtının sahip olduğu düşük stokiometrik orana rağmen, yanma sonu sıcaklıklarının azalması ve düşük buharlaşma/tutuşma yeteneği C (karbon) atomlarının oksidasyonunu zorlaştırmış ve is konsantrasyonunu arttırmıştır. Karışım içerisinde etanol artışına paralel olarak is emisyonlarında bir artış görülmektedir. Bu

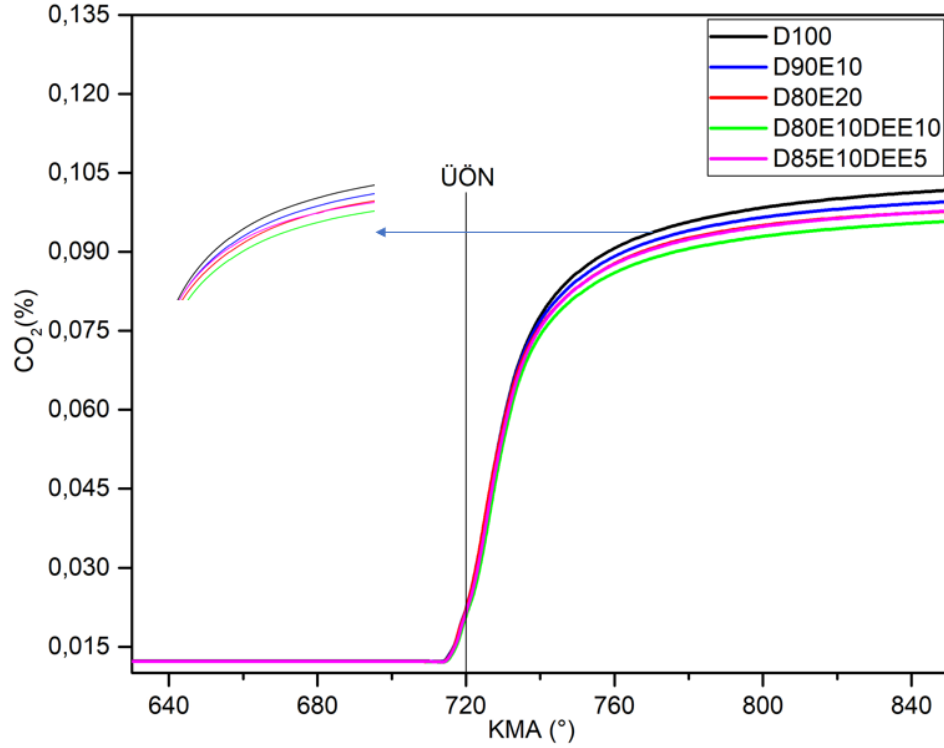
sonuç, etanolün dizel motorları için belirli oranda kullanımının daha uygun olabileceğini göstermektedir. Etanol içeren karışımlara DEE katkısı ile artan setan sayısının, is oluşumunun büyük bir oranda önüne geçmiştir. Özellikle dizel motorlarında düşük setan sayısına sahip yakıtların kullanımı, yanmanın kötüleşmesine ve beraberinde vuruntuya sebep olmaktadır. Karışım içerisindeki DEE oranının artmasıyla birlikte is emisyonlarında bir düşüş görülmüştür. D100 yakıtına kıyasla D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları için maksimum is emisyonları sırasıyla %10, %28, %5 ve %3 oranında artmıştır.



Şekil 3.18 Is emisyonu/krank açısı değişimi

Şekil 3.19'da farklı yakıtlar için motorda oluşan CO₂ emisyonlarının krank açısına göre değişimi görülmektedir. Motorlarda tam yanma ürünü olarak kabul edilen CO₂, yanmanın bir göstergesi olarak kabul edilmektedir. Yanma süreci boyunca silindir içerisinde ki oksijenin varlığı ve aktivasyonu C-H atomlarının bağ yapma şeklini etkiler. Her ne kadar hem etanol hem de DEE katkılı yakıtların yapısında oksijen bulunsun da motorda yanma süresinde ki farklılıklar, karışımın buharlaşma derecesi, karışımın aktivasyonu gibi birçok parametreden kaynaklı yanma eksiklikleri ortaya çıkabilmektedir. Bunun da en temel göstergesi, CO₂ salınımları olmuştur. Şekil 3.19

incelendiğinde, etanol ve dietil eter karışımlarının D100 yakıtına kıyasla daha düşük CO₂ salınımlarına neden olduğu görülmektedir. Etanol ve dietil eterin düşük karbon içeriğinin, bu sonucun oluşmasında etkili olduğu düşünülmektedir. D100 yakıtına kıyasla, D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları ile motorun CO₂ emisyon değeri sırasıyla %2, %2,9, %5 ve %3,8 oranında azalmıştır.

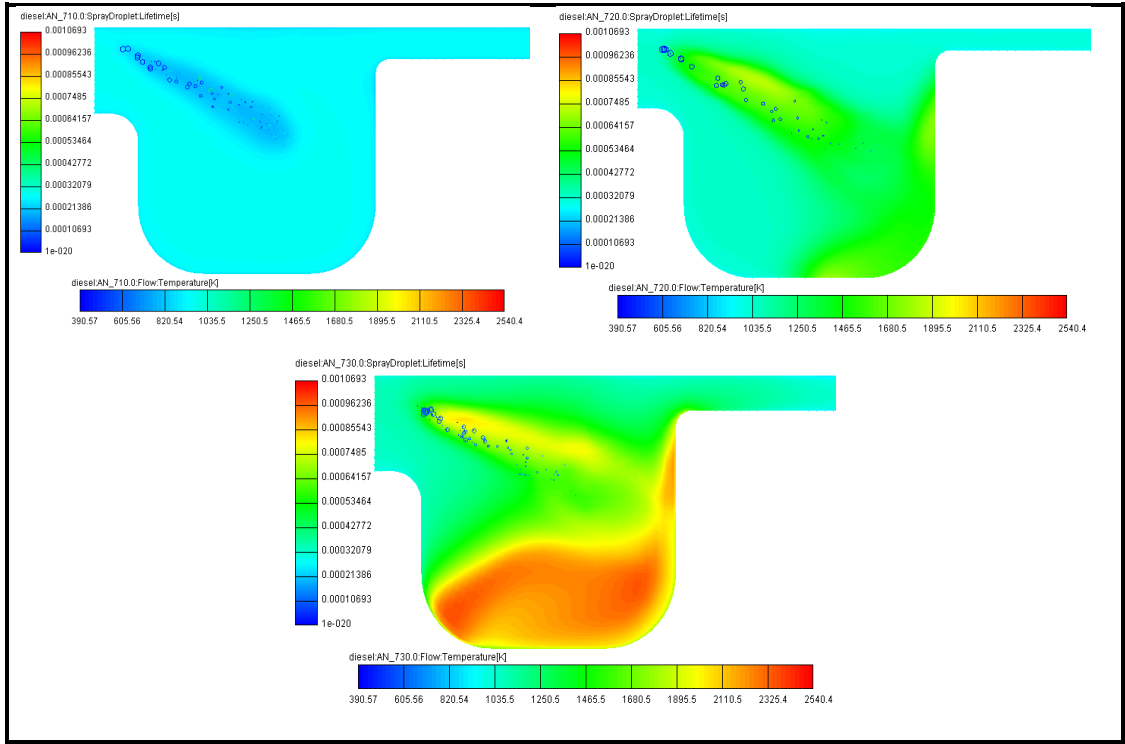


Şekil 3.19 CO₂ emisyonlarının/krank açısına göre değişimi

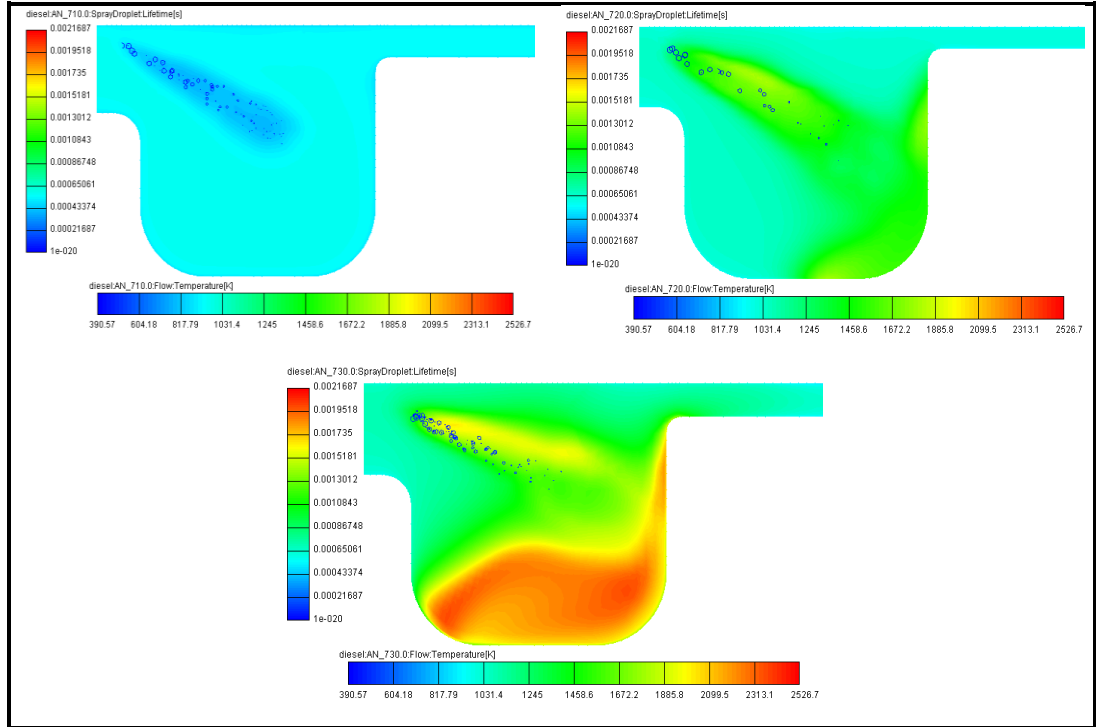
Motorlarda karışım oluşumu ve yanma sürecinin görüntülenmesi oldukça zor ve maliyetli bir yöntemdir. Bu nedenle, çalışmada yanma ve karışım oluşumları sayısal olarak incelenmiş, böylece farklı krank açılarındaki anlık silindir içerisindeki olaylar gözlemlenmiştir. Beş farklı yakıt türü için, püskürtme/krank açısı ve sıcaklık değişimleri, Şekil 3.20, Şekil 3.21, Şekil 3.22, Şekil 3.23 ve Şekil 3.24'te görülmektedir.

Şekil 3.20'de, D100 yakıtının kullanıldığı motor analizlerine ait püskürtme/sıcaklık dağılımı görülmektedir. Sıvı jetin yanma odası içerisindeki ilerleyişi ve yanmanın gelişimine bağlı olarak, bütün yakıt çalışmalarında yerel sıcaklıkların yanma odası cidar bölgelerinde yoğunlaştığı görülmektedir. Yanma odası cidar bölgelerine temas eden yakıt buharının tutuşması ile oluşan sıcaklık dağılımlarında, en yüksek sıcaklığın

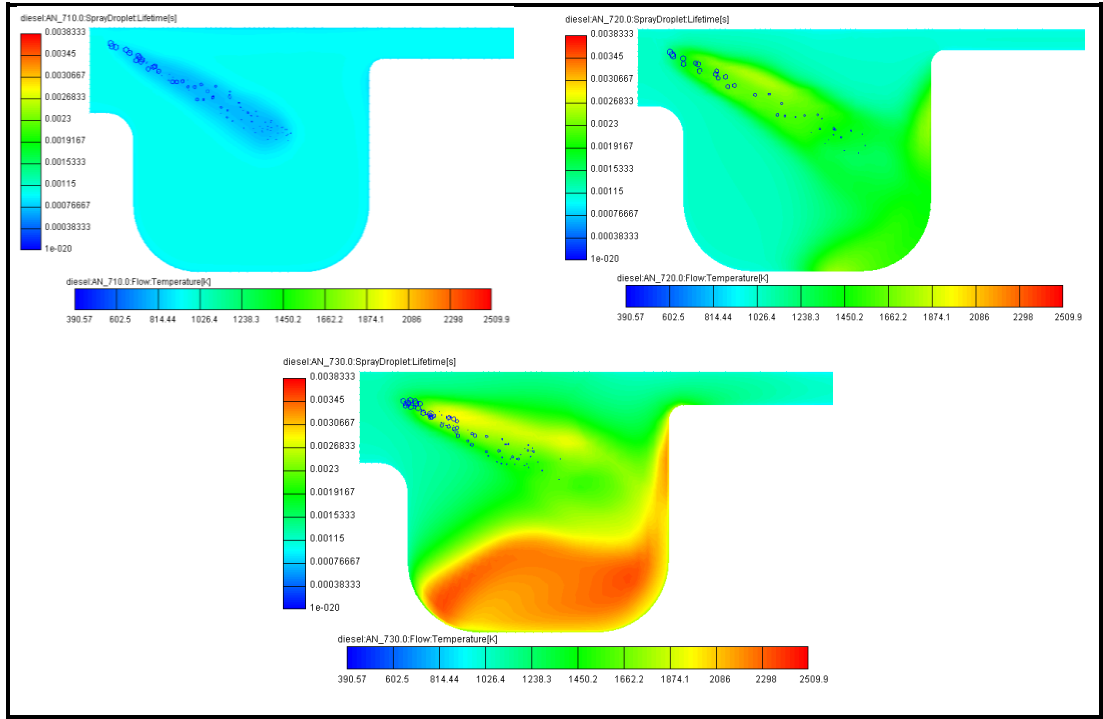
D100 yakıtının kullanıldığı motorun yanma odasında olduğu görülmektedir. Bu durum, D100 yakıtının etanol ve dietil eter karışım yakıtlarına kıyasla sahip olduğu yüksek kalorifik değerin bir sonucu olarak değerlendirilmiştir. Aynı zamanda etanolün motorine göre sahip olduğu yüksek buharlaşma gizli ısısının, yanma odası sıcaklıklarının bir miktar azalmasında etkili olduğu söylenebilir. Nitekim krank açısının 730° konumundaki püskürtme/sıcaklık dağılımları incelendiğinde, sıvı + buhar penetrasyonunun olduğu alan çevresinde D100 çalışması için daha yüksek sıcaklıkların olduğu söylenebilir. Bu bölgedeki sıcaklığın yüksek olması yakıt spreylelerinin buharlaşma derecelerini etkileyerek, yakıt demeti içerisindeki alev çekirdeğinin oluşmasını etkileyebilmektedir. D100, D90E10 ve D80E20 yakıtları kendi içerisinde kıyaslandığında, özellikle D80E20 yakıt çalışmasında, yakıt zerreciklerinin yanma odası içerisinde daha uzun süre varlığını devam ettirdiği görülmüştür. Bu durumun karışımlara ilave edilen DEE ile değiştiği görülmüştür. Şekil 3.23 ve Şekil 3.24 incelendiğinde, sıvı + buhar penetrasyonu boyunca yoğun püskürtme rejim bölgesinin diğer test yakıtlarına kıyasla daha da kısaldığı ve yakıt damlacıklarının daha da küçüldüğü görülmektedir. Etanol karışımlı yakıt çalışmaları olduğu gibi, DEE karışımlı yakıt çalışmaları da D100 yakıtına kıyasla, yakıtın sahip olduğu yüksek buharlaşma gizli ısısının yanma odasından ısı çekerek maksimum sıcaklıkların bir miktar azalmasında etkili olduğu düşünülmektedir. Her ne kadar DEE ve etanolün yapısındaki oksijenin yanma için olumlu bir faktör olduğu düşünülse de sahip oldukları düşük kalorifik değer ve gizli buharlaşma ısısının, sıcaklık düşüşünde etkili olduğu düşünülmektedir. DEE ile karışım yakıtlarının setan sayısındaki iyileşme, beraberinde tutuşma gecikmesi (TG) sürelerinin azalmasına ve silindir içi maksimum sıcaklıkların azalmasına neden olur [1]. Bu sonucun, silindir içi basınç/krank açısı değişimleri ile paralel geliştiği tespit edilmiştir.



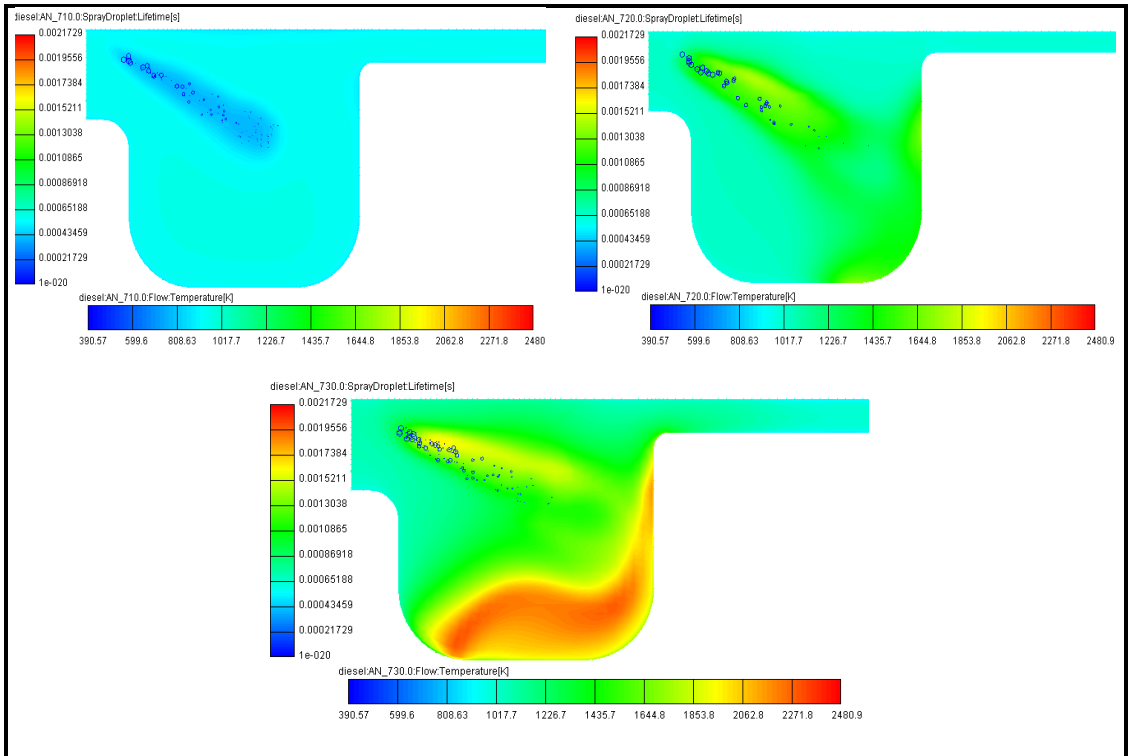
Şekil 3.20 D100 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı



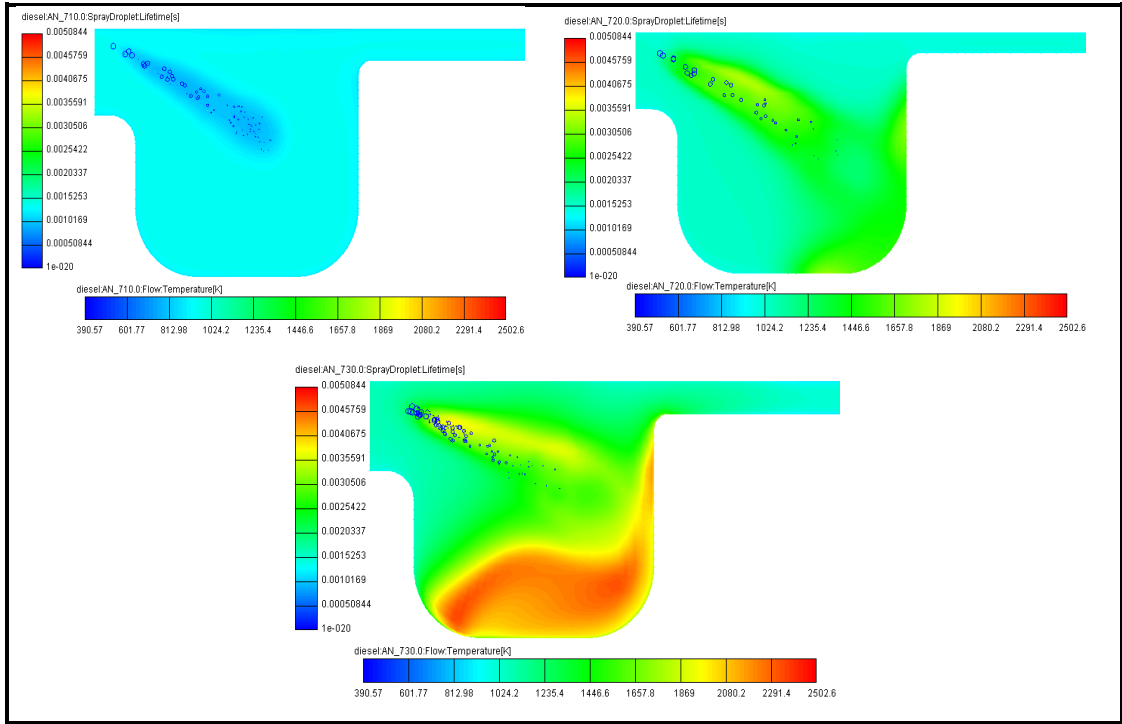
Şekil 3.21 D90E10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı



Şekil 3.22 D80E20 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı



Şekil 3.23 D80E10DEE10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı

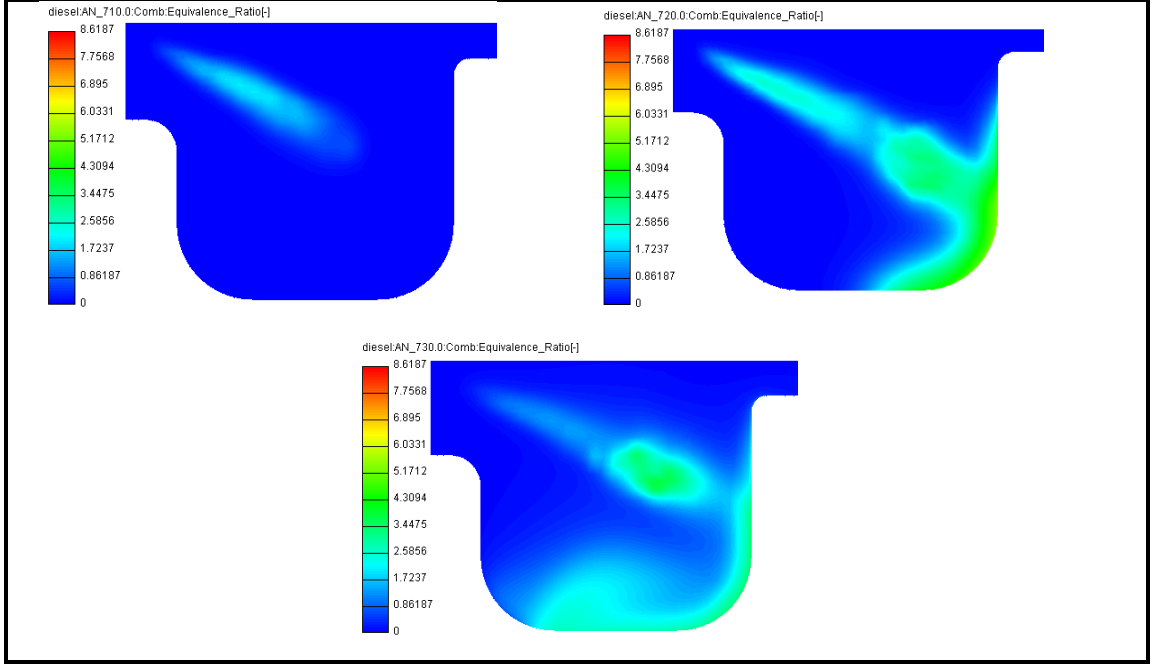


Şekil 3.24 D85E10DEE5 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı

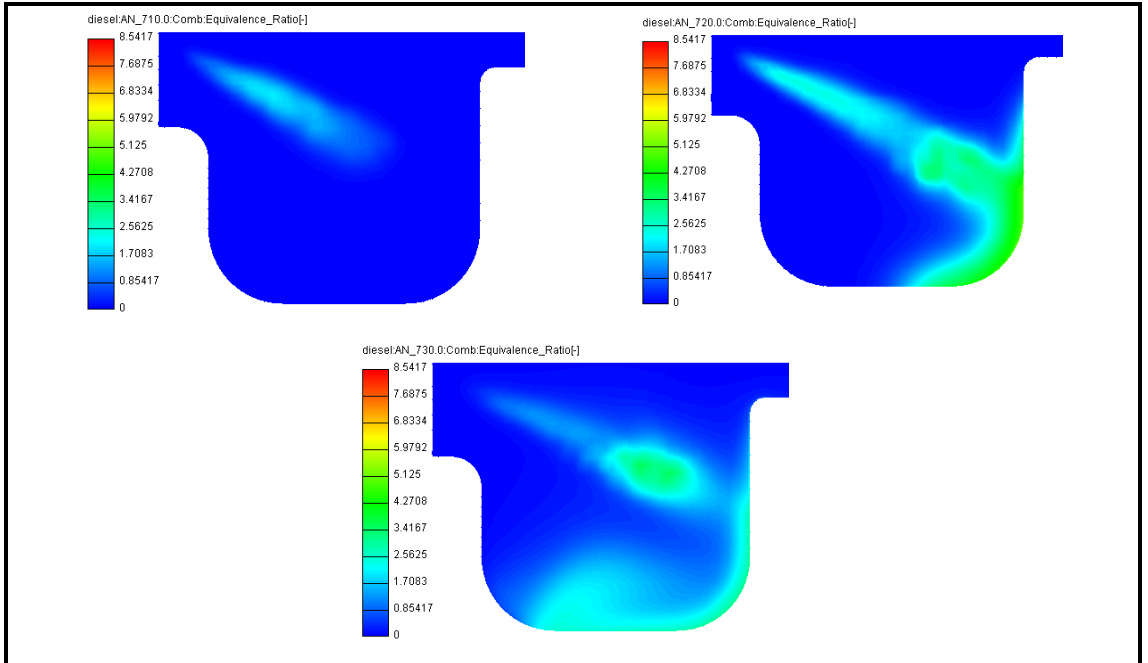
İçten yanmalı motorlarda meydana gelen silindir için yanma analizlerinde, incelenmesi gereken parametrelerden biri ekivalans oranıdır. Ekivalans oranı (ϕ) reaksiyona giren gerçek yakıt/hava karışımının stokiometrik yakıt/hava karışımına oranıdır. Şekil 3.25, Şekil 3.26, Şekil 3.27, Şekil 3.28 ve Şekil 3.29’da sırasıyla D100, D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtlarına ait farklı krank açılarındaki silindir içi ekivalans dağılımı görülmektedir. Ekivalans oranı yanma odası içerisinde bulunan yakıt/hava karışımının ve yanmanın gerçekleştiği şartlar hakkında bilgi veren önemli bir parametredir. Bütün yakıt çeşitleri için özellikle pistonun ÜÖN civarlarında, püskürtülen yakıt yoğunluğunun cidar bölgesinde yoğunlaştığı görülmektedir. Krank açısındaki ilerleme ile birlikte yakıt yoğunluğunun daha geniş bir alana yayıldığı söylenebilir. Bütün test yakıtlarında krank açısının 730° konumunda, püskürtmenin sonlandığı ve yanmanın etkili olduğu görülmektedir.

Önceki bölümlerde söz edildiği gibi; etanol ve DEE yakıtları motorine kıyasla düşük stokiometrik orana sahiptir. Her iki yakıtın motorinle karıştırılması, karışımli yakıtın yanması için gerekli olan stokiometrik hava/yakıt oranının da azalması anlamına

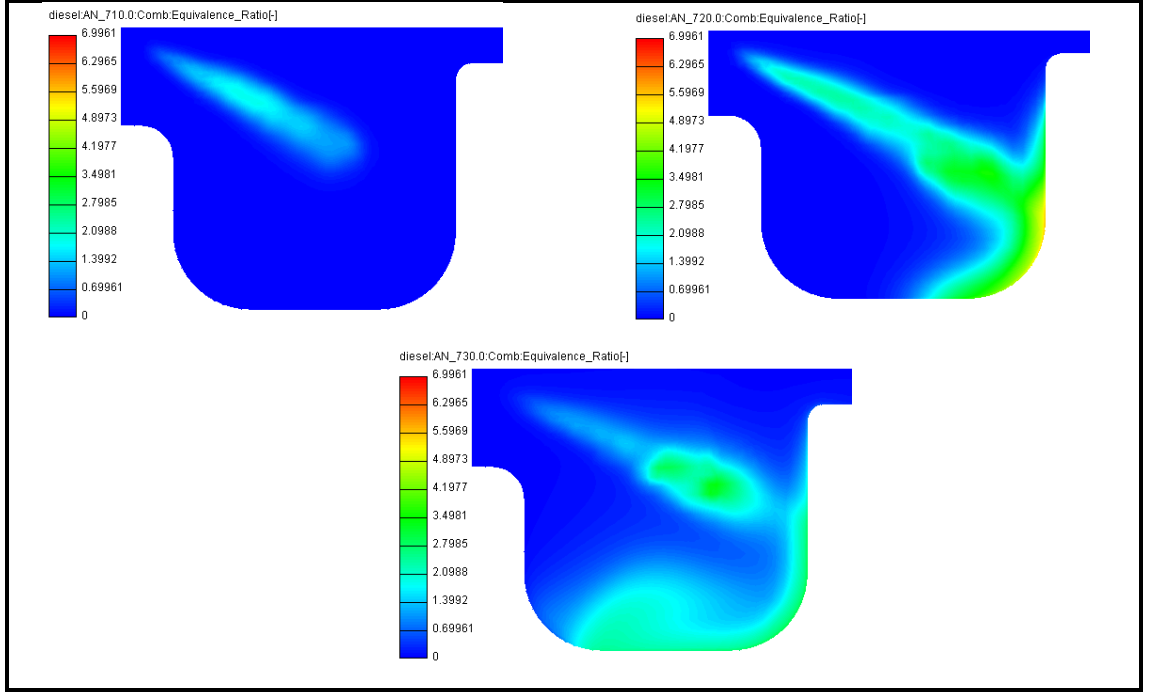
gelecektir. Bu durumun, D100 yakıtına kıyasla karışımli yakıtların tamamında ekivalans oranının bir miktar azalmasına neden olduğu söylenebilir.



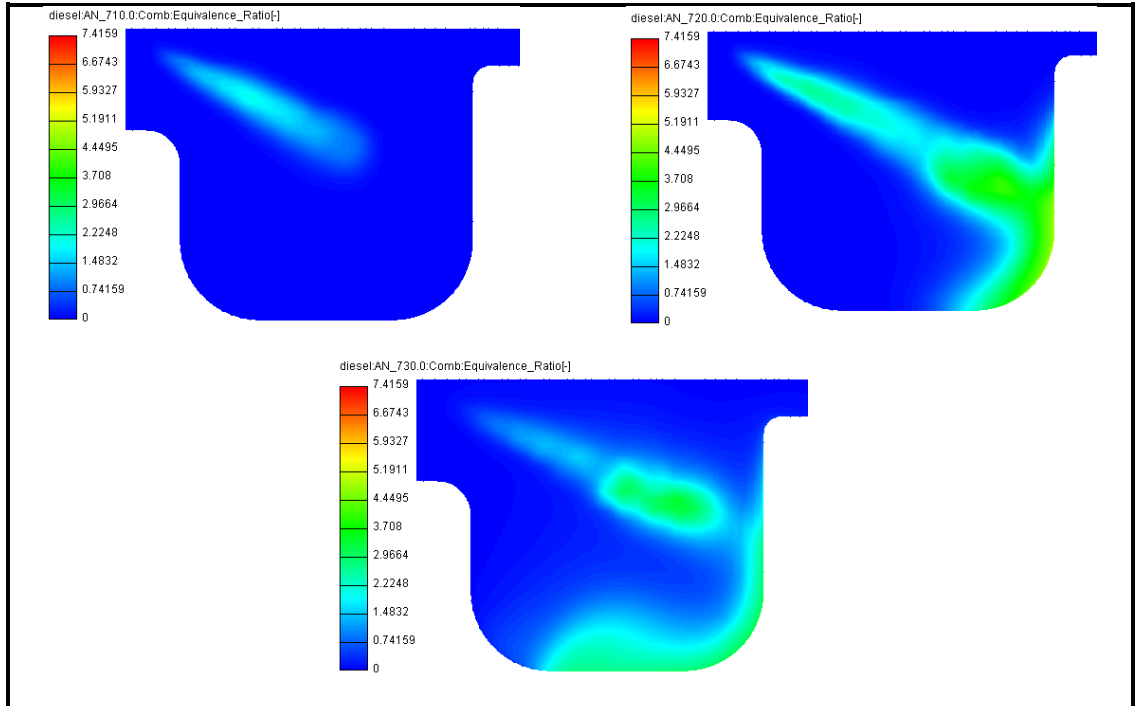
Şekil 3.25 D100 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı



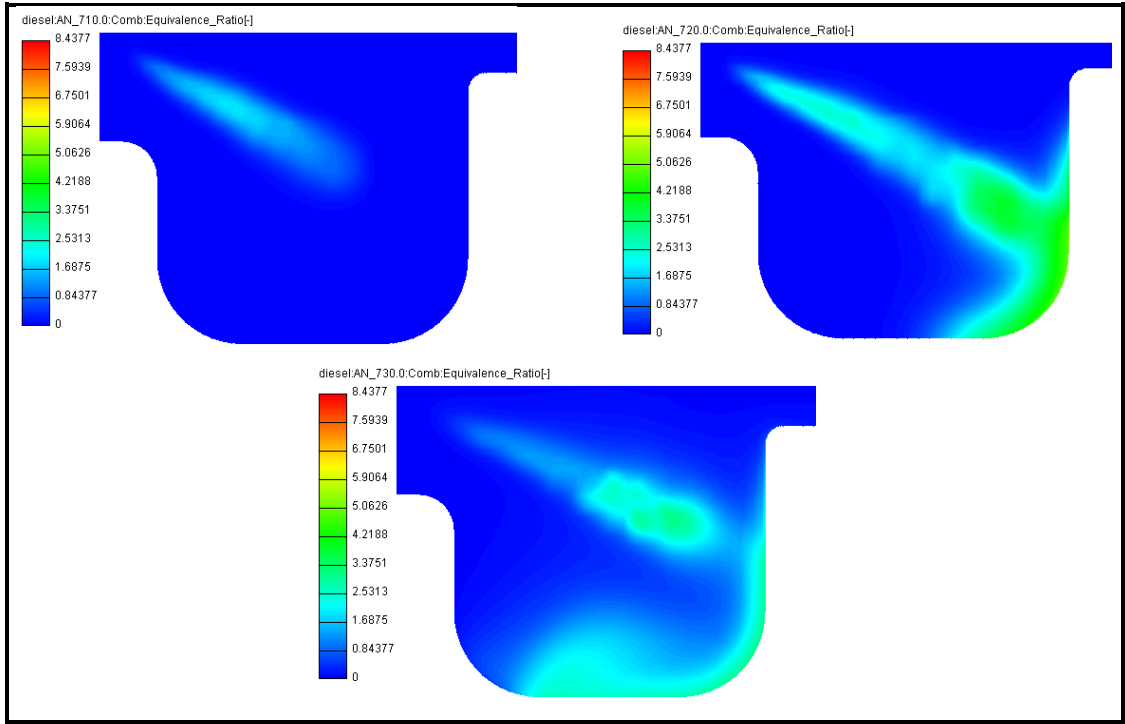
Şekil 3.26 D90E10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı



Şekil 3.27 D80E20 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı



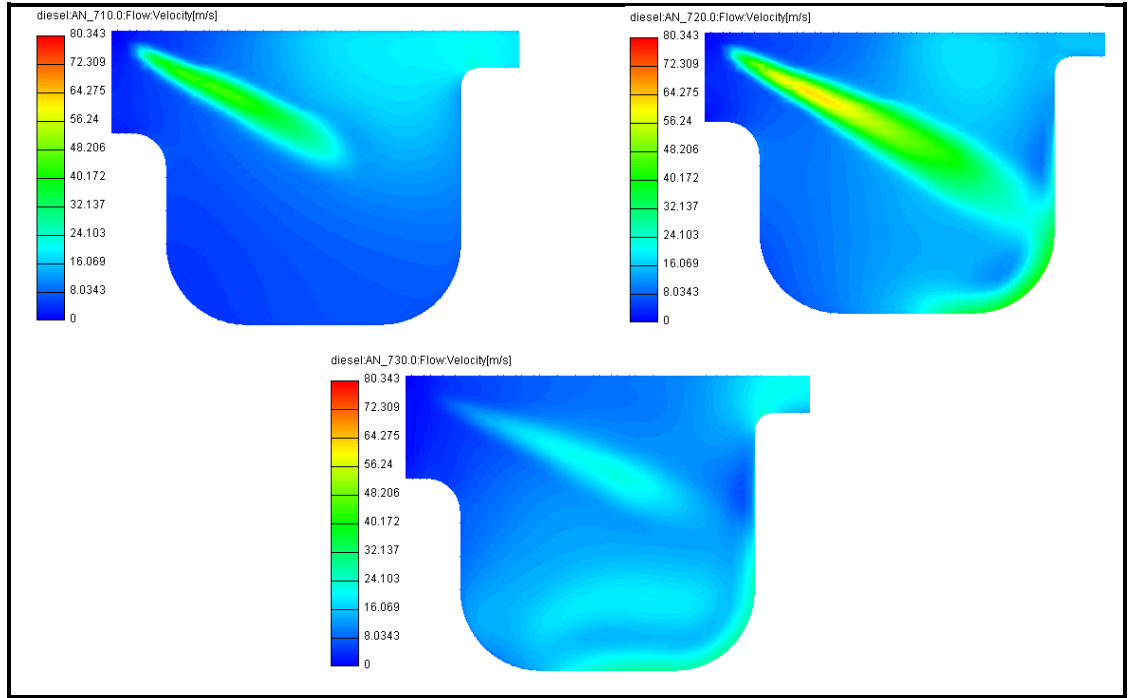
Şekil 3.28 D80E10DEE10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı



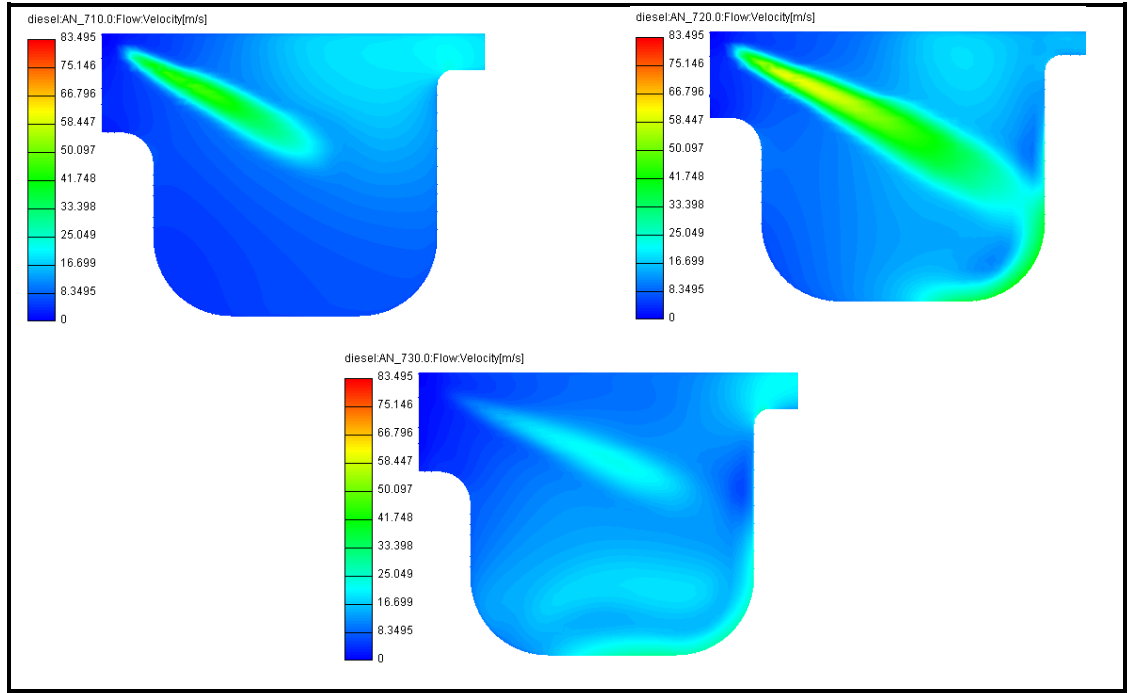
Şekil 3.29 D85E10DEE5 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı

Şekil 3.30, Şekil 3.31, Şekil 3.32, Şekil 3.33 ve Şekil 3.34 ‘de, beş farklı karışımın farklı krank açılarında ve motorun 2000 d/d dönme sayısında oluşan hız dağılımları görülmektedir. Sonuçlar incelendiğinde, ÜÖN’da akış hızının diğer krank açılarına (710° ve 730°) kıyasla maksimum olduğu görülmektedir. Yanma odasına püskürtülen yakıt zerrecelerinin sahip olduğu hız gradiyenti, yakıtın fiziksel özellikleri ile doğrudan ilişkilidir. Yanma odası içerisindeki hız değişimi püskürtülen yakıtın viskozitesi, yüzey gerilmesi, damlacık boyutu ve sayısı, buharlaşma derecesi ve yanma odasındaki diğer faktörlere (sıcaklık, basınç, hava akış hareketliliği vb.) bağlı olarak değişmektedir. Motorun 2000 d/d çalışma şartları için, D100 yakıtına ilave edilen etanol oranına bağlı olarak çok azda olsa akış hızında bir artış meydana gelmiştir. Diğer taraftan karışımlara DEE’nin ilave edilmesine paralel olarak ise akış hızında bir azalma söz konusudur. Özellikle bu azalma %10 oranında DEE içeren D80E10DEE10 karışımlı yakıt çalışmasında daha fazladır. Püskürtülen yakıtın yoğunluğu, yüzey gerilimi ve viskozitesinin, püskürtme dinamiği üzerinde önemli etkileri bulunur. Bütün test yakıtlarında, sıvı+buhar etkileşiminin hız dağılımlarında etkili olduğu düşünülmektedir. Etanol her ne kadar motorine kıyasla daha düşük yoğunluğa ve

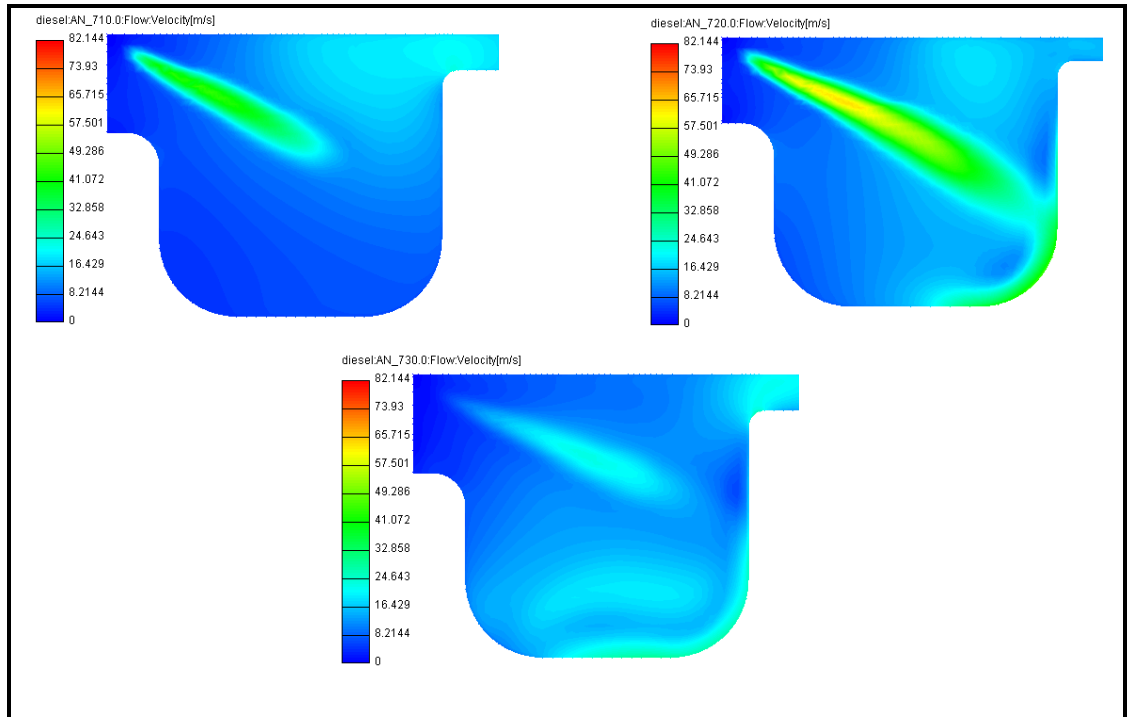
viskoziteye sahip olduğu bilinse de erken buharlaşma kabiliyeti gösteren motorinin daha küçük damlacıklar halinde kaldığı ve bunun da akış hızını ve ataletini düşürerek damlacık etkileşimini arttırdığı düşünülmektedir. Bu yaklaşımı, karışıma DEE katılması ile oluşan hız dağılımlarını grafikler desteklemektedir. Nitekim DEE ilave edilen karışım yakıtlarında ki akış hız dağılımları incelendiğinde, motorin ve motorin/etanol karışımlarına kıyasla yakıt demeti içerisindeki hız dağılımında bir düşüş görülmektedir.



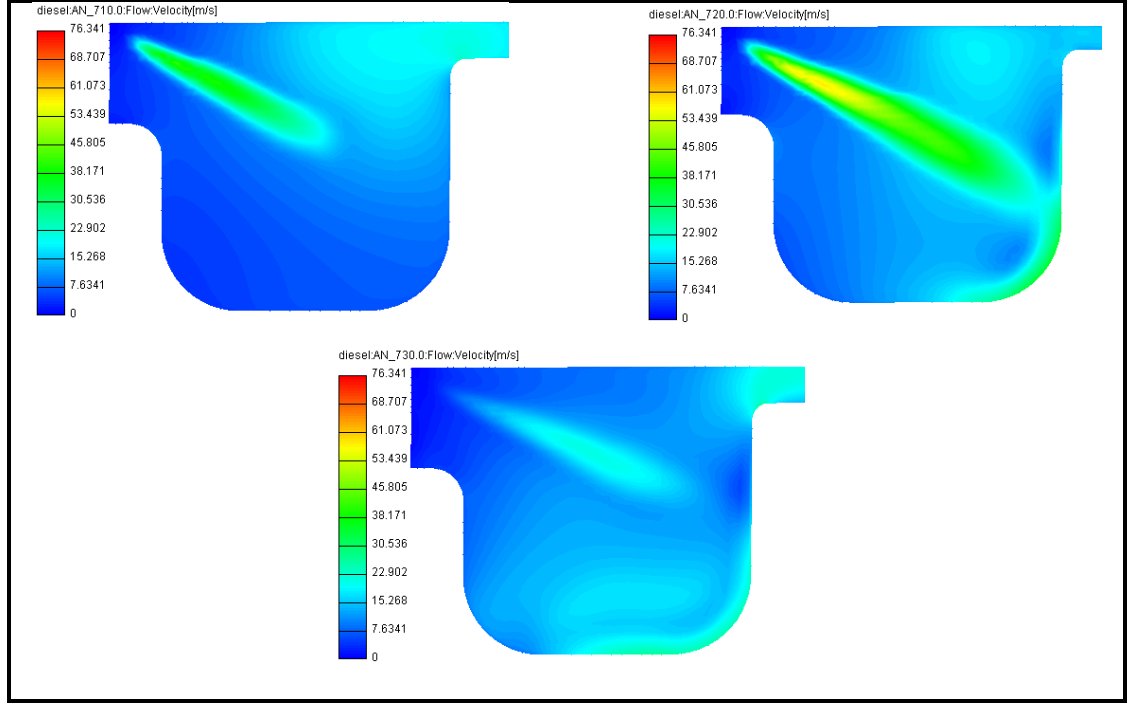
Şekil 3.30 D100 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi



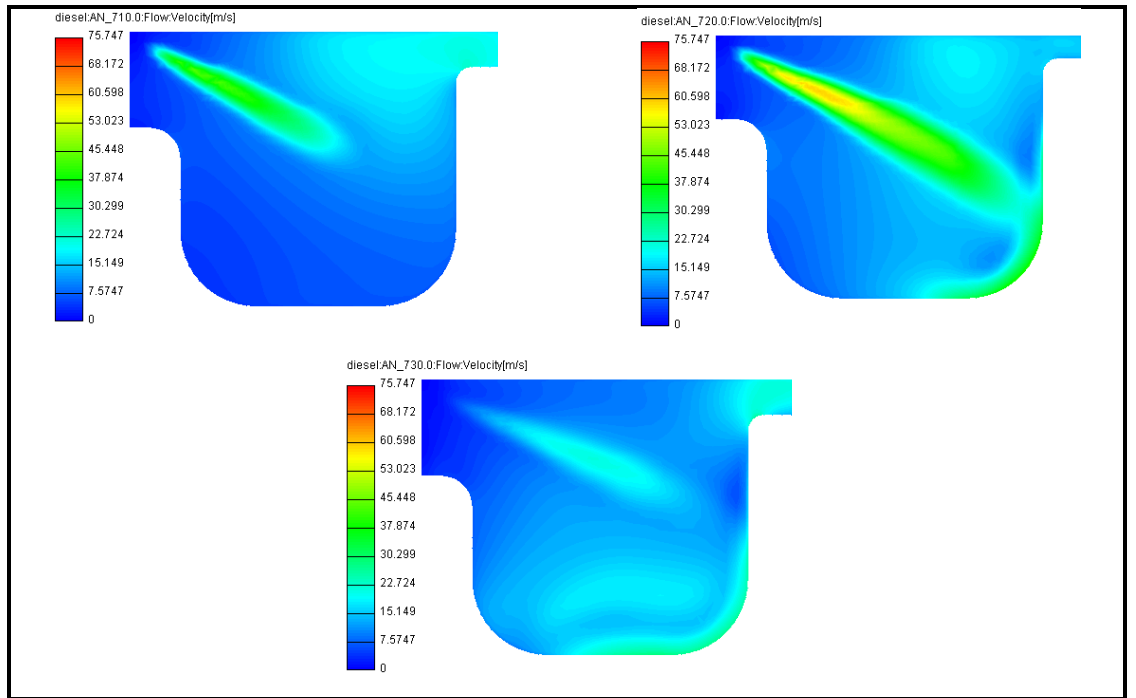
Şekil 3.31 D90E10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi



Şekil 3.32 D80E20 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi



Şekil 3.33 D80E10DEE10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi



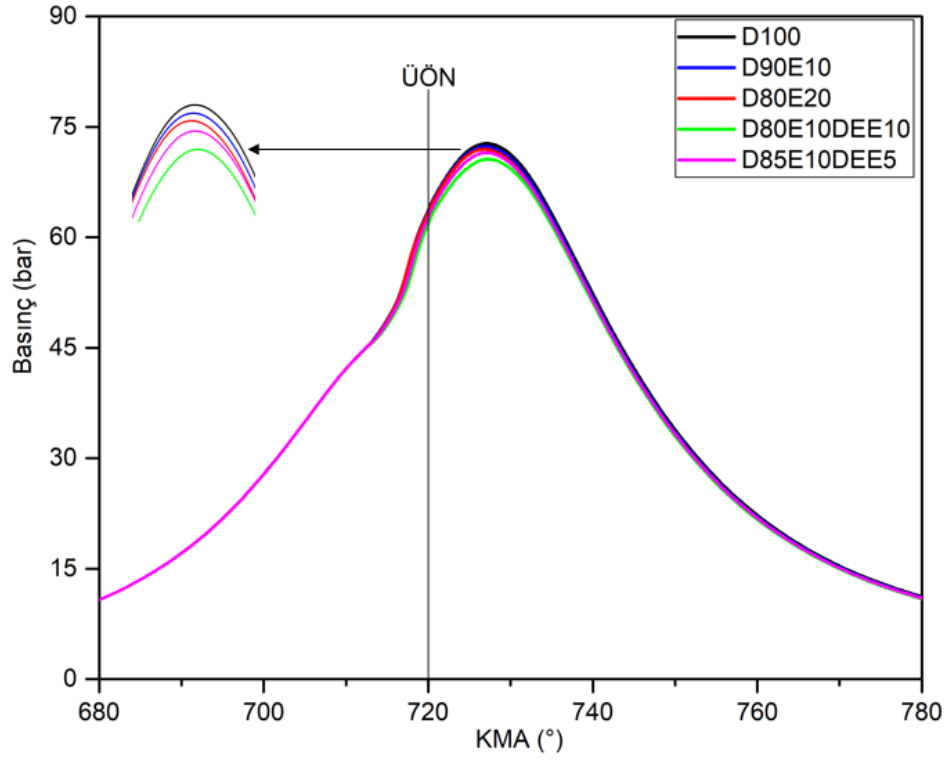
Şekil 3.34 D85E10DEE5 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi

3.5 Motorun 3000 d/d Çalışma Şartlarında Farklı Yakıt Karışımlarının Yanma Üzerindeki Etkisi

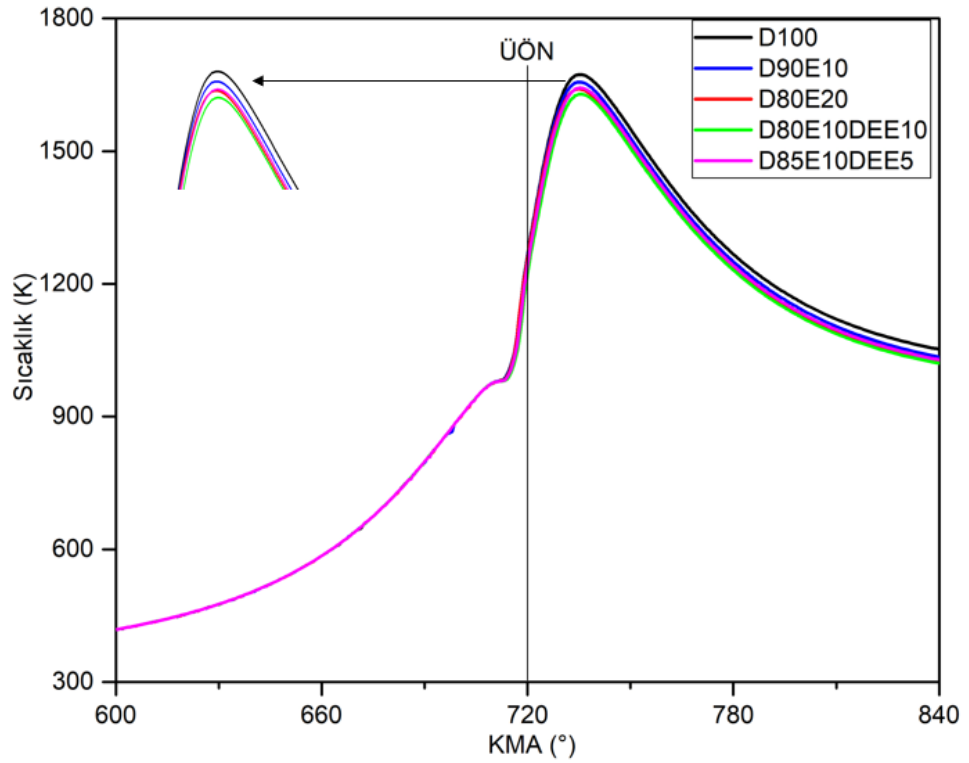
Bu aşamada, motor hızının 3000 d/d olduğu koşullarda beş farklı yakıt karışımına ait yanma ve emisyon analizleri yapılmıştır. Bütün test yakıtları için, motor devir sayının artması ile silindir içi maksimum basınç değerlerinin azaldığı söylenebilir. Devir sayısındaki artış ile yükselen silindir içi akış hareketliliği ve sıcaklıklar, tutuşma gecikmesi sürelerini etkilemiştir. Ayrıca, motor hızı ile artan türbülans hareketliliği de karışım oluşumunu iyileştirerek yakıtların daha kontrollü yanma süreçlerine girmesine katkı sağlamıştır. Bütün bunlar, motorun daha yumuşak ve sessiz çalışmasına neden olabileceği gibi, motor parça ve yataklarına uygulanan ani yüklerin de azalmasına neden olacaktır.

Şekil 3.35’de, silindir içi basıncın krank açısına göre değişimi görülmektedir. Motorun 2000 d/d çalışma şartlarında olduğu gibi 3000 d/d çalışma şartlarında da D100 yakıtına kıyasla karışımlı yakıtlar için silindir içi maksimum basınç değerlerinin azalmasına neden olmuştur. Bu durum, daha önce de bahsedildiği gibi yakıtların sahip oldukları ısı değerlerinin bir göstergesidir. Dizel yakıtı ile kıyaslandığında, D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları için oda içerisinde ki maksimum basınçlarda sırasıyla %0,5, %1, %3 ve %1,7 oranında azalmalar meydana gelmiştir.

Şekil 3.36’da farklı yakıtların kullanıldığı motora ait sıcaklık/krank açısı değişimi görülmektedir. Şekil incelendiğinde, bütün test yakıtları için artan devir sayısı ile birlikte yanma odası sıcaklıkları da bir miktar artmıştır. Motorlarda devir sayısında ki artışlar, püskürtülen fazla yakıt miktarı ile sağlanmaktadır. Bu durum beraberinde sıcaklık artışlarına neden olmaktadır. Etanol ve dietil eter karışımlarının kullanıldığı analizlerde, D100’e kıyasla, maksimum sıcaklıklar bir miktar azalmıştır. Maksimum sıcaklık düşüşleri, D100’e kıyasla, D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları için sırasıyla %1, %2, %3 ve %1,9 oranında gerçekleşmiştir.

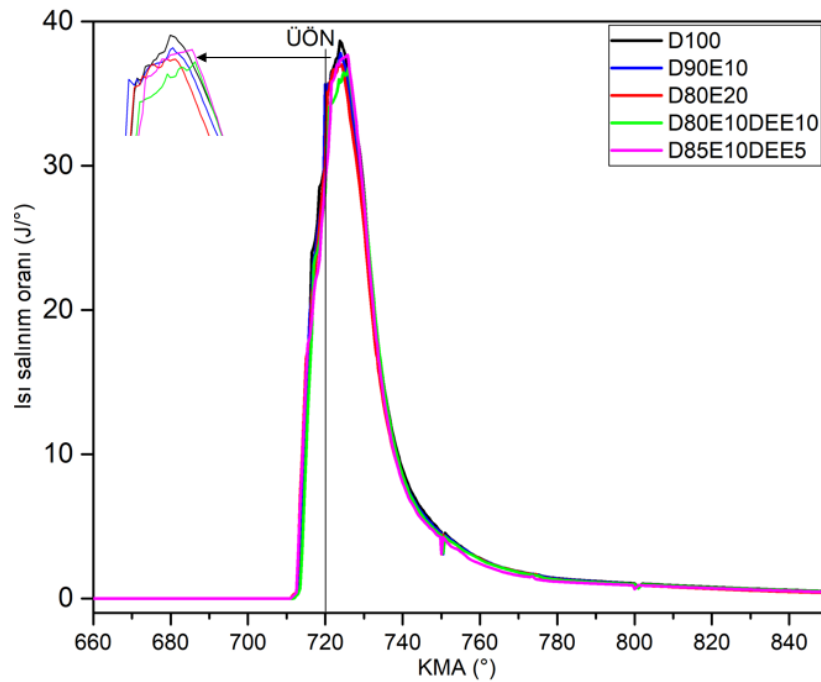


Şekil 3.35 Silindir içi basınç/krank açısı değişimi

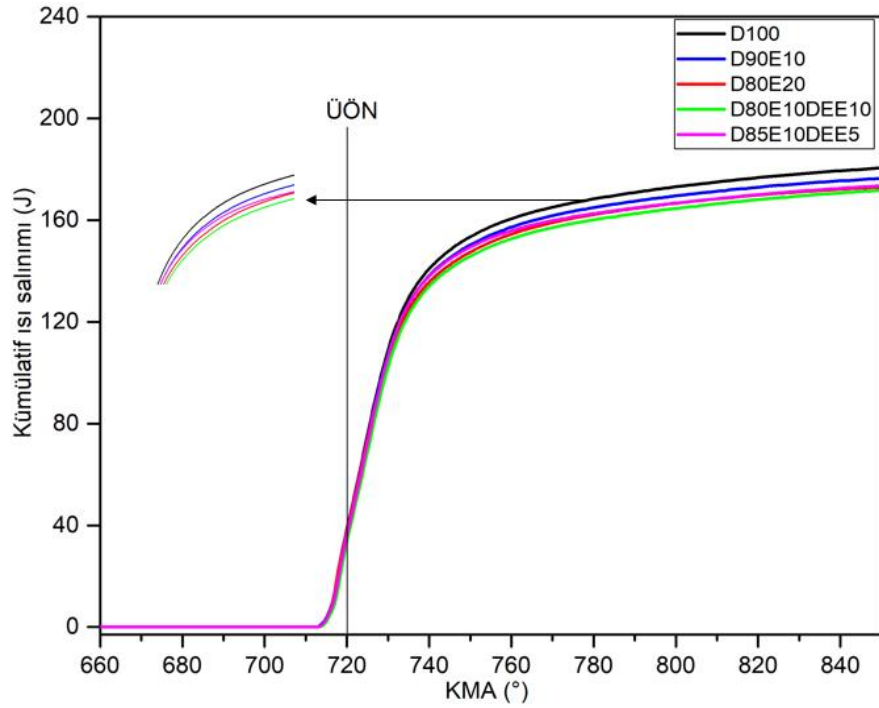


Şekil 3.36 Sıcaklık/krank açısı değişimi

Şekil 3.37 ve Şekil 3.38’de, farklı yakıtların kullanıldığı motorun ısı salınım oranları ve kümülatif ısı salınımlarının krank açısına göre değişimi görülmektedir. Isı salınım oranları ve kümülatif ısı salınım eğrileri incelendiğinde, motorun 2000 d/d çalışmasında olduğu gibi, sonuçların silindir içi basınç ve sıcaklık dağılımları ile paralel geliştiği görülmektedir. D100 yakıtının diğer karışımlı test yakıtlarına kıyasla sahip olduğu yüksek kalorifik değer, silindir içi maksimum basınç ve ısı salınımının artmasına neden olmaktadır. Karışımda etanol oranının artmasıyla birlikte ısı salınımlarının azaldığı görülmektedir. Bu azalma, beraberinde silindir içi sıcaklıklarının da azalmasında neden olmaktadır. D85E10DEE5 ve D80E10DEE10 yakıtlarında DEE ile artan setan sayının, maksimum basınç ve ısı salınım oranlarında bir miktar azalmaya neden olduğu söylenebilir. Artan setan sayısının karışımın tutuşma yeteneğini artırarak tutuşma gecikmesi sürelerinin azalmasına ve dolayısıyla maksimum basınç artışlarının önüne geçtiği söylenebilir. Şekil 3.37’de ki ısı salınım oranları incelendiğinde, en düşük değer D80E10DEE10 karışımlı çalışmada, en yüksek değer ise D100 kullanılan motor çalışmasında olduğu görülmektedir. D100’e kıyasla, maksimum ısı salınım oranındaki azalmalar D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları için sırasıyla %2,36 %4,3, %4,8 ve %4,1 oranında, toplam ısı salınımlarında ise %2,3, %4, %5 ve %3 oranında gerçekleşmiştir.



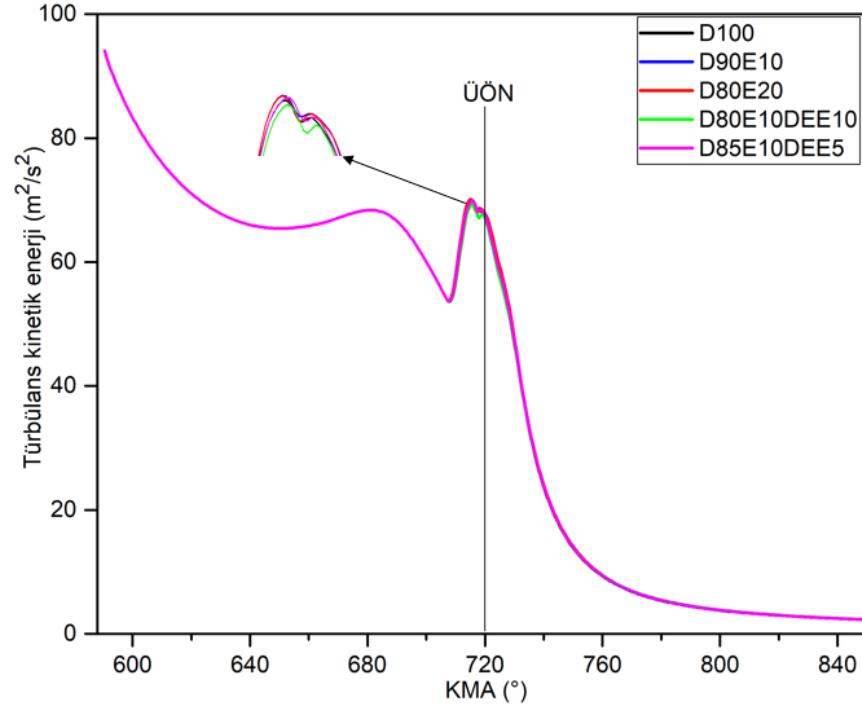
Şekil 3.37 Isı salınım oranı/krank açısı değişimi



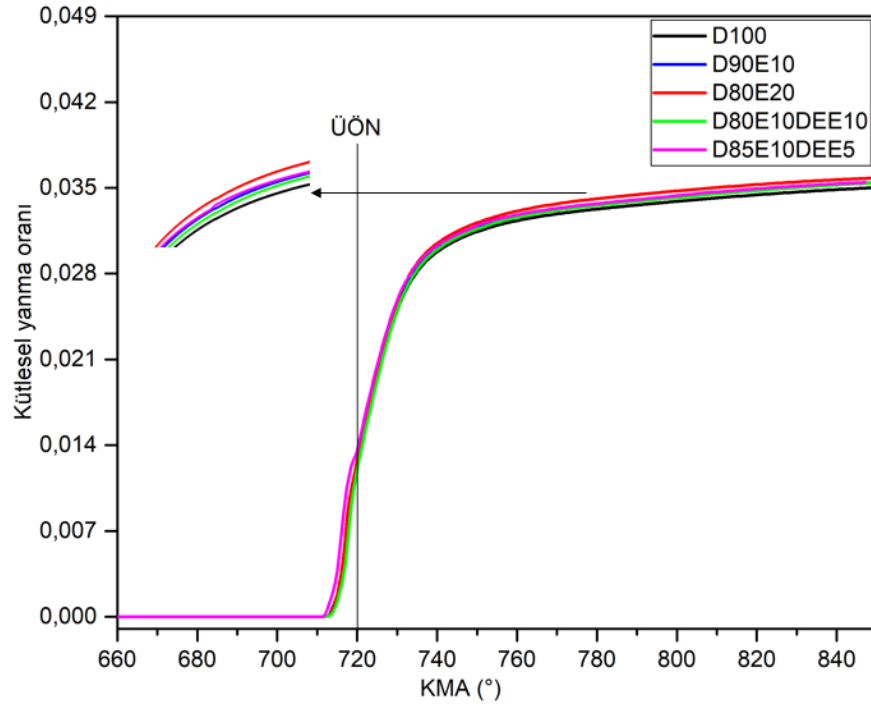
Şekil 3.38 Kümülatif ısı salınımı/krank açısı değişimi

Şekil 3.39’da farklı yakıtların kullanıldığı yanma odasında oluşan türbülans kinetik enerji/ krank açısı değişimi görülmektedir. Motorda artan devir sayısı ve hava hareketliliği, yanma odası içerisindeki karışımın TKE değerinin de artmasına neden olmuştur. Özellikle pistonun ÜÖN’ya doğru hareketi ile birlikte silindir içerisine enjekte edilen yakıt, bu bölgede TKE değerinin tüm test yakıtlarında artmasına neden olmuştur. Yanma olayının gelişmesi ve pistonun AÖN’ya doğru hareketi ile birlikte azalan basınç ve akış hareketliliği TKE değerinin de yine bütün test yakıtlarında azalmasına neden olmuştur. Ayrıca, artan devir sayısının yanma odası içerisinde oluşan TKE değerlerinin önemli bir miktarda artmasına neden olduğu söylenebilir. Şekil 3.39 incelendiğinde, 710° krank mili açısında en yüksek TKE değerinin oluştuğu görülmektedir. Bu noktada, bütün yakıt çalışmaları için sonuçlar birbirlerine çok yakın olsa da D90E10 karışımli çalışmada en yüksek, D80E10DEE10 karışımli çalışmada ise en düşük TKE değerleri elde edilmiştir. Şekil 3.40’da farklı yakıtların kullanıldığı yanma odasında oluşan kütleli yanma oranları/krank açısı değişimleri görülmektedir. Şekil incelendiğinde, dietil eter ve etanol karışımli yakıtların kütleli yanma oranının dizel yakıtına göre yüksek olduğu görülmektedir. Etanol ve DEE yakıtlarının fakir karışımlarda yanması, kütleli yanma oranının artmasına neden olarak gösterilebilir.

D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları kullanılan motorda, D100 yakıtına kıyasla, maksimum kütleli yanma oranlarında sırasıyla %1,2, %2,25, %1,1 ve %1,3 artış görülmüştür.



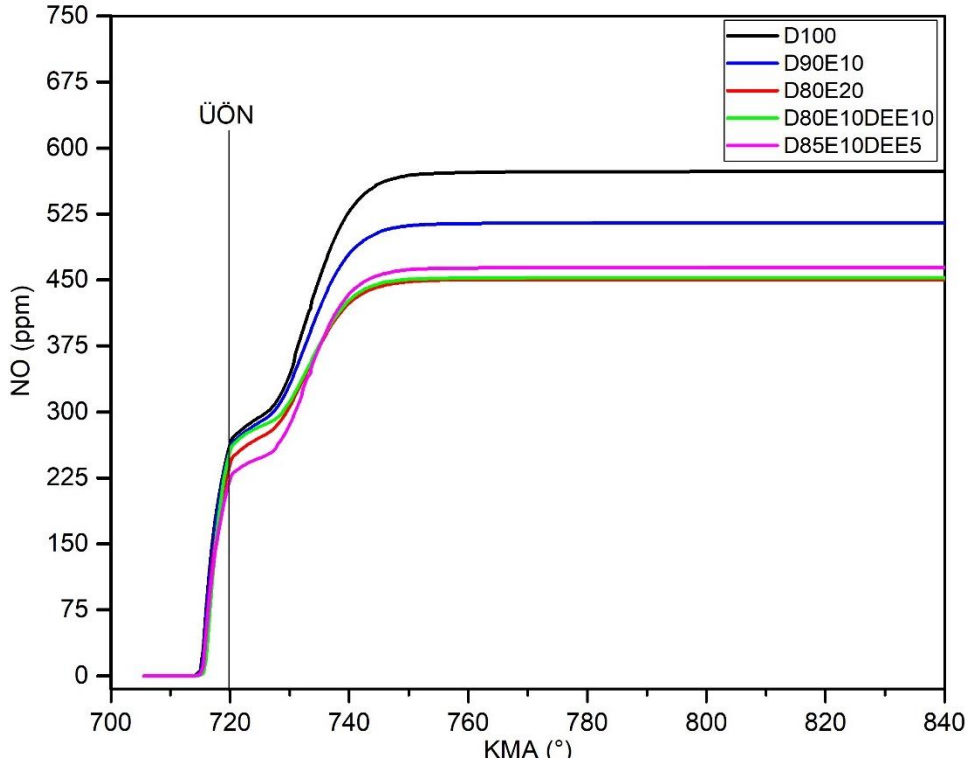
Şekil 3.39 Türbülans kinetik enerji/krank açısı değişimi



Şekil 3.40 Kütleli yanma oranı/krank açısı değişimi

Şekil 3.41’de, motorun 3000 d/d çalışma şartları için, farklı test yakıtları kullanılan motorda oluşan NO salınımlarının krank açısına göre değişimi görülmektedir. Motorda artan devir sayısı ile birlikte birim zamanda yanma odasına enjekte edilen yakıt miktarının artması, silindir içi sıcaklıklarda artışlara neden olur. Bu sıcaklık artışları, NO oluşumunda etkili olan zincir reaksiyonların tetiklenmesi ile sonuçlanır. Nitekim motorda artan devir sayısı ile bütün test yakıtları için NO salınımları daha fazla gerçekleşmiştir. Her ne kadar devir sayısı ile NO emisyonları artış gösterse de 2000 d/d çalışma şartlarında olduğu gibi, motorun 3000 d/d çalışma şartları için de karışım yakıtlarında daha düşük NO emisyonları meydana gelmiştir.

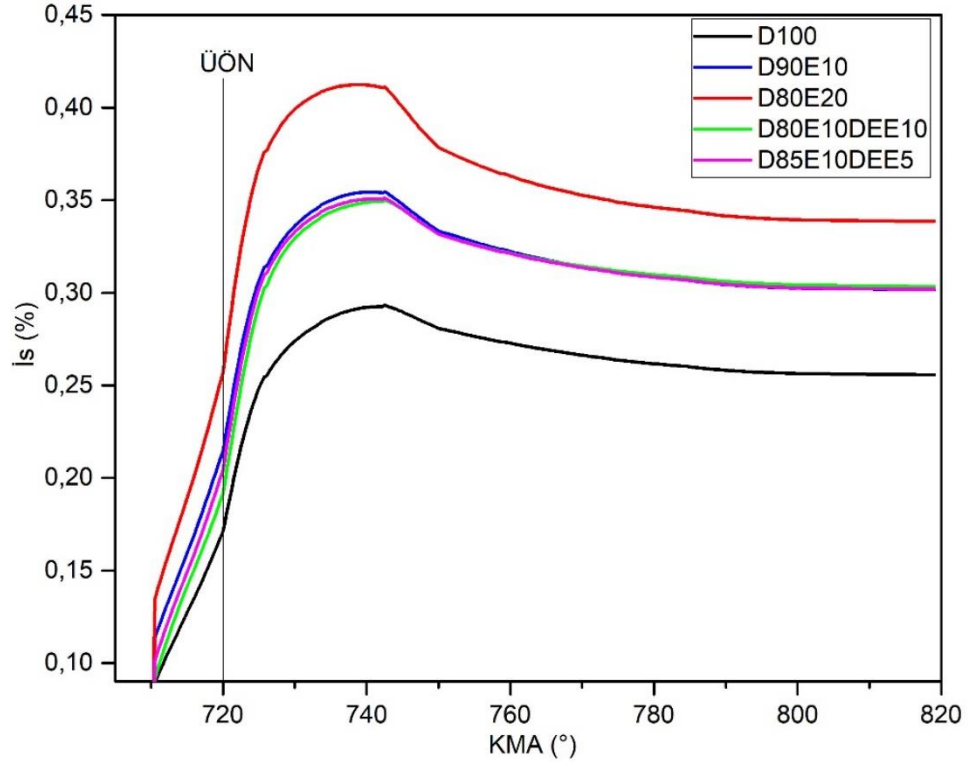
Şekil 3.41’de en düşük NO değeri incelendiğinde, D80E20 karışımlı yakıt çalışmasında meydana geldiği görülmektedir. Referans dizel yakıtına kıyasla, bütün test yakıtlarının kullanıldığı çalışmalarda NO miktarı azalmıştır. Bu durum, özellikle karışım yakıtlarının D100 yakıtına kıyasla sahip oldukları düşük kalorifik değer ve dolayısıyla oluşan düşük yanma sonu sıcaklıklarının bir sonucu olarak düşünülmektedir. Bunun yanı sıra, etanol ve dietil eter yakıtlarının dizel yakıtına kıyasla sahip oldukları yüksek buharlaşma gizli ısılarından dolayı yanma sıcaklıklarının düşük olması da, NO emisyonları üzerinde önemli bir etken olarak düşünülmektedir. D100 yakıtına kıyasla, maksimum NO emisyon değerlerinde D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları için sırasıyla %10, %21, %20 ve %16 oranlarında bir azalma meydana gelmiştir.



Şekil 3.41 NO emisyonu/krank açısı değişimi

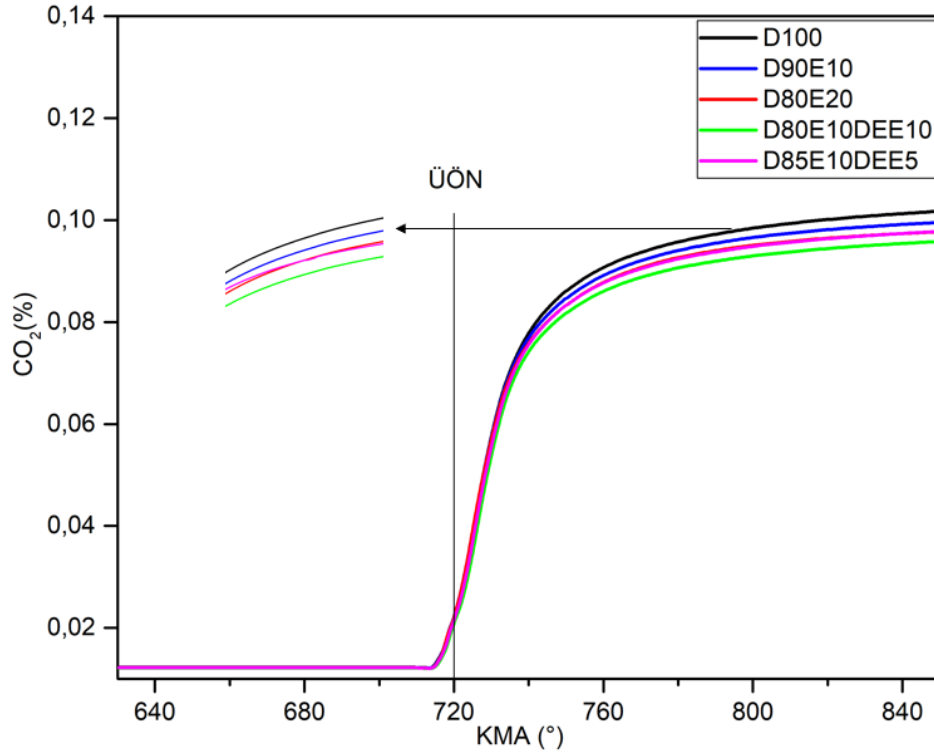
Silindir içi sıcaklık, yakıt türü, yanma süresi gibi birçok parametreye bağlı olarak is oluşumları değişiklik göstermektedir. Motor devir sayısının artışına paralel olarak tüm test yakıtları için is emisyon oluşumunda bir artış eğiliminin olduğu söylenebilir. Şekil 3.42’de farklı yakıtların kullanıldığı motora ait, is emisyonlarının krank açısına göre değişimi görülmektedir. Grafik incelendiğinde motorda oluşan en yüksek is değeri, D80E20 çalışmasında, en düşük değer ise D100 yakıtı kullanılan motor çalışmasında elde edilmiştir. Motorine kıyasla, etanol yakıtın yanması için daha az hava gereksinimine ihtiyacın olduğu bilinmektedir. Ancak, etanol karışımlı yakıtların sahip oldukları düşük kalorifik değerinin bir sonucu olarak, yanma sonu sıcaklıkları da düşmektedir. Bu sonuç hem NO emisyonlarına hem de püskürtme/sıcaklık dağılımlarına yansımıştır. Etanol karışımlı yakıtların motorda yanma sonu sıcaklıklarını düşürmesi, yakıtın buharlaşma yeteneğini azaltması ve düşük tutuşma yeteneği gibi sebeplerinden dolayı, C atomlarının oksidasyonunu zorlaştırmış ve partikül madde emisyonunu arttırmıştır. 3000 d/d çalışma şartları için, DEE katkısı ile setan sayısı artırılan karışımlarda, is oluşumunun büyük bir oranda önüne geçildiği tekrardan söylenebilir. Karışım içerisinde etanol oranının artışına paralel olarak is

emisyonlarında bir artış görülmektedir. Bu sonuç, etanolün dizel motorları için belirli oranda kullanımının daha uygun olabileceğini göstermektedir. D100 yakıtına kıyasla, is emisyonlarında D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları için sırasıyla %12, %25, %7 ve %5 oranında artmıştır.



Şekil 3.42 Is emisyonu/krank açısı değişimi

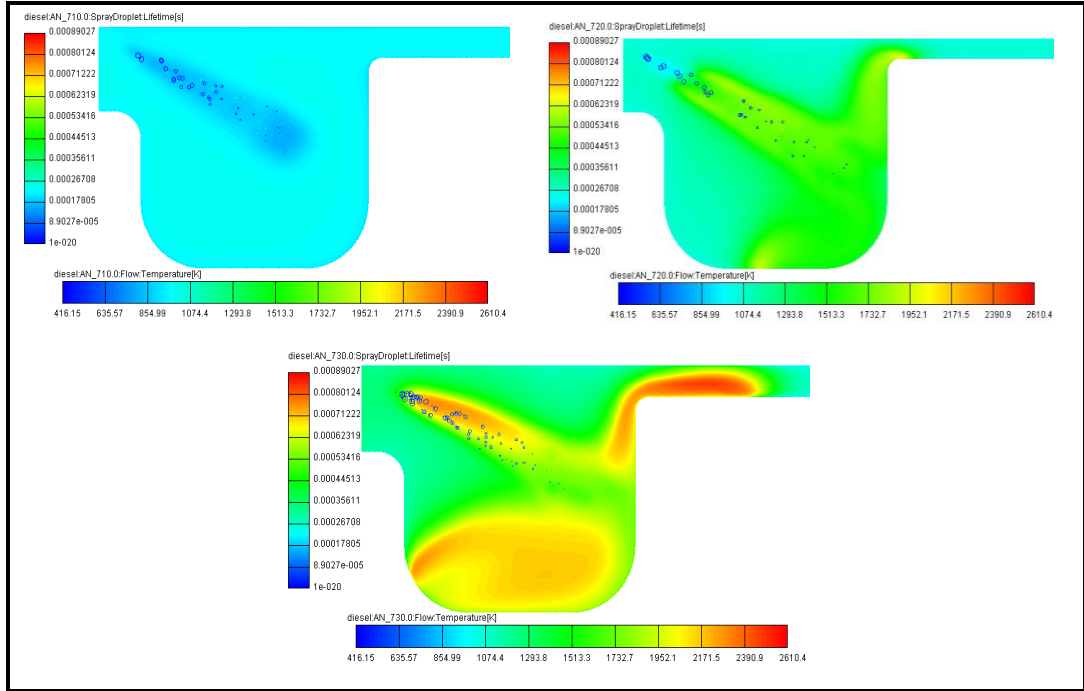
Şekil 3.43'de, farklı yakıtların kullanıldığı motorda oluşan CO₂ emisyonlarının krank açısına göre değişimi görülmektedir. Tam yanma ürünü olan CO₂, motorun 3000 d/d çalışma şartlarında bütün yakıtlar için birbirlerine yakın değerlerde oluşmuştur. Motorine kıyasla, etanol ve dietil eterin kimyasal yapısında daha az C atomlarını ihtiva etmesi, bu yakıtların yanması sonunda karbonlu bileşiklerin oluşma ihtimalini azaltır. D100 yakıtına kıyasla, D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtları kullanılan motorda oluşan maksimum CO₂ emisyon değerleri sırasıyla %1, %2,5, %4 ve %2,7 azalmıştır.



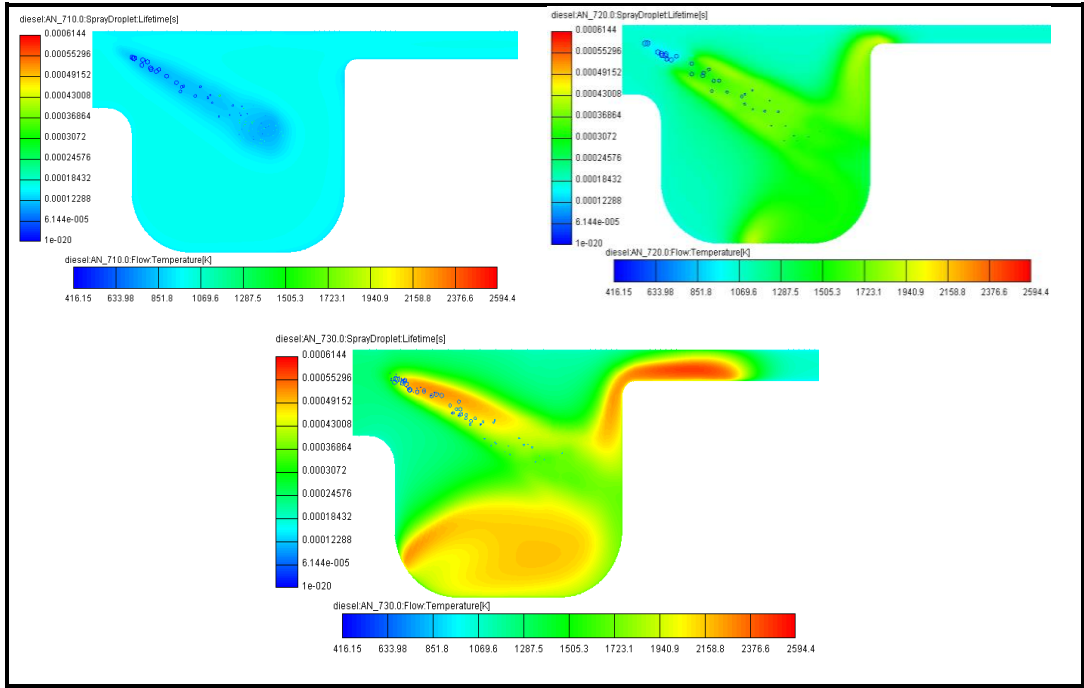
Şekil 3.43 CO₂ emisyonlarının/krank açısına göre değişimi

Şekil 3.44, Şekil 3.45, Şekil 3.46, Şekil 3.47 ve Şekil 3.48'de sırasıyla D100, D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 yakıtlarının kullanıldığı 3000 d/d çalışma şartları için yanma odası içerisinde oluşan püskürtme/sıcaklık dağılımları görülmektedir. 2000 d/d çalışma şartlarında olduğu gibi, 3000 d/d çalışma şartlarında da bütün test yakıt yakıtları için, yakıt jetinin yanma odası içerisindeki ilerleyişine ve yanmanın gelişimine bağlı olarak yerel sıcaklıkların yanma odası cidar bölgelerinde yoğunlaştığı görülmektedir. Devir sayısındaki artış ile birlikte bütün test yakıtlarının kullanıldığı çalışmalarda, yanma odası sıcaklıklarının bir miktar arttığı görülmektedir. Maksimum sıcaklık, D100 yakıtının kullanıldığı yanma odasında oluşmuştur. Bu durum D100 yakıtının, etanol ve dietil eter karışım yakıtlarına kıyasla sahip olduğu yüksek kalorifik değerin bir sonucu olarak değerlendirilmektedir. Daha öncede değinildiği gibi etanol ve DEE katkılarının, motorine kıyasla sahip olduğu yüksek buharlaşma gizli ısısının yanma odası sıcaklıklarının bir miktar azalmasında etkili olduğu söylenebilir. Nitekim bütün püskürtme/sıcaklık dağılımları incelendiğinde, sıvı+buhar penetrasyon alanı çevresinde, D100 çalışmasında daha yüksek sıcaklıklar oluşmuştur. Aynı şekilde D100, D90E10 ve D80E20 yakıtları kendi içerisinde

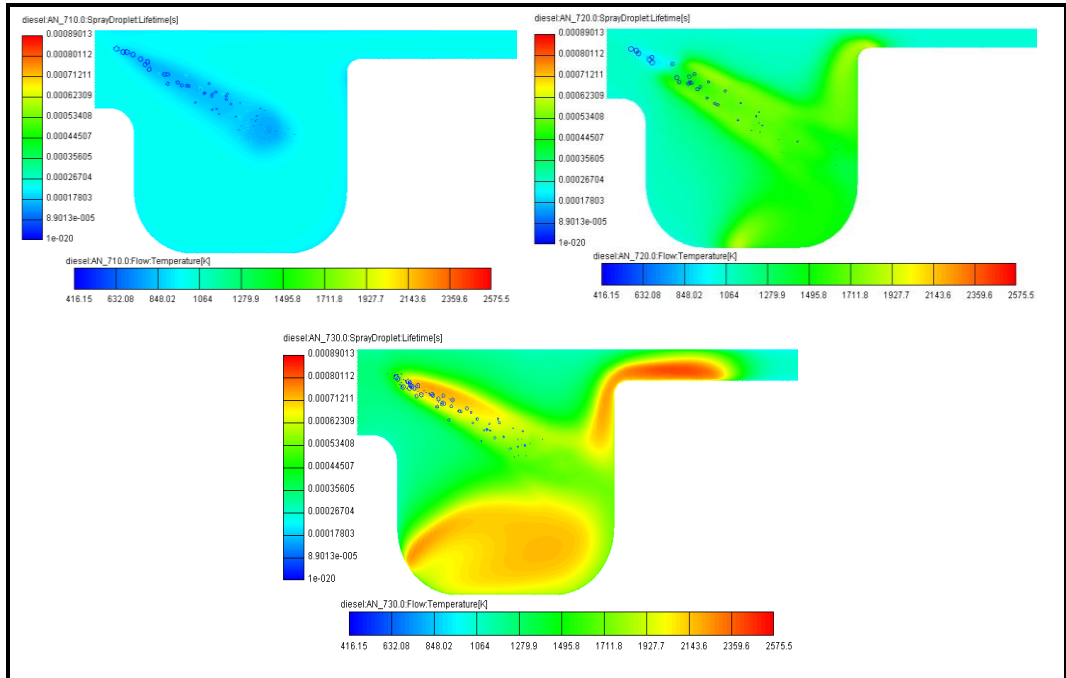
kıyaslandığında, özellikle D80E20 çalışmasında yakıt zerreciklerinin yanma odası içerisinde daha uzun süre varlığını devam ettirdiği görülmektedir. Şekil 3.47 ve Şekil 3.48 incelendiğinde, sıvı + buhar penetrasyonu boyunca yoğun püskürtme rejim bölgesinin diğer test yakıtlarına kıyasla daha da kısaldığı ve yakıt damlacıklarının daha da küçüldüğü görülmektedir. DEE karışımli yakıt çalışmaları, sıcaklık düşüşünün 2000 d/d çalışmasına kıyasla daha belirgin olduğu görülmektedir. DEE yakıt oranının arttığı karışım yakıtlarının yükselen setan sayısının bir fonksiyonu olarak yanma işleminin daha kısa sürede tamamlandığı ve sonucunda maksimum yanma sonu sıcaklığının düşerek, bunun da daha düşük NO_x konsantrasyonlarına neden olduğu değerlendirilmektedir.



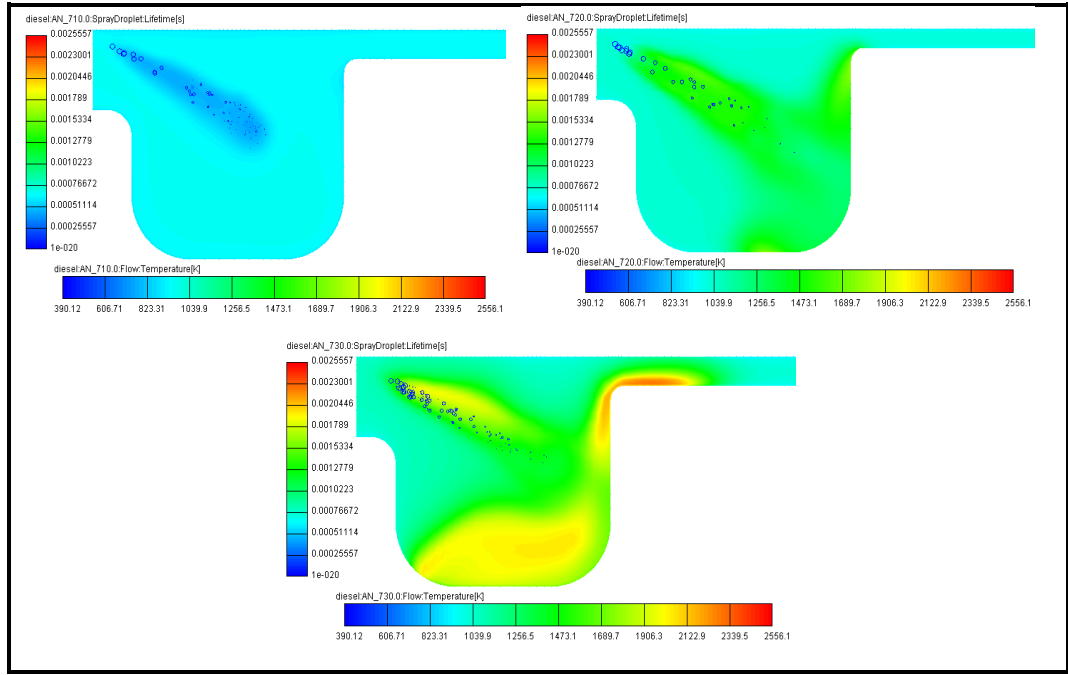
Şekil 3.44 D100 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı



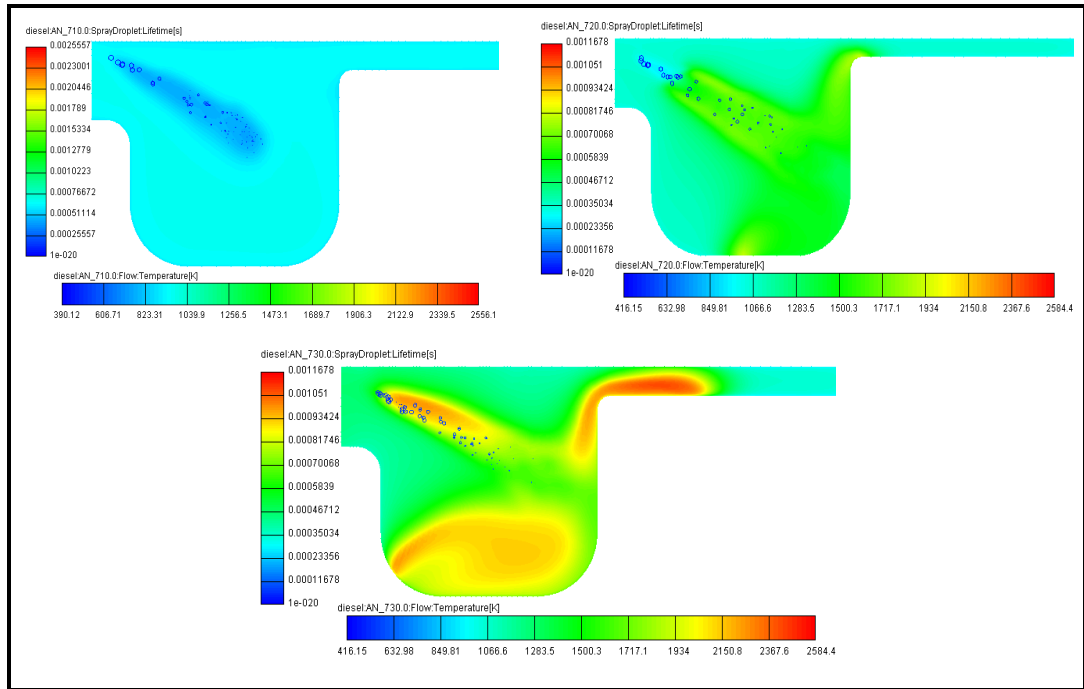
Şekil 3.45 D90E10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı



Şekil 3.46 D80E20 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı

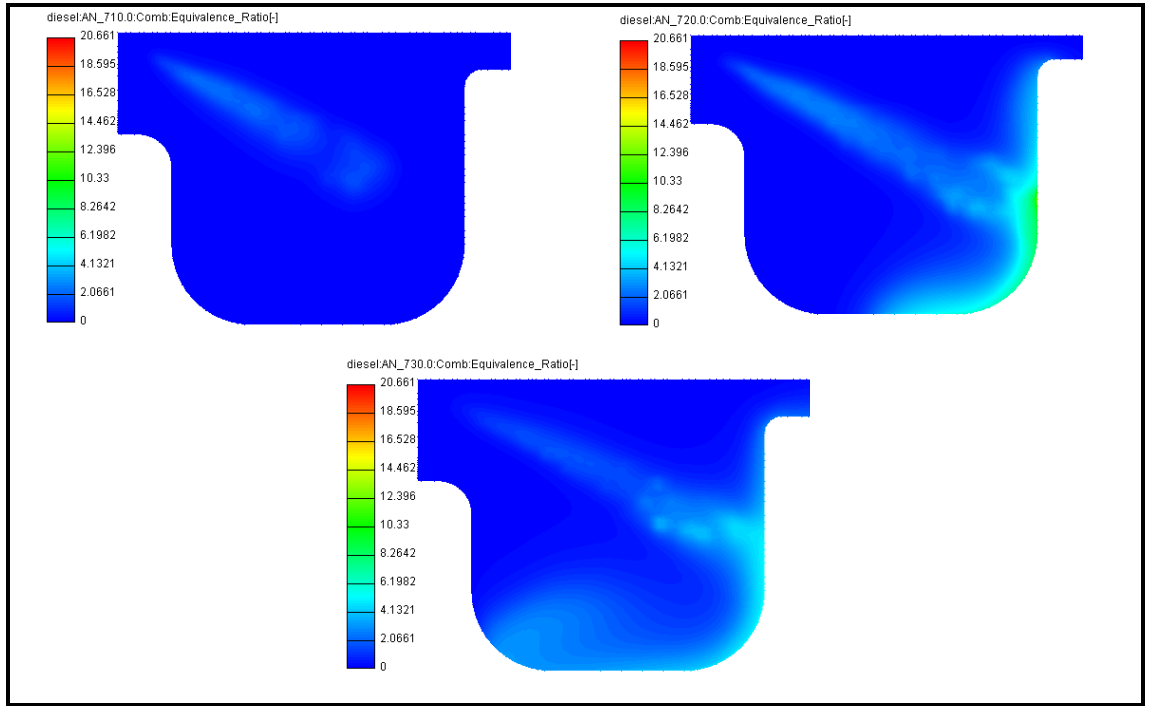


Şekil 3.47 D80E10DEE10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı

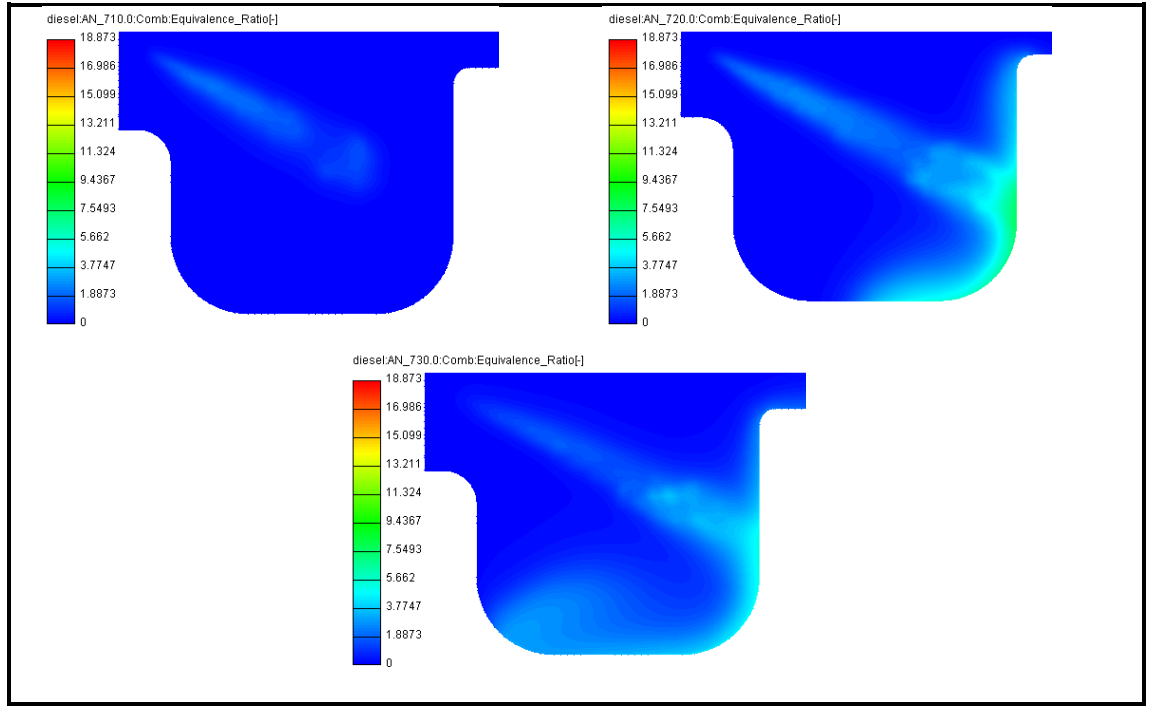


Şekil 3.48 D85E10DEE5 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki püskürtme/sıcaklık dağılımı

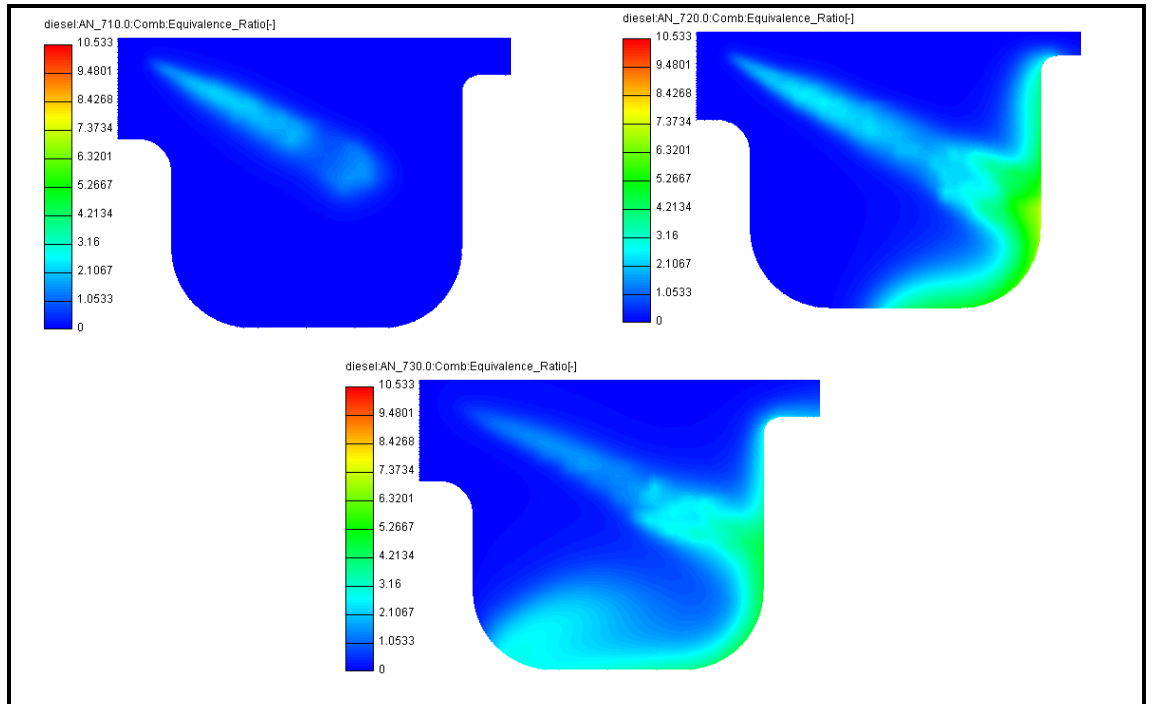
Motor hızının 3000 d/d olması durumunda, Şekil 3.49, Şekil 3.50, Şekil 3.51, Şekil 3.52 ve Şekil 3.53’de sırasıyla D100, D90E10, D80E20, D80E10DEE10 ve D85E10DEE5 kullanılan motora ait silindir içi ekivalans dağılımı görülmektedir. Burada, ekivalans oranlarının 2000 d/d çalışma şartlarına kıyasla arttığı görülmektedir. Motorda devir sayısındaki artışa paralel olarak artan yakıt tüketimi ekivalans değerinin artışına neden olmaktadır. Sonuçların 2000 d/d motor çalışmasında olduğu gibi krank açısındaki ilerlemeye paralel olarak geliştiği söylenilebilir. Etanol-motorin karışımı motor çalışmaları en düşük ekivalans değerleri elde edilmiştir. Bu karışımlara DEE katılması ile birlikte bir miktar ekivalans oranlarının yükseldiği söylenebilir. D100 yakıtına kıyasla hem etanol hem de DEE içeren karışımı yakıtlar ekivalans oranlarının azalmasına neden olmaktadır.



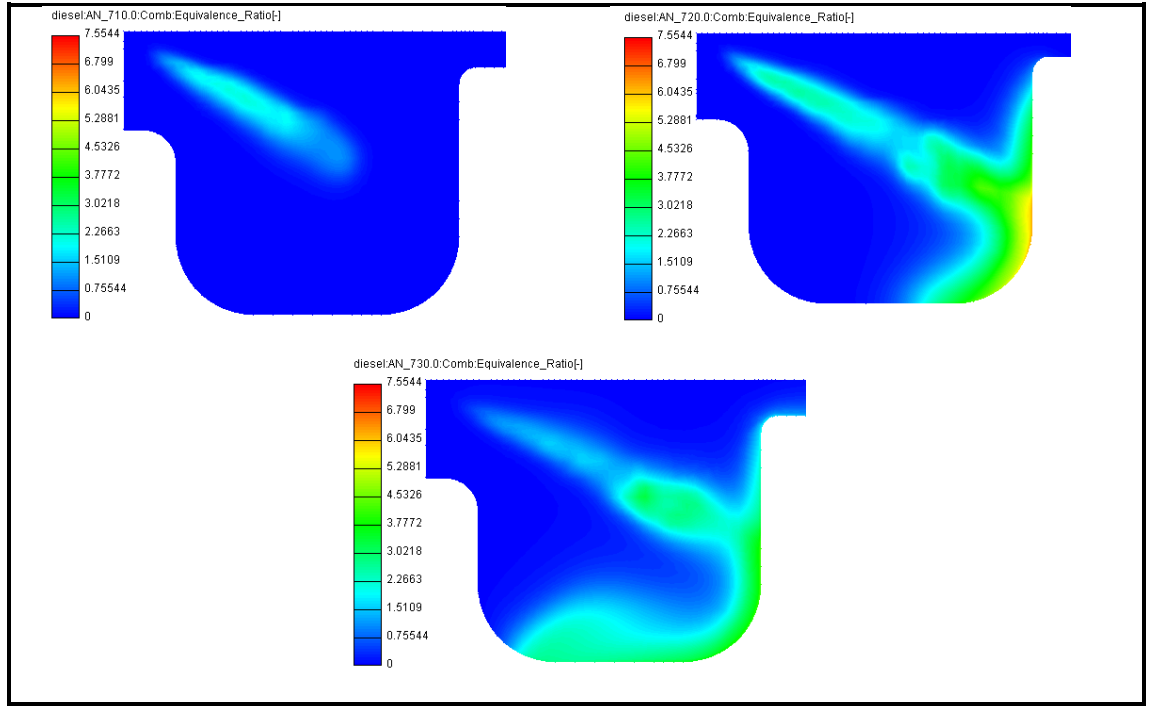
Şekil 3.49 D100 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı



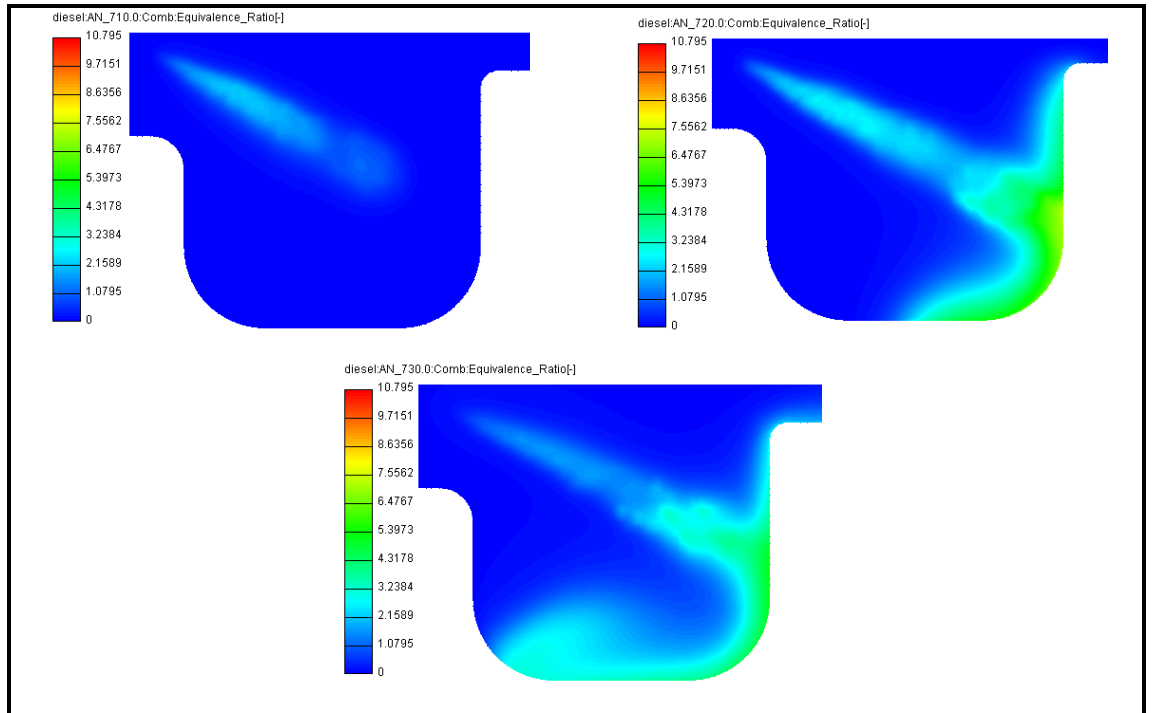
Şekil 3.50 D90E10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı



Şekil 3.51 D80E20 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı



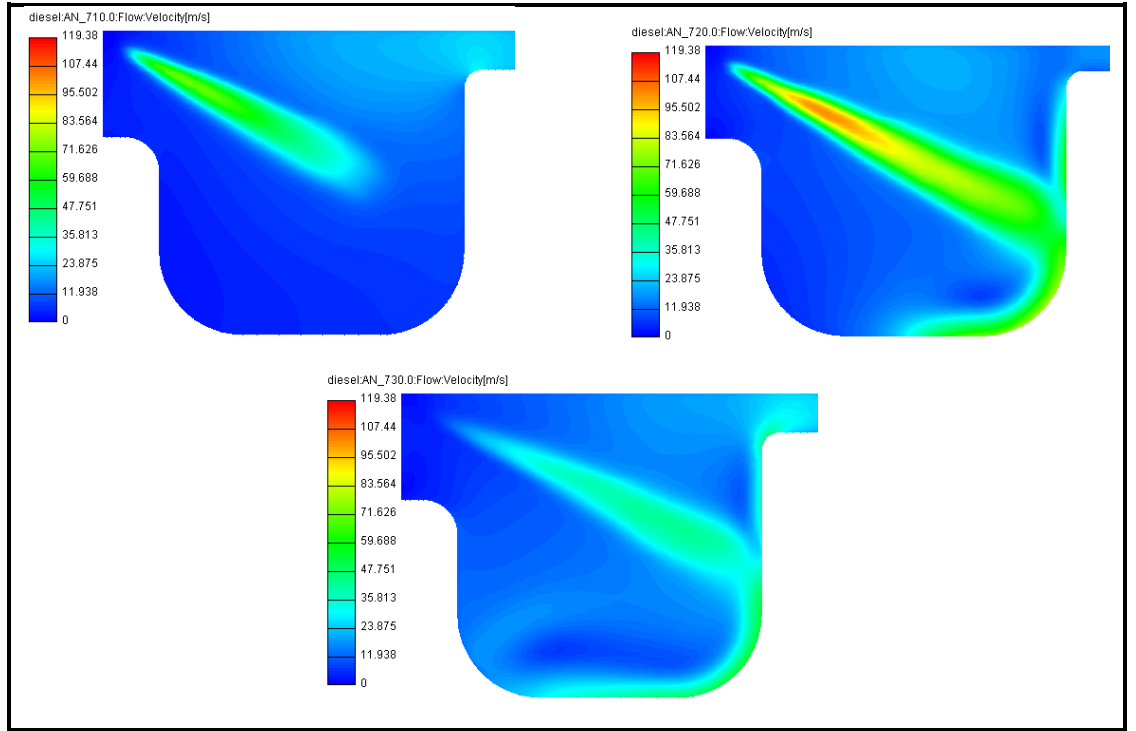
Şekil 3.52 D80E10DEE10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı



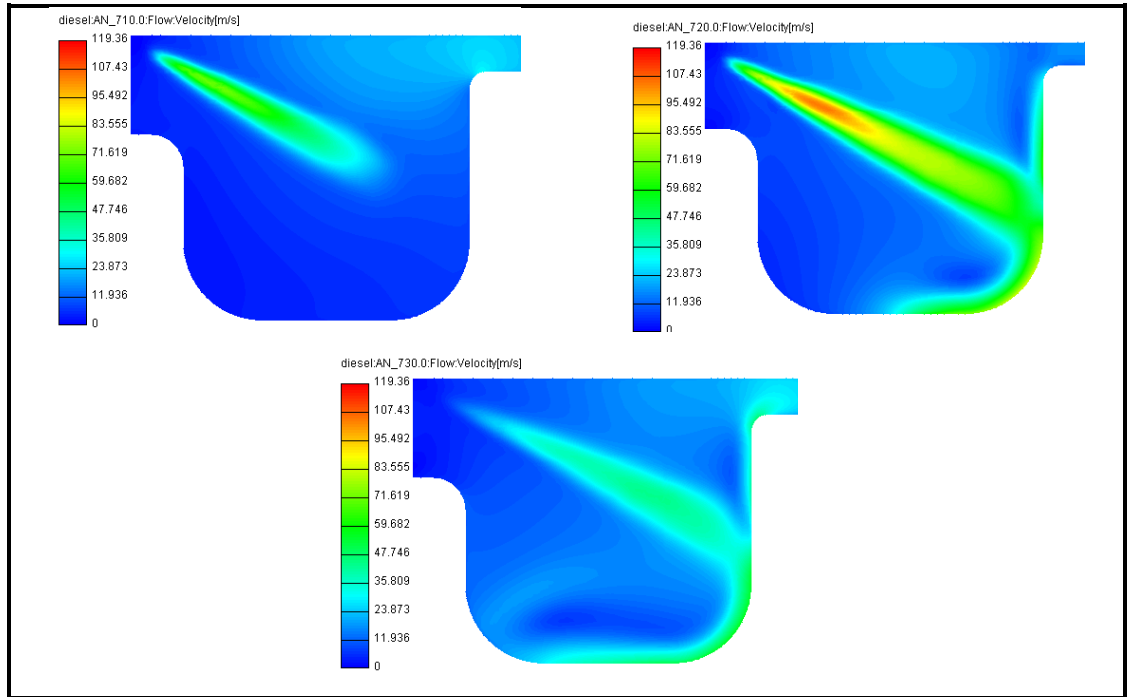
Şekil 3.53 D85E10DEE5 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki ekivalans oranı

Şekil 3.54, Şekil 3.55, Şekil 3.56, Şekil 3.57 ve Şekil 3.58’da beş farklı karışım için farklı krank açılarında, oluşan hız dağılımları görülmektedir. 730° krank açısında bütün test sonuçları için, yanma odasına yakıt enjeksiyonunun tamamen sonlandığı ve buna bağlı olarak radyal akış hızlarının bir miktar azaldığı görülmektedir. 720° krank açısında, akış hızının diğer açılara kıyasla maksimum olduğu görülmektedir. Motorlarda devir sayısındaki artış, silindir içine alınan havanın squish (sıkışma) hareketleri ve swirl oranlarının artmasına neden olur. Bunun yanı sıra artan devir sayısı ile paralel olarak silindir içerisine püskürtülen yakıt miktarı da artar. Böylece hem devir sayısı hem de piston hareketine bağlı olarak havanın ve yakıtın hız dağılımları artar. Aynı zamanda devir artışı birim zamanda daha fazla yakıt kütlesinin yanma odasına transferi anlamına gelir. Dolayısıyla, bütün test yakıtlarında motor devir sayısındaki artışa paralel olarak yanma odası içerisindeki akışkanın hızı da artmıştır.

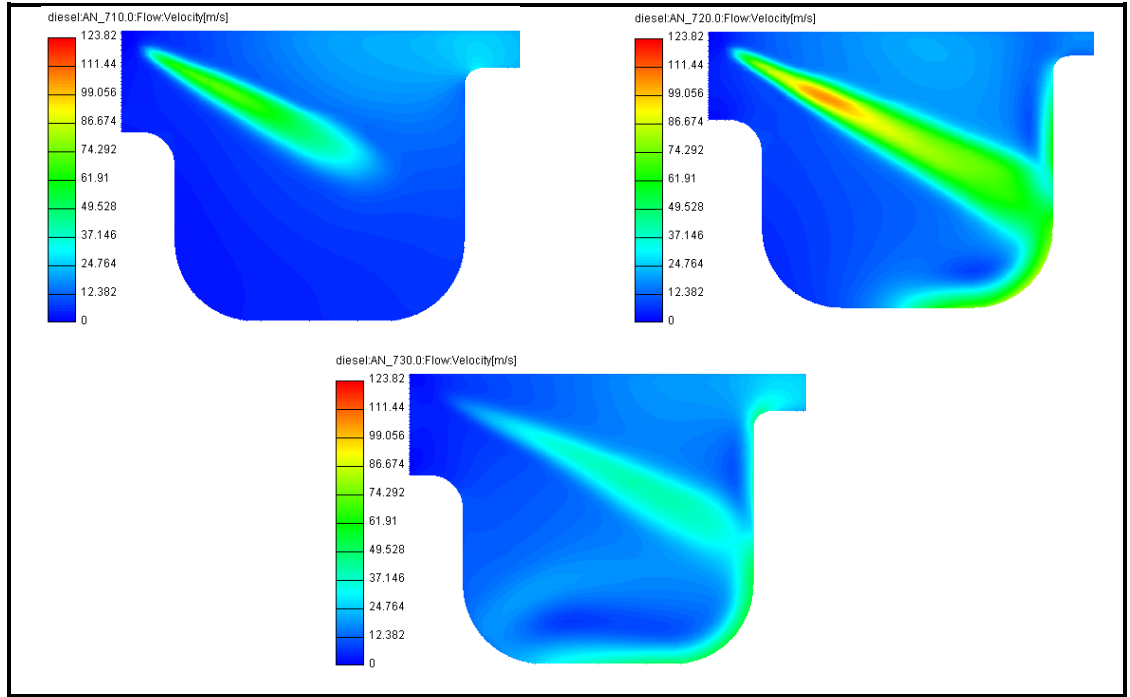
Yanma odasına püskürtülen yakıtın sahip olduğu hız gradiyenti, viskozitesi, yüzey gerilmesi, damlacık boyutu ve sayısı, buharlaşma derecesi ve yanma odasındaki diğer faktörlere (sıcaklık, basınç hava akış hareketliliği vb.) bağlı olarak değişir. 3000 d/d çalışma şartları için, D100 yakıtına ilave edilen etanol oranına bağlı olarak çok azda olsa akış hızında bir artış dikkat çekmektedir. Diğer taraftan karışım yakıtlarına DEE katkısının ilave edilmesine paralel olarak ise akış hızında bir azalma söz konusudur. Özellikle bu azalma, D80E10DEE10 karışımlı çalışmada daha belirgin olmuştur. Bilindiği gibi bir yakıtın yoğunluk, yüzey gerilimi ve viskozitesinin püskürtme dinamiği üzerinde önemli etkileri bulunmaktadır. Burada bütün test yakıtları için sıvı + buhar etkileşiminin yakıt hız dağılımlarında etki olduğu düşünülmektedir. Etanolün her ne kadar motorine kıyasla daha düşük yoğunluğa ve viskoziteye sahip olduğu bilinse de motorinin kolay buharlaşma kabiliyeti ile küçük damlacıklar halinde parçalanması, akış hızını ve ataletini düşürmüştür. Bu yaklaşımı, karışıma DEE katılması ile oluşan hız dağılımları grafikleri desteklemektedir. Nitekim DEE ilave edilen karışım yakıtlarında ki akış hız dağılımları incelendiğinde, diğer yakıt karışımlarına kıyasla bir düşüş görülmektedir.



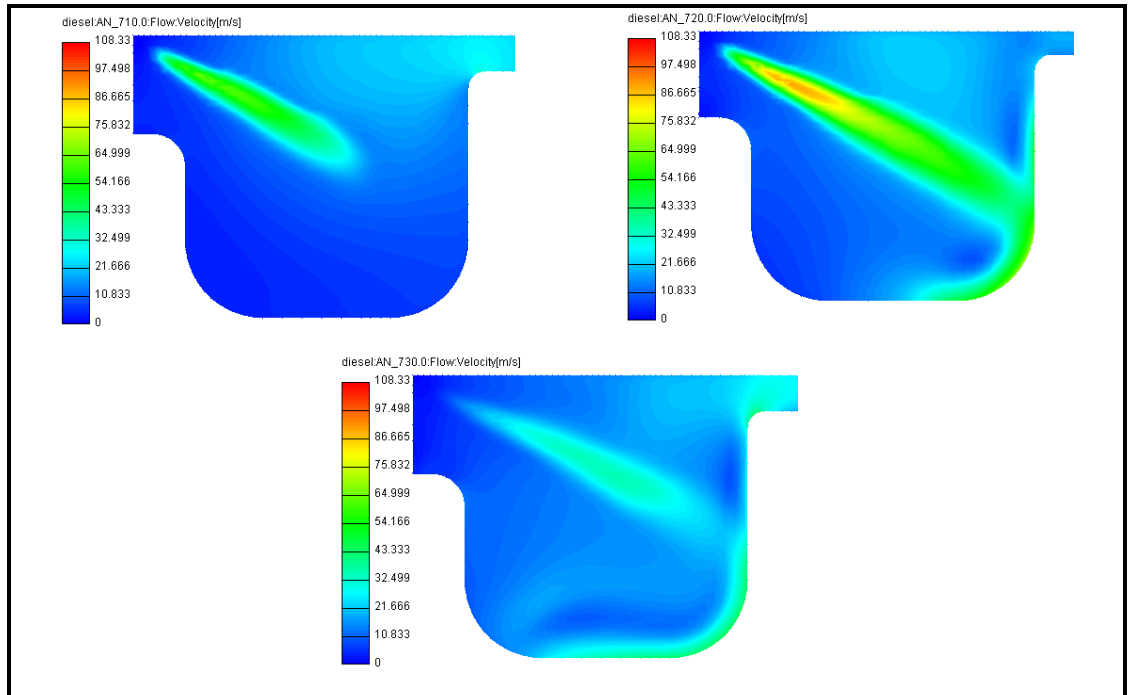
Şekil 3.54 D100 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi



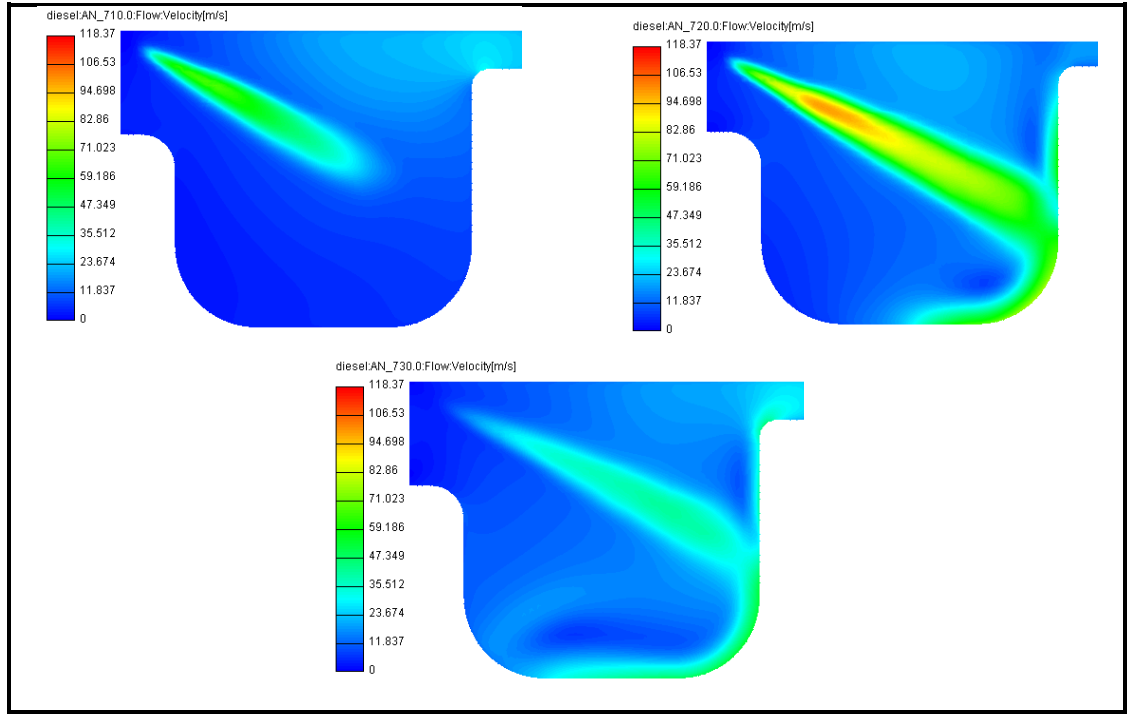
Şekil 3.55 D90E10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi



Şekil 3.56 D80E20 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi



Şekil 3.57 D80E10DEE10 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi



Şekil 3.58 D85E10DEE5 yakıtı kullanılan yanma odasına ait 710°, 720° ve 730° krank açılarındaki hız değişimi

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu tez çalışmasında, hem deneysel çalışma hem de sayısal çalışmalarda tek silindirli Antor 3 LD 510 dizel motoru referans alınmıştır. Temel amaç referans alınan dizel motorun yanma sürecini kapsamlı olarak incelemektir. Deneysel çalışma, sayısal çalışmanın gerçeğe yakın değerler vermesi açısından yalnızca dizel yakıtı için yapılmıştır. Sayısal çalışma ise AVL-FIRE ticari yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Püskürtmenin başlangıcından yanma olayına kadar olan süreçte, krank mili açısı ve püskürtme açısı dahil birçok nokta için simülasyon yapılmıştır. Bu çalışmada temel olarak püskürtme, yanma süreci ve emisyon oluşumları gözlemlenmiştir. Çalışmadan elde edilen bulgular doğrultusunda, sonuçlar aşağıdaki gibi maddeler halinde özetlenebilir.

- Nümerik çalışmada, mesh yapısı, hücre sayısı ve püskürtme açısı parametrelerinin yanma olayını doğrudan etkilediği yapılan analizlerde görülmüştür. Ayrıca bu parametrelerin optimum değerde seçilmesi deneysel çalışmalara yakın değerler vermesi açısından son derece önemlidir.
- AVL FIRE yazılımı kullanılarak yapılan analiz sonuçlarının deneysel sonuçlarla birbirine yakın ve tutarlı olduğu görülmüş ve bu yazılımın doğruluk ve geçerlilik oranının oldukça yüksek olduğu ortaya konulmuştur.
- D100 yakıtına ilave edilen etanol ve dietil eter yakıtları, silindir içi maksimum basınç, sıcaklık ve ısı salınımlarında azalmaya neden olmuştur. D80E10DEE10 yakıt çalışmasında, diğer yakıtlara kıyasla, en düşük silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı salınımları elde edilmiştir.
- Dizel/etanol karışımli yakıtlara ilave edilen dietil eter, NO ve CO₂ emisyonların da azalmaya neden olmaktadır.
- Dizel/etanol karışımlarında etanolün artan oranı, NO ve CO₂ emisyonlarında azalmaya, is emisyonlarında ise artışa neden olmaktadır.
- Bu çalışmada dietil eter ve etanol karışımları için belirlenen oranların, yanma ve püskürtme dinamiği açısından olumsuz bir etkisi tespit edilememiştir.

5. ÖNERİLER

Sayısal çalışmaların deneysel çalışmalara göre daha maliyetli ve çalışma alanlarının daha elverişli olması ayrıca deneysel sonuçlara yakın değerler vermesi açısından tercih edilmektedir. Bu çalışmada, uluslararası geçerliliği kabul edilen ve özellikle içten yanmalı motorlar için kullanılan AVL-FIRE yazılımı kullanılarak farklı yakıtlar için daha kapsamlı yanma ve püskürtme analizleri yapılabilir. Analizler neticesinde yanmanın iyileştirilmesine katkı sağlayan ve en iyi performans gösteren yakıtlar seçilip farklı çalışmalara konu olabilir.

Etanol ve bir türevi olan dietil eterin içten yanmalı motorlarda yapısal olarak büyük değişikliklere gerek duyulmadan kullanılabilmesi birçok çalışmada mevcuttur. Belirli oranlarda kullanımları, yanmayı iyileştirdiği ve emisyon değerlerinin düşürdüğü gözlemlenmiştir. Bundan sonraki yapılacak çalışmalarda etanol ve dietil eter katkısının, uzun süreli dayanım testleri için motorda aşınma ve yağ katkı maddelerinin analizi üzerindeki etkisinin incelenmesi gerektiği düşünülmektedir.

Etanol bitkisel kökenli yakıtlardan elde edilmesi açısından petrol türevi yakıtlara, alternatif olarak üretilebilir, tarım ve ekonomiye katkıda bulunması bakımından farklı bitkilerden üretimi artırılmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] **Sezer İ.** (2017) Dizel yaktına etanol ve dietil eter katılmasının motor performansı ve emisyonlara etkilerinin deneysel incelenmesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi* 37, 1, 61-68.
- [2] **Özer S.** (2014) Alkollerin içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt olarak kullanılması, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 19, 1, 97-114.
- [3] **Usta N., Can Ö., Öztürk E.** (2005) Alternatif dizel motor yakıtı olarak biyodizel ve etanolün karşılaştırılması, *Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 11, 3, 325-334.
- [4] **Yağoğlu H.**, (2015) Bir dizel motorunda yakıt olarak euro dizel-biyodizel-biyoetanol karışımlarının kullanımının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisinin incelenmesi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Konya.
- [5] **Abdolvahitoğlu A.** (2019) Alternatif Yakıt Olarak Lignoselülozik Etanol Üretimi: İplikhane Pamuk Telefleri Üzerine Bir Çalışma, *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 34, 2, 35-44.
- [6] **Meral R., Kanberoğlu G. S.** (2012) Tahıllardan Etanol Üretimi, *Iğdır Üni. Fen Bilimleri Enst. Der.*, 2, 3, 61-68.
- [7] **Melikoğlu M., Albostan A.**, (2011) türkiye’de biyoetanol üretimi ve potansiyeli, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 26, 1, 151-160.
- [8] **Bulut B.**, (2006) Tarıma dayalı alternatif yakıt kaynaklarından biyoetanol ve türkiye için en uygun biyoetanol hammaddesi seçimi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul.
- [9] **Koçtürk D.**, (2011) Farklı özelliklerdeki etanol-benzin karışımı yakıtların buji ile ateşlemeli motorlarda kullanılmasının çevresel ve ekonomik yönden değerlendirilmesi, *Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Doktora Tezi). Ankara.
- [10] **Karadağ P. D. A.**, (2015) Biyoalkol teknolojisi, *Bartın Üniversitesi Fen Fakültesi*.
- [11] **Özdemir Z. Ö., Kayı Z.**, (2019) Buğdayın Biyoetanol Üretimindeki Önemi, *BEÜ Fen Bilimleri Dergisi*, 8, 2, 725-730.
- [12] **Anonim**, Alkoller ve eterler (2012), *Millî Eğitim Bakanlığı Kimya Teknolojisi*,.

- [13] **Uslu S.** (2015) Düşük güçlü bir dizel motorda dietil eter kullanılmasının motor parametrelerine etkisi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Yüksek Lisans Tezi). Karabük.
- [14] **Paul A., Bose P. K., Panua R., Debroy D.,** (2015) Study of performance and emission characteristics of a single cylinder CI engine using diethyl ether and ethanol blends, *Journal of the Energy Institute*, 88, 1-10.
- [15] **Tamilvanan A., Balamurugan K., Ashok B., Selvakumar P., Dhamotharan S., Bharathiraja, M., Karthickeyan, V.** (2020) Effect of diethyl ether and ethanol as an oxygenated additive on Calophyllum inophyllum biodiesel in CI engine, *Environmental Science and Pollution Research*, 28, 33880-33898.
- [16] **Zhan C., Feng Z., Ma W., Zhang M., Tang C., Huang Z.,** (2018) Experimental investigation on effect of ethanol and di-ethyl ether addition on the spray characteristics of diesel/biodiesel blends under high injection pressure, *Fuel* 218, 1-11.
- [17] **Sethi C., Patnaik P., Thatoi D., Acharya S.,** (2020) Performance, Combustion & Emission Analysis on Diesel Engine Utilizing Diethyl Ether as a Fuel Additives, *TEST Enginerring & Management* 82, 2391-2408.
- [18] **Carvalho M., Torres F., Ferreira V., Silva J., Martins J., Torres E.,** (2020) Effects of Diethyl Ether Introduction In Emissions and Performance of A Diesel Engine Fueled with Biodiesel-Ethanol Blends, *Energies*, 13, 3787.
- [19] **Sezer İ.,** (2012) Dietil eter–motorin karışımlarının motor performansına etkilerinin deneysel incelenmesi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak.* 27, 117-124.
- [20] **Rakopoulos D. C., Giakoumis E. G., Dimaratos A. M.,** (2012) Characteristics of performance and emissions in high-speed direct injection diesel engine fueled with diethyl ether/diesel fuel blends, *Energy*, 43, 214-224.
- [21] **Reddy S. R., Murali G., Raju V. D.,** (2020) Assessment of diethyl ether as a fuel additive on the diverse characteristics of diesel engine powered with waste mango seed biodiesel blend, *International Journal of Ambient Energy*, 10, 1080.
- [22] **Selvaraj K., Thangavel M.,** (2021) The experimental study on the performance, combustion and emission characteristics of a diesel engine using diesel – biodiesel – diethyl ether blends, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 43, 2, 145–159.
- [23] **More G. V., Koli S. R., Hanumantha Rao, Y. V., Prasad P. I., Rao B. N.,** (2020) Effect of compression ratio on compression ignition engine with RUCO biodiesel/ diethyl ether/diesel fuel blends, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 10, 108.

- [24] **Azi H.**, (2017) Bir dizel motorda hint yağı biyodizeli ve dietil eter kullanımının motor performansına ve emisyonlara etkisinin araştırılması, *Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Yüksek Lisans Tezi). Batman.
- [25] **Nanthagopala K., Ashoka B., Garnepudia R. S., Dhinesh B., Raghu K.**, (2019) Investigation on diethyl ether as an additive with Calophyllum Inophyllum biodiesel for CI engine application, *Energy Conversion and Management*, 179, 104-113.
- [26] **Sugash G., Rubalingam S., Kumar U. P., Kumar G. V., Akashragam L.**, (2019) Investigation of performance and emissions of DI diesel engine with cottonseed biodiesel along with diethyl ether, *International Journal of Ambient Energy*.
- [27] **Nishanth S., Gunasekar N., Nanthakumar S., Prakash R., Kumar T. S.**, (2020) Experimental investigation on performance and emission characteristics of VCR engine working with biodiesel and Diethyl Ether, *Materials Today: Proceedings*.
- [28] **Ayhan V., Tunca, S.** (2017) Dietil Eter-Dizel Karışımlarının Direkt Enjeksiyonlu Bir Dizel Motorunun Performans ve Emisyonlarına Etkisi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 22, 2, 710-718.
- [29] **Lee S., Kim T. Y.**, (2017) Performance and emission characteristics of a DI diesel engine operated with diesel/DEE blended fuel, *Applied Thermal Engineering*, 121, 454–461, 2017.
- [30] **Loganathan M., Madhavanb V., Balasubramanianc K. A., Thanigaiveland V.** (2020) Investigation on the effect of diethyl ether with hydrogen-enriched cashew nut shell (CNS) biodiesel in direct injection (DI) diesel engine, *Fuel*, 277, 118165.
- [31] **Nagdeote D., Deshmukh M.**, (2012) Experimental Study of Diethyl Ether and Ethanol Additives with Biodiesel-Diesel Blended Fuel Engine, *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 2, 3, 195-199.
- [32] **Raju D. V., Kishore P., Subbarao R.**, (2020) Investigations on the Effects of Diethyl Ether as Fuel Additive in Diesel Engine Fueled with Tamarind Seed Methyl Ester, *Advances in Energy Research*, 2, 447-456.
- [33] **Smigins, R., Zakis, A.** (2020) Impact of Diethyl Ether/Rapeseed Oil Blends on Performance and Emissions of a Light-Duty Diesel Vehicle, *Energies* 13, 3788.
- [34] **Carvalho A. S. D. M., Achy R. A. A., Junior L. C., Ferreira V. P., Silva J. A. M. D., Pepe I. M., Torres E. A.** (2020) Mechanical and emissions performance of a diesel engine fueled with biodiesel, ethanol and diethyl ether blends, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 42, 182.

- [35] **Jayaprabakar J., Anish M., Beemkumar N., Mathew A., George A. A.** (2017) Effect of diethyl ether blended with neem oil methyl esters in CI engine, *International Journal of Ambient Energy*, 40, 116-118.
- [36] **Reang N. M., Dey S., Debbarma J., Deb M.** (2017) Effect of linseed methyl ester and diethyl ether on the performance–emission analysis of a CI engine based on Taguchi-Fuzzy optimisation, *International Journal of Ambient Energy* .
- [37] **Selvam M. A. J., Sambandam P., Sujeesh K.** (2021) Investigation of performance and emission characteristics of single-cylinder DI diesel engine with plastic pyrolysis oil and diethyl ether blends, *Journal of Ambient Energy*.
- [38] **Górski K., Smigaj R., Longwa R.,** (2020) Research on Physico-Chemical Properties of Diethyl Ether/Linseed Oil Blends for the Use as Fuel in Diesel Engines, *Energies*, 13, 6564.
- [39] **Deblas L. A., Carrillo J. H., Bautista, Luna, M. D., Luna, C., Calero, J., Posadillo, A., Romero, A. A., Estevez, R.** (2020) Diethyl Ether as an Oxygenated Additive for Fossil Diesel/Vegetable Oil Blends: Evaluation of Performance and Emission Quality of Triple Blends on a Diesel Engine, *Energies* 13, 1542.
- [40] **Acun S. T.,** (2013) Dizel motor emisyonlarının hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla çok boyutlu modellenmesi ve analizi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*. İstanbul.
- [41] **Xiong J., Li C.** (2019) Study on Emission of Dimethyl Ether Engine by AVL-fire, *Earth and Environmental Science*, 252, 042006.
- [42] **Asadi A., Kadijani O. N., Doranehgard M.H., Bozorg M.V., Xiong Q.** (2020) Numerical study on the application of biodiesel and bioethanol in a multiple injection diesel engine, *Renewable Energy*, 150, 1019-1029.
- [43] **Altinkurt M. D.,** (2017) Direkt enjeksiyonlu bir hccı motorda enjeksiyon parametrelerinin deneysel ve teorik olarak incelenmesi. *Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Yüksek Lisans Tezi). Kocaeli.
- [44] **Temizer İ.** (2020) The combustion analysis and wear effect of biodiesel fuel used in a diesel engine, *Fuel*, 270, 117571.
- [45] **Temizer İ., Eskici B.,** (2020) Dizel Motorda Kullanılan Biyodizel/Motorin Karışımli Yakıtların Yanma, Performans ve Emisyon Parametrelerinin Deneysel ve Sayısal Araştırılması, *Iğdır Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 10, 1, 489-498
- [46] **Eskici B.,** (2019) DİZEL Bir motorda biyodizel yakıt kullanımının yanma prosesi ve motor tribolojisi üzerindeki etkilerinin araştırılması, *Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, (Yüksek Lisans Tezi). Sivas.

- [47] **Fırat M.** (2014) İçten yanmalı motorlarda farklı yanma odaları ve püskürtme modellerinde püskürtme dinamiği ve yanmanın incelenmesi, *Elazığ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*. Elazığ.
- [48] **Temizer İ., Cihan Ö.** (2020) Analysis of different combustion chamber geometries using hydrogen / diesel fuel in a diesel engine, *Fuel*, 43, 17-34.
- [49] **Frobenius M., Pittermann R., Gouda M., Tatschl R.** (2009) Assessment of Soot and NO_x Reduction Strategies in a Medium-Speed Marine Diesel Engine Configuration Adopting the CFD-Code AVL FIRE and Optical Measurements, *19th International Multidimensional Engine Modelling User's Group Meeting at the SAE Congress*.
- [50] **Soni D. K., Gupta R.** (2017) Numerical analysis of flow dynamics for two piston bowl designs at different spray angles, *Journal of Cleaner Production*, 149, 723-734.
- [51] **Soni D. K., Gupta R.** (2016) Numerical investigation of emission reduction techniques applied on methanol blended diesel engine, *Engineering Journal*, 55, 1867–1879.
- [52] **Dimitriou P., Wang W., Peng Z.** (2014) A piston geometry and nozzle spray angle investigation in a DI diesel engine by quantifying the air-fuel mixture, *International journal of spray and combustion dynamics*, 7, 1-24.
- [53] **Iliev S.** (2015) A Comparison of Ethanol and Methanol Blending with Gasoline Using a 1-D Engine Model, *Procedia Engineering*, 100, 1013–1022.
- [54] **Praptijantoa A., Muharama A., NuR A., Putrasari Y.** (2015) Effect of ethanol percentage for diesel engine performance using virtual engine simulation tool, *Energy Procedia*, 68, 345–354.
- [55] **Mohan B., Yang W., Yu W., Tay K. L., Chou S. K.** (2015) Numerical simulation on spray characteristics of ether fuels, *Energy Procedia*, 75, 919 – 924.
- [56] **Xu Z., Duan X., Liu Y., Denga B., Liu J.** (2020) Spray combustion and soot formation characteristics of the acetone-butanoethanol/diesel blends under diesel engine-relevant conditions, *Fuel*, 280.
- [57] **Yılmaz M.** (2019) Motor silindir içi akışlarında etanol ve benzinin karşılaştırılması *Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bursa.
- [58] **Rajak U., Nashineb P., Verma T. N.** (2020) Numerical study on emission characteristics of a diesel engine fuelled with diesel-spirulina microalgae-ethanol blends at various operating conditions, *Fuel*, 262.

- [59] **Wang S., Viswanathan K., Esakkimuthu S., Azad K.** (2021) Experimental investigation of high alcohol low viscous renewable fuel in DI diesel engine, *Environmental Science and Pollution Research*, 28, 12026–12040.
- [60] **Yeşilyurt M. K., Arslan M., Eryılmaz T.** (2018) Biyodizel-dizel yakıt karışımlarına etanol katılmasının performans, yanma ve emisyon karakteristiklerine etkilerinin deneysel incelenmesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 38, 2, 129-150.
- [61] **Pugazhvadivu M., Rajagopan S.** (2009) Investigations on a diesel engine fuelled with biodiesel blends and diethyl ether as an additive, *Indian Journal of Science and Technology*, 2, 5, 31-35.
- [62] **Aktaş F., Karaaslan S., Kılıç M., Yücel N.** (2019) Farklı oranlarda etanol ve metanol katkısının tam yük altında dört silindirli dizel bir motorun performans ve emisyon değerlerine olan etkilerinin sayısal olarak incelenmesi, *Politeknik Dergisi*, 22, 4, 967-977.
- [63] **Ibrahim A.,** (2018) An experimental study on using diethyl ether in a diesel engine operated with diesel-biodiesel fuel blend,» *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 21, 1024–1033.
- [64] **Sivalakshmi S., Balusamy T.** (2013) Effect of biodiesel and its blends with diethyl ether on the combustion, performance and emissions from a diesel engine, *Fuel*, 106, 106–110.
- [65] **Sarıdemir S., Eryakalı B.** (2016) Etanol-benzin karışımlarının motor performansı ve egzoz emisyonlarına olan etkisinin incelenmesi, *İleri Teknoloji Bilimleri Dergisi*, 5, 1, 71-79.
- [66] **Gürkan Y.** (2019) Etanol katkılı kanola biyodizelinin bir dizel motorunda kullanılabilirliğinin deneysel araştırılması, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ*.
- [67] **Verma T. N., Nashine P., Chaurasiya P. K., Rajak U., Afzal A., Kumar S., Singh S. V., Azad A.** (2020) The effect of ethanol-methanol-diesel-microalgae blends on performance, combustion and emissions of a direct injection diesel engine, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 42 100851, 1-20.
- [68] **Qi D., Chen H., Geng L., Bian Y.** (2011) Effect of diethyl ether and ethanol additives on the combustion and emission characteristics of biodiesel-diesel blended fuel engine, *Renewable Energy*, 36, 1252-1258.
- [69] **Venu H., Madhavan V.** (2017) Influence of diethyl ether (DEE) addition in ethanol-biodiesel-diesel (EBD) and methanol-biodiesel-diesel (MBD) blends in a diesel engine, *Fuel*, 2017, 377–390.
- [70] **Kandasamy S. K., Selvaraj A. S., Rajagopal T. K. R.** (2019) Experimental investigations of ethanol blended biodiesel fuel on automotive diesel engine

performance, emission and durability characteristics, *Renewable Energy*, 141, 411-419.

- [71] **Çelik M. B., Çolak A.** (2008) Buji ateşlemeli bir motorda alternatif yakıt olarak saf etanolün kullanılması, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 23, 3, 619-626.
- [72] **Keskin A., Reşitoğlu İ. A., Özcanlı M.** (2009) Bütanol, etanol ve benzin karışımlarının buji ile ateşlemeli motorlarda özgül yakıt tüketimi ve emisyonlara olan etkisi, *Çü. Müh. Mim. Fak. Dergisi*, 24, 1-2, 147-156.
- [73] **Turner D., Xu H., Cracknell R. F., Natarajan V., Chen X.** (2011) Combustion performance of bio-ethanol at various blend ratios in a gasoline direct injection engine, *Fuel*, 90, 1999–2006.
- [74] **Chen R., Okazumi R., Nishida K.** (2015) Effect of Ethanol Ratio on Ignition and Combustion of Ethanol-Gasoline Blend Spray in DISI Engine-Like Condition, *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 8, 2, 264-276.
- [75] **Eyidoğan M., Çanakçı M., Özsezen A. N., Alptekin E., Türkcan A., Kılıçaslan İ.** (2011) Etanol-benzin ve metanol-benzin karışımlarının buji ile ateşlemeli bir motorun yanma parametrelerine ve egzoz emisyonlarına etkisinin incelenmesi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 26, 3, 499-507.
- [76] **Febris Yanma Analizi Kullanıcı Kılavuzu.**
- [77] **AVL-FIRE User Guides, 2014.**

ÖZGEÇMİŞ



Kişisel bilgiler

Adı Soyadı	Fırat Gücer
Doğum Yeri ve Tarihi	GENÇ, 01.03.1996
Medeni Hali	Bekar
Yabancı Dil	İngilizce
İletişim Adresi	Yüceyurt Mah. Şehit Akgün Cad. Özdemir Apart. A Blok No:2 SİVAS/MERKEZ
E-posta Adresi	gucerfirat@gmail.com

Eğitim ve Akademik Durumu

Lise	TESK Lisesi
Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 2015
Yüksek Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 2019