KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DİREKT ENJEKSİYONLU BİR HCCI MOTORDA ENJEKSİYON PARAMETRELERİNİN DENEYSEL VE TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

MUSTAFA DENİZ ALTINKURT

KOCAELİ 2017

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DİREKT ENJEKSİYONLU BİR HCCI MOTORDA ENJEKSİYON PARAMETRELERİNİN DENEYSEL VE TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

MUSTAFA DENİZ ALTINKURT

Yrd. Doç. Dr. Ali TÜRKCAN
Danışman, Kocaeli Üniv. .....

Prof. Dr. Mustafa ÇANAKCI
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv. .....

Prof. Dr. Hakan Serhad SOYHAN
Jüri Üyesi, Sakarya Üniv. .....

Tezin Savunulduğu Tarih: 19.06.2017

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Günümüzdeki taşıtların büyük çoğunluğunda bulunan içten yanmalı motorlar ilk kullanılmaya başlandığı zamandan itibaren dünya atmosferine zararlı gazlar salarak çevre ve insan sağlığını tehdit etmektedir. Bu tehditler yüzünden motorlara getirilen emisyon standartları yükseltilmiş ve motor üreticilerinin bu standartları sağlaması zorunlu kılınmıştır. Bu standartları sağlayabilmek için araştırmacılar yeni motor teknolojileri ve farklı yanma teorileri üzerinde çalışmaya odaklanmışlardır. Hala üzerinde çalışılan yanma teorilerinden biri olan homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) yanma, düşük NO_x emisyonları ve yüksek efektif verime sahip olup birçok farklı yakıtla gerçekleştirilebilir. Fakat yanma fazlarının kontrol edilememesi, çalışma alanının genişletilememesi ve yüksek HC ve CO emisyonu açığa çıkarması eksik yönleridir. Bu tez çalışmasında çift kademeli direkt enjeksiyon tekniği ve alkol-benzin karışımları kullanılarak eksik yönlerinin giderilmesi amaçlanmıştır. Bir yanma analizi yazılımı olan AVL Fire ile HCCI yanma modellenerek deneysel sonuçların nümerik olarak doğrulanması ve yanmanın silindir içi görüntülerle incelenmesi amaçlanmıştır.

Bu tez çalışmasının her aşamasında bana destek ve yardımcı olan, deneysel verilerin derlenmesi ve bilgisayar modeline aktarılması aşamasında takıldığım bütün noktalarda beni aydınlatan danışmanım ve saygıdeğer hocam Yrd. Doç. Dr. Ali TÜRKCAN'a şükranlarımı ve teşekkürlerimi sunarım. Tez süreci boyunca fikirleri ile yol gösteren, tecrübelerini benimle paylaşarak akademik çalışma anlayışını kavramamı sağlayan değerli hocam Prof. Dr. Mustafa ÇANAKCI'ya ve bilgisayar modellerinin oluşturulması sürecinde yanma analizleri konusundaki bilgi ve tecrübesiyle bana ışık tutan Dr. Gökhan COŞKUN'a minnettarlığımı ve teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma süresi boyunca benden desteklerini esirgemeyen değerli çalışma arkadaşlarıma ve hocalarıma destekleri için teşekkür ederim. Beni bugünlere getiren ve haklarını hiçbir zaman ödeyemeyeceğim annem, babam, kardeşim ve her zaman yanımda olduklarını bildiğim tüm sevdiklerime saygı, sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

Haziran – 2017 Mustafa Deniz ALTINKURT

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR i
İÇİNDEKİLER ii
ŞEKİLLER DİZİNİ iii
TABLOLAR DİZİNİ v
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ vi
ÖZET viii
ABSTRACT ix
GİRİŞ 1
1. İÇTEN YANMALI MOTORLAR VE HCCI YANMA TEORİSİ 3
2. HCCI MOTORLARDA YANMA KONTROL YÖNTEMLERİ 8
2.1. Yakıt Enjeksiyon Stratejisi 9
2.2. Alkol Katkıların Etkisi 15
3. HCCI YANMANIN ANALİZ YÖNTEMİ 22
3.1. CFD Yöntemi 22
3.2. Motor Yanması Analizleri için Önceden Yapılmış Çalışmalar 26
3.3. Kullanılan Modeller 30
3.3.1. Standart k-ε türbülans modeli 31
3.3.2. Standart transport denklemi 32
3.3.3. ECFM-3Z yanma modeli 33
3.3.4. Wave parçalanma modeli 35
3.3.5. Damlacık buharlaşması modelleri 36
3.3.6. NO oluşum modelleri - genişletilmiş Zeldovich mekanizması 38
4. MATERYAL VE METOT 41
4.1. Motor Test Sistemi 42
4.2. Yakıt Enjeksiyon Sistemi ve Yakıt Miktarının Belirlenmesi 45
4.3. Yanma Analiz Sistemi 48
4.4. Emisyon Ölçüm Sistemi 49
4.5. Deneysel Akış Prosedürü 51
4.6. Yanma Karakteristiklerinin Hesaplanması 53
4.7. Tek Silindirli HCCI Motorun CFD Yazılımıyla Modellenmesi 56
4.7.1. Geometri ve ağ yapısının oluşturulması 56
4.7.2. Simülasyon parametreleri 59
4.7.3. Sınır ve başlangıç koşulları 60
4.7.4. Modellerin seçimi ve CFD modelinin doğrulanması 63
5. ENJEKSİYON STRATEJİSİ VE ALKOL-BENZİN KARIŞIMLARININ HCCI YANMA ÜZERİNE ETKİLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI 68
5.1. II. Enjeksiyon Zamanının HCCI Yanma Üzerindeki Etkileri 68
5.2. Enjeksiyon Oranının HCCI Yanma Üzerine Etkileri 83
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 97
KAYNAKLAR 103
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER 109
ÖZGEÇMİŞ 110

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. GDI motorlarda homojen ve katmanlı dolgu oluşumu 4
Şekil 1.2. Benzinli, dizel ve HCCI motorda yanmanın oluşumu 6
Şekil 2.1. HCCI yanma kontrol yöntemleri 8
Şekil 3.1. ECFM-3Z yanma modeli 34
Şekil 3.2. Çok bileşenli damlacık için kütle ve ısı akıları 38
Şekil 4.1. Deneysel çalışmanın prensip şeması 42
Şekil 4.2. HCCI motor test sistemi ve kontrol panosu 43
Şekil 4.3. Sıcaklık kontrol ünitesi 44
Şekil 4.4. Soğutulmuş dış EGR sistemi 45
Şekil 4.5. GDI enjektör 46
Şekil 4.6. Krank açısına bağlı çift kademeli yakıt enjeksiyon stratejisi 47
Şekil 4.7. Silindir gaz basınç sensörü ve GDI enjektörün montajı 49
Şekil 4.8. Egzoz hattı üzerinde ölçüm noktaları 49
Şekil 4.9. Egzoz emisyonu ölçüm cihazları 50
Şekil 4.10. Deneysel akış diyagramı 52
Şekil 4.11. Motorun teknik özelliklerinin programa girilmesi 57
Şekil 4.12. Piston çanağı geometrisi 58
Şekil 4.13. 2B ağ yapısının ve blow-by hacminin oluşturulması 58
Şekil 4.14. Simülasyon çalışma modu ve delta-alfa seçimi 60
Şekil 4.15. Simülasyon için gerekli modüllerin seçilmesi 60
Şekil 4.16. 3B ağ yapısı üzerinde sınır koşullarının gösterilmesi 61
Şekil 4.17. Simülasyon başlangıç değerleri 61
Şekil 4.18. Simülasyon sınır koşullarının girilmesi 62
Şekil 4.19. Enjeksiyon zamanı ve miktarının girilmesi 63
Şekil 4.20. Yanma modelinin seçimi 64
Şekil 4.21. NO emisyonu modelinin seçimi 65
Şekil 4.22. Sıkıştırma-genişleme durumu için yanmasız basınç sonuçları 65
Şekil 5.1. II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı üzerindeki etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması 69
Şekil 5.2. II. enjeksiyon zamanının ısı dağılım oranı üzerindeki etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması 70
Şekil 5.3. P_{maks} değerlerinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması 72
Şekil 5.4. CA_{Pmaks}'ın deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması 73
Şekil 5.5. II. enjeksiyon zamanının CO emisyonlarına etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması 75
Şekil 5.6. II. enjeksiyon zamanının CO_2 emisyonlarına etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması 75
Şekil 5.7. II. enjeksiyon zamanının NO_x emisyonlarına ve T_{maks} değerlerine etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması 76
Şekil 5.8. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi yakıt kütle oranları (B97) 77
Şekil 5.9. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (B97) 78
Şekil 5.10. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (E10) 78
Şekil 5.11. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (E20) 79

Şekil 5.12. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (M10)..... 79
Şekil 5.13. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (M20)..... 80
Şekil 5.14. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi NO kütle oranları (B97) 81
Şekil 5.15. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi NO kütle oranları (E10)..... 81
Şekil 5.16. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi NO kütle oranları (E20)..... 82
Şekil 5.17. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi NO kütle oranları (M10) 82
Şekil 5.18. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi NO kütle oranları (M20) 83
Şekil 5.19. EO değişiminin silindir gaz basıncı üzerindeki etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması 84
Şekil 5.20. EO değişiminin ısı dağılım oranı üzerindeki etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması 85
Şekil 5.21. EO=1,5 için P_{maks} değerlerinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması 87
Şekil 5.22. EO=1,5 için CA_{Pmaks} değerlerinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması 88
Şekil 5.23. EO değişiminin CO emisyonlarına etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması 88
Şekil 5.24. EO değişiminin CO_2 emisyonlarına etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması 89
Şekil 5.25. EO değişiminin NO_x emisyonlarına ve T_{maks} değerlerine etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması 90
Şekil 5.26. EO değişimine bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (B97) 91
Şekil 5.27. EO değişimine bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (E10) 92
Şekil 5.28. EO değişimine bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (E20) 92
Şekil 5.29. EO değişimine bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (M10) 93
Şekil 5.30. EO değişimine bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (M20) 93
Şekil 5.31. EO değişimine bağlı silindir içi NO kütle oranları (B97)..... 94
Şekil 5.32. EO değişimine bağlı silindir içi NO kütle oranları (E10)..... 95
Şekil 5.33. EO değişimine bağlı silindir içi NO kütle oranları (E20)..... 95
Şekil 5.34. EO değişimine bağlı silindir içi NO kütle oranları (M10)..... 96
Şekil 5.35. EO değişimine bağlı silindir içi NO kütle oranları (M20)..... 96

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 4.1. Test motorunun teknik özellikleri 43
Tablo 4.2. Basınç sensörü ve sinyal şartlandırıcının özellikleri 48
Tablo 4.3. Emisyon ölçüm cihazlarının teknik özellikleri 50
Tablo 4.4. Test yakıtlarının özellikleri 53
Tablo 4.5. Test yakıtlarının molar ısıl değerleri 53
Tablo 4.6. Sabit enerji girişlerinde hesaplanan hava-yakıt oranları 55

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A_S : Damlacık yüzey alanı
c : Molar yoğunluk, (mol/cm^3)
$C_{1\varepsilon}$: k-ε modeli sabiti
C_1 : Wave parçalanma modeli birinci sabiti
$C_{2\varepsilon}$: k-ε modeli sabiti
C_2 : Wave parçalanma modeli ikinci sabiti
CA_{Pmaks} : Maksimum basıncın görüldüğü krank açısı, (°KA)
c_{pd} : Yakıt damlacığının özısısı, (J/kgK)
C_μ : k-ε modeli sabiti
E_{ij} : Deformasyon hızının bileşeni, (s^{-1})
f : Karışım oranı
$\dot{f}_{vs}$: Damlacık yüzeyinde yakıt buharı kütle akısı, (kg/m^{2}s)
g : Artık gaz kütle oranı
k : Türbülans kinetik enerjisi, (m^2/s^2)
L : Buharlaşma gizli ısısı, (J/kg)
m_{air} : Hava kütlesi, (kg)
MBAO : Maksimum basınç artış oranı, (Bar/°KA)
m_d : Damlacık kütlesi, (kg)
$m_{fu,b}$: Yanmış yakıt kütlesi, (kg)
$m_{fu,u}$: Yanmamış yakıt kütlesi, (kg)
MHRR : Maksimum ısı dağılım oranı, (J/°KA)
m_{oxid} : Oksitleyici kütlesi, (kg)
m_{rg} : Artık gaz kütlesi, (kg)
m_{tot} : Toplam karışım kütlesi, (kg)
$\dot{m}$: Kütle akısı, (kg/s)
$\dot{q}_s$: Lokal yüzey ısı akısı, (W/m^2)
P_{maks} : Maksimum silindir gaz basıncı, (bar)
$\dot{Q}$: Konvektif ısı akısı, (W)
r : Damlacık yarıçapı, (m)
r_{stable} : Parçalanma sonucu oluşan damlacığın yarıçapı, (m)
S_{fu} : Yakıt için kaynak terimi
T_d : Damlacık yüzey sıcaklığı, (K)
U_i : Belirtilen yöndeki hız bileşeni
x_i : Kartezyen koordinat
y_{fu} : Yakıt kütle kesri
α : Konvektif ısı transferi katsayısı
Γ : Genel difüzyon katsayısı
ε : Türbülans harcanım miktarı, (m^2/s^3)
Λ : En hızlı oluşan dalganın dalga boyu, (m)
μ_t : Girdap viskozitesi, (Ns/m^2)
ρ : Yoğunluk, (kg/m^3)
σ_ϵ : k-ε modeli sabiti

σ_k : k-ε modeli sabiti
τ_a : Parçalanma zamanı, (s)
Ω : Dalga oluşum hızı, (s^{-1})

Kısaltmalar

AÖN : Alt Ölü Nokta
CAD : Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CAI : Controlled Auto Ignition (Kontrollü Kendiliğinden Tutuşma)
CFD : Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)
CI : Compression Ignition (Sıkıştırma ile Ateşlemeli)
COV_{IMEP} : Coefficient Of Variation of IMEP (IMEP Değerleri İçin Varyans Değişim Katsayısı)
CPU : Central Processing Unit (Ana İşlemci Birimi)
DI : Direct Injection (Direkt Enjeksiyon)
DME : Dimetil Eter
ECFM-3Z : Extended Coherent Flame Model-3 Zones
EGR : Exhaust Gas Recirculation (Egzoz Gazı Resirkülasyonu)
EO : Enjeksiyon Oranı
eÜÖN : Emme Üst Ölü Nokta
EVC : Exhaust Valve Closing (Egzoz Supabı Kapanması)
EVO : Exhaust Valve Opening (Egzoz Supabı Açılması)
GDI : Gasoline Direct Injection (Benzinli Direkt Enjeksiyon)
HCCI : Homogeneous Charge Compression Ignition (Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli)
IMEP : Indicated Mean Effective Pressure (İndike Ortalama Efektif Basınç)
IVC : Intake Valve Closing (Emme Supabı Kapanması)
IVO : Intake Valve Opening (Emme Supabı Açılması)
LPG : Liquified Petroleum Gas (Sıvılaştırılmış Petrol Gazı)
MTBE : Metil Tersiyer Bütil Eter
NL : Natural Luminosity (Doğal Parlaklık)
NVO : Negative Valve Overlap (Negatif Supap Bindirmesi)
PFI : Port Fuel Injection (Emme Manifolduna Enjeksiyon)
PPC : Partially Premixed Charge (Kısmi Önkarışımlı Dolgu)
RCCI : Reactivity Controlled Compression Ignition (Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma ile Ateşleme)
SI : Spark Ignition (Buji ile Ateşleme)
SRM : Stokhastik Reaktör Model
sÜÖN : Sıkıştırma Üst Ölü Nokta
T_{maks} : Maksimum Ortalama Silindir Gaz Sıcaklığı
TSDI : Two Stage Direct Injection (Çift Kademeli Direkt Enjeksiyon)
ÜÖN : Üst Ölü Nokta
ÜÖNÖ : Üst Ölü Noktadan Önce
ÜÖNS : Üst Ölü Noktadan Sonra

DİREKT ENJEKSİYONLU BİR HCCI MOTORDA ENJEKSİYON PARAMETRELERİNİN DENEYSEL VE TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Bu tez çalışmasında, farklı oranlardaki alkol-benzin karışımlarının ve çift kademeli direkt enjeksiyon stratejisinin HCCI yanma ve emisyonları üzerindeki etkileri, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD-computational fluid dynamics (CFD)) yöntemi ile gerçekleştirilen analizler kullanılarak incelenmiştir. CFD analizlerinden elde edilen yanma karakteristikleri ve emisyon sonuçları 111M180 numaralı TÜBİTAK 1001 Projesi kapsamında gerçekleştirilmiş olan testlerin sonuçları ile karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır. Çift kademeli direkt enjeksiyon stratejisi, aynı enerji girişi şartlarında ve sabit devirde direkt enjeksiyonlu dizel bir motorun elektronik kontrollü HCCI-DI motora çevrilmesi ile uygulanmıştır. Birinci enjeksiyon zamanı tüm şartlarda sabit tutularak; ikinci enjeksiyon zamanının, enjeksiyon oranının ve alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma karakteristikleri ve emisyonları üzerindeki etkisi CFD analizleri ile incelenmiştir.

HCCI yanmanın modellenmesi için CFD yazılımı AVL Fire kullanılmıştır. Yanma ve türbülans modellemesi için ECFM-3Z yanma modeli ve standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Deney ve analiz sonuçlarından ikinci enjeksiyon zamanının yanma fazları ve emisyonların kontrolünde, enjeksiyon oranı değişiminin ise NO_x emisyonlarının azaltılmasında kullanılabileceği görülmüştür. Karışımlardaki etanol oranındaki artışın basınç ve sıcaklık değerlerini düşürürken, metanol oranındaki artışın bu değerleri artırdığı tespit edilmiştir. CO emisyonları ikinci enjeksiyon zamanından NO_x emisyonlarına göre daha az etkilenmiş olup genel olarak silindir gaz basıncı ve sıcaklıkları azaldıkça artmıştır.

Silindir içi sıcaklık dağılımı ve azot oksit (NO) kütle oranları görüntüleri ile enjeksiyon parametrelerinin HCCI yanma üzerindeki etkileri daha detaylı olarak incelenmiştir. Görsellerden enjeksiyon stratejisinin ve farklı oranlardaki alkol-benzin karışımlarının silindir içi sıcaklık dağılımını ve NO_x emisyonlarını büyük ölçüde etkilediği görülmüştür. İkinci enjeksiyon zamanı, enjeksiyon oranı ve farklı oranlardaki alkol katkısının yakıtın buharlaşma ve yanma sürecini önemli ölçüde etkilediği ve HCCI yanmanın kontrolünde kullanılabileceği görsel verilerle de doğrulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Alkol, AVL Fire, Benzin, CFD, Çift Kademeli Direkt Enjeksiyon.

EXPERIMENTAL AND THEORETICAL INVESTIGATION OF INJECTION PARAMETERS ON A DIRECT INJECTION HCCI ENGINE

ABSTRACT

In this thesis, the effects of two stage direct injection (TSDI) and different alcohol-gasoline blends on HCCI combustion and emissions were investigated through analyses performed with computational fluid dynamics (CFD) method. Combustion characteristics and emission results obtained from CFD analyses were compared and validated against test results of 111M180 numbered TÜBİTAK 1001 Project. TSDI strategy was applied at the same energy input and constant speed conditions by converting a diesel engine to electronically controlled HCCI-DI engine. Effects of second injection timing, injection ratio and alcohol-gasoline blends on HCCI combustion characteristics and emissions were investigated via CFD analyses while first injection timing was fixed for all cases.

CFD software AVL Fire was used for modeling HCCI combustion. ECFM-3Z combustion model and standard k- ε turbulence model were used for combustion and turbulence modeling. It was seen from experimental and analytical results that second injection timing can be used to control combustion phase and emissions, and change of injection ratio can be used to decrease NO_x emissions. It was observed that increase of ethanol content of the blends decreased cylinder gas pressure and temperature, while increase of methanol content increased these values. CO emissions were affected less by second injection timing compared to NO_x emissions and generally increased as cylinder gas pressure and temperature decreased.

The effects of injection parameters on HCCI combustion were investigated in more detail via in-cylinder temperature distribution and nitric oxide (NO) mass fraction images. It was seen from the images that injection strategy and different alcohol-gasoline blends affect in-cylinder temperature distribution and NO_x emissions substantially. It was demonstrated with visual data that second injection timing, injection ratio and amount of alcohol content affect evaporation and combustion process of fuel vitally and these parameters can be used in HCCI combustion control.

Keywords: Alcohol, AVL Fire, Gasoline, CFD, Two Stage Direct Injection.

GİRİŞ

Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli – Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) motor, düşük NO_x emisyonları ve yüksek termik veriminden dolayı birçok araştırmacının son yıllarda çalışmalarını üzerine yoğunlaştırdığı, sürekli geliştirilen ve geleceğin yeni motor teknolojileri arasında olmaya aday bir motor teknolojisidir. Fakat uygulamasında karşılaşılan bazı zorluklar günümüzdeki araçlarda kullanımını engellemektedir. Başlıca dezavantajları yanma fazlarının direkt olarak kontrol edilememesi, çalışma aralığının dar olması ve yanma sıcaklığının düşük olmasının bir sonucu olarak yüksek oranlarda yanmamış HC ve CO emisyonları açığa çıkarmalarıdır.

Tez çalışmasında kullanılan HCCI motorun analizleri, yukarıdaki dezavantajların azaltılması için geliştirilen çözüm stratejisinin uygulandığı 111M180 numaralı TÜBİTAK 1001 projesi kapsamında gerçekleştirilmiş deneylerden alınan veriler kullanılarak yapılmıştır. Proje kapsamında HCCI yanmayı doğrudan kontrol edebilmek, çalışma alanını genişletebilmek ve emisyonları düşürebilmek için çift kademeli direkt enjeksiyon (two stage direct injection (TSDI)) yöntemi kullanılarak enjeksiyon zamanı, enjeksiyon oranı ve farklı oranlarda hazırlanmış alkol-benzin karışımlarının yanma, performans ve emisyonlar üzerindeki etkileri deneysel olarak ortaya çıkarılmıştır. Elde edilen deneysel çalışmanın sonuçları, tez kapsamında gerçekleştirilen CFD analizleri çalışmasının sonuçları ile karşılaştırılmıştır. HCCI yanmanın modellenmesi ve yanma analizleri ticari bir CFD yazılımı olan AVL Fire programı ile yapılmıştır. Tüm şartlar için gerçekleştirilen CFD analiz sonuçları deneysel verilerle sayısal ve görsel olarak karşılaştırılmıştır. CFD analizlerinden elde edilen silindir içi görüntüler ile, enjeksiyon stratejisi ve alkol-benzin karışımlarının silindir içi yanma ve emisyon oluşum sürecini nasıl etkilediği araştırılmıştır.

Bu tez çalışması altı bölümden oluşmaktadır. Birinci bölüm genel bilgilendirme amaçlı olup, içten yanmalı motorlarda yanma kavramı ve HCCI motorlarda uygulanan yöntemler ele alınmıştır.

İkinci bölümde, benzin HCCI yanma fazlarının kontrolü, çalışma alanının genişletilebilmesi, emisyonların kontrol edilebilmesi için kullanılan yöntemleri içeren güncel literatür çalışmaları hakkında bilgiler sunulmuştur.

Üçüncü bölümde, HCCI yanmanın modellenmesi ve simülasyonu hakkında genel bilgilendirme yapılmış olup, tez çalışmasında kullanılan yöntem tanıtılmış ve motor yanması analizleri üzerine yapılmış CFD çalışmaları incelenmiştir.

Dördüncü bölümde ilk olarak, 111M180 numaralı projenin deneysel kısmında kullanılan materyal ve metotlar açıklanarak, deneysel çalışmanın yapılması, prosedürü ve deneysel çalışma kapsamında hesaplanan parametreler üzerinde kısaca durulmuştur. Dördüncü bölümün devamında, gerçekleştirilen analizler için program üzerinde modelin oluşturulması ve deneysel verilere göre parametrelerin girilmesi açıklanmıştır.

Beşinci bölümde deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar CFD analizlerinden alınan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Altıncı bölümde ise bu çalışma sonucunda elde edilen sonuçlar özetlenerek çıkarımlar yapılmış ve gelecekte yapılabilecek çalışmalar hakkında öneriler sunulmuştur.

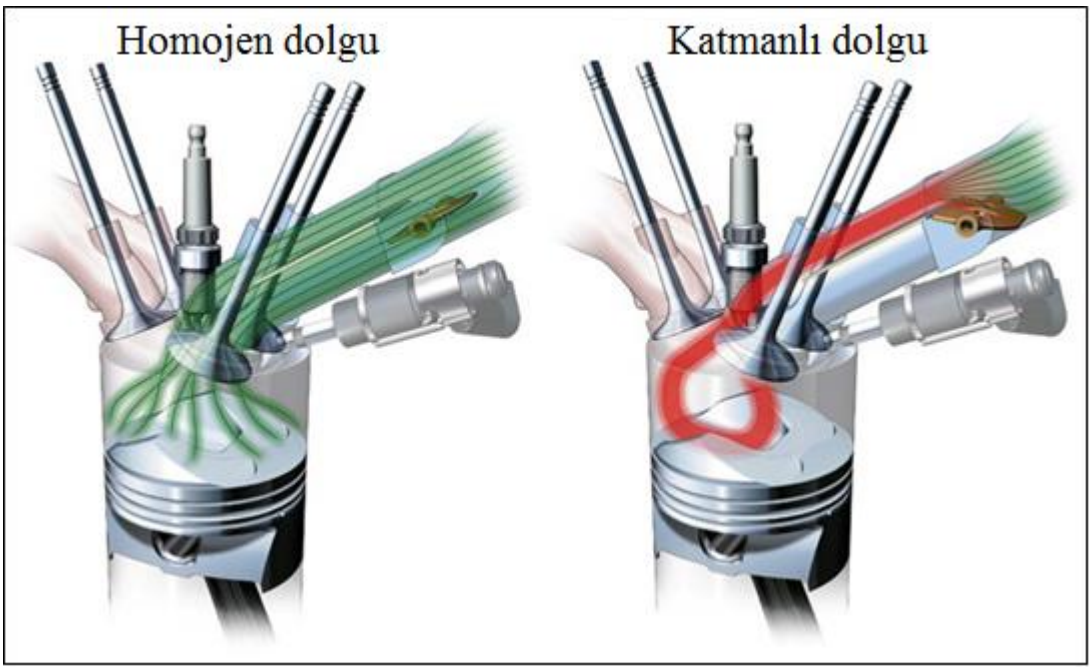
Bu çalışmanın amacı; direkt enjeksiyonlu bir HCCI motorda enjeksiyon parametrelerinin ve alkol-benzin karışımları kullanımının HCCI yanmaya etkilerini CFD yöntemi ile analiz ederek yanma fazlarının ve emisyonların oluşumunu daha detaylı bir şekilde incelemek ve TSDI stratejisi ile HCCI yanma fenomeninin daha iyi anlaşılmasına katkıda bulunmaktır. Bu amaç doğrultusunda gerçekleştirilen CFD analizlerinden elde edilen yanma karakteristikleri ve emisyon verileri deneysel verilerle sayısal olarak karşılaştırılmıştır. Gerçekleştirilen CFD analizleri ile, çift kademeli enjeksiyon stratejisi ve farklı oranlardaki alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma ve emisyon karakteristiklerine etkilerinin daha detaylı bir şekilde incelenmesi hedeflenmiştir. CFD analizlerinden elde edilen silindir içi görsel veriler ile, enjeksiyon stratejisi ve alkol-benzin karışımlarının silindir içi yanma ve emisyon oluşum süreci üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Gerçekleştirilen CFD analizlerinin, gelecekte enjeksiyon stratejisi ve alkol-benzin karışımları kullanarak HCCI yanma üzerinde çalışacak araştırmacılara yol gösterici bir kaynak oluşturması hedeflenmektedir.

1. İÇTEN YANMALI MOTORLAR VE HCCI YANMA TEORİSİ

Günümüz dünyasında içten yanmalı motorlar, ulaşım ve taşıma sektörünün büyük kısmında kullanılmaktadır. Bu motorların en çok bilinen özelliği ise güç elde etmek için petrol kökenli yakıtlar kullanmaları ve bu yakıtların yanması sonucunda atmosfere zararlı egzoz gazı emisyonları bırakmalarıdır. Özellikle son 20 yıl içinde motor teknolojisinin hızla gelişmesi sonucu her bir araçtan atılan emisyonlar oldukça azaltılmasına rağmen, dünya üzerindeki araç sayısının hızla artması atmosferin kirlenmesini durdurmaya engel olamamıştır. Bundan dolayı otomobil üreticileri ve araştırmacılar, yeni teknolojilerin geliştirilmesi ve yeni yanma konseptleri üzerinde çalışmaktadırlar.

İçten yanmalı motorlar ateşleme tipine göre ikiye ayrılır: buji ile ateşlemeli (spark ignition (SI)) motorlar ve sıkıştırma ile ateşlemeli (compression ignition (CI)) motorlar. Daha yaygın bilinen adıyla veya kullandıkları yakıt türüne göre sırasıyla benzinli motorlar ve dizel motorlar olarak da sınıflandırılabilir. Modern benzinli motorlar, yakıt-hava karışımının yanmasının daha verimli olması için benzinli direkt enjeksiyon (gasoline direct injection (GDI)) tekniğini kullanır. Yakıt pompasında basıncı artırılan yakıt, direkt olarak silindir içerisine püskürtülür. Püskürtülen yakıt, hava ile homojen bir biçimde karıştıktan sonra sıkıştırma zamanı sonlarında buji çakarak tutuşma gerçekleştirilir. Yakıt silindir içine püskürtüldüğü için silindire emme zamanında daha fazla hava alınır ve volümetrik verim artırılır. Artan hava miktarıyla birlikte daha fazla yakıt yakılması mümkün olur ve daha yüksek çıkış gücü elde edilebilir. Modern motor kontrol üniteleri sayesinde yakıt enjeksiyonu ve buji kontrolü oldukça hassas biçimde sağlanabilmekte, enjektör ve yanma odası tasarımındaki gelişmelerle hava-yakıt karışımı daha iyi sağlanarak yanma verimi artırılmakta, silindir ve piston yüzeylerinde yanmamış yakıt birikmesi en aza indirgenmekte ve bunların sonucu olarak da daha iyi yakıt ekonomisi sağlanmaktadır. GDI motorlar daha temiz yanma sağlamak ve katalitik konvertörü etkin bir şekilde kullanabilmek için stokiyometrik ($\lambda=1$) şartlarda çalışır.

Sabit hava-yakıt oranını sağlayabilmek için motora giren hava akışı gaz kelebeği ile kontrol edilir. Bu yöntemin kullanılması pompalama kayıplarını artırıp, özellikle kısmi yüklerde verimin düşmesine neden olmaktadır. Stokiyometrik çalışma modu orta yüklerde kullanılır. Yakıt emme zamanında püskürtülerek silindir içinde homojen bir yakıt karışımı oluşturulur. Buji etrafında stokiyometrik, bujiden uzak kısımlarda fakir ($\lambda>1$) karışım elde edilir. Tüm yanma odasında fakir bir karışım oluşmakta, bu da düşük yakıt tüketimi ve oldukça temiz egzoz emisyonları sağlamaktadır. Bujiden uzak bölgelerde fakir karışım bulunması kendi kendine tutuşma (vuruntu) ihtimalini azaltır, bundan dolayı sıkıştırma oranı artırılarak daha verimli bir çalışma elde edilebilmektedir. Fakat kısmi yüklerde yakıt sıkıştırma zamanı sonlarına doğru püskürtülerek buji etrafında katmanlı dolgu oluşturulur. Katmanlı dolgu (stratified charge) vuruntuya sebep olmadan daha yüksek sıkıştırma oranlarında ve daha fakir karışımlarda kullanılarak yakıt tüketimini azaltır. Bu katmanlı dolgu, ateşleme sonrasında alevin silindir içinde hızla yayılmasını sağlar ve geleneksel SI motorlardaki gibi yüksek alev sıcaklığına sebep olmaktadır. Yüksek alev sıcaklığı yanma sonu sıcaklığının artmasına ve NO_x emisyonlarının yükselmesine sebep olur. Katmanlı dolgu aynı zamanda silindir içerisinde bölgesel zengin karışımlara yol açarak is emisyonlarının artmasına neden olabilmektedir. Şekil 1.1'de GDI motorlarda homojen ve katmanlı dolgu oluşumu gösterilmiştir.



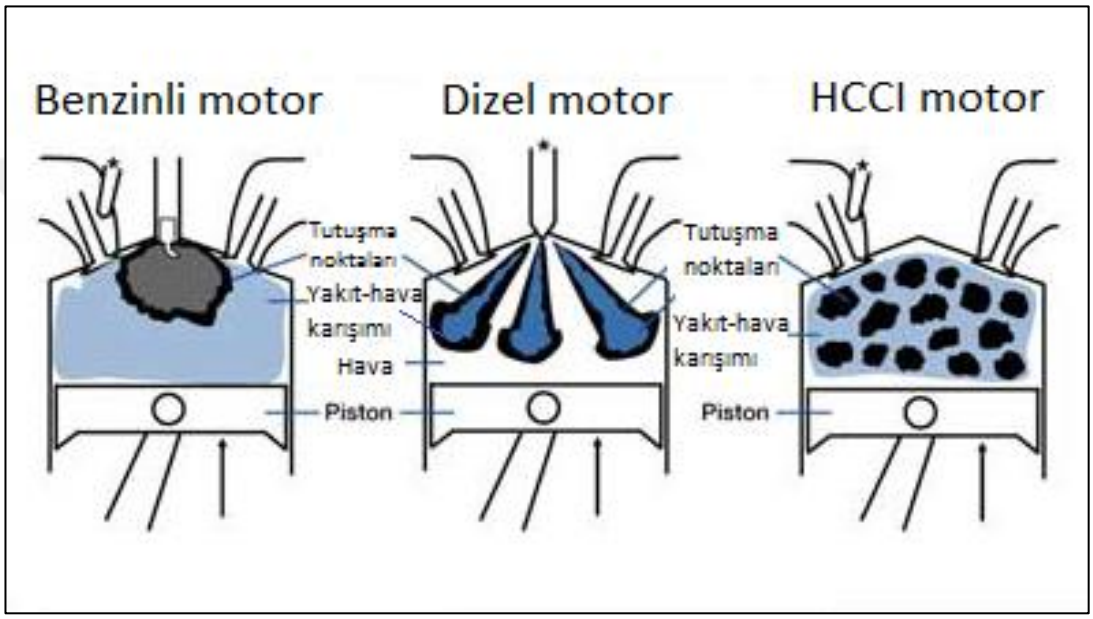
Şekil 1.1. GDI motorlarda homojen ve katmanlı dolgu oluşumu

Dizel motorlar emme zamanında içeriye sadece hava alarak sıkıştırma zamanında havayı sıkıştırır. Sıkıştırma zamanının sonunda basıncı ve sıcaklığı artırılan hava üzerine yüksek basınçta yakıt püskürtülerek oluşan yakıt-hava karışımının kendi kendine tutuşması sağlanır. Dizel motorlar sıkıştırma zamanında sadece havayı sıkıştırdığı için yüksek sıkıştırma oranlarında (12-24) vuruntu riski olmadan çalışabilirler. Yakıt enjektör deliklerinden çıktığı andan yanmaya başladığı ana kadar damlacık boyutundan buhar fazına geçmesi karmaşıktır. Yakıt-hava karışımının bir kısmı homojen karışmış olup hızlıca yanar, fakat yakıtın büyük kısmının buharlaşıp tepkimeye hazır hale gelmesi için gereken zaman, kimyasal tepkimeler için gereken zamandan fazladır. Bu yüzden karışım yakıtça zengin bölgeler ve yüksek sıcaklıkta alevin oluştuğu bölgeler olarak ayrılabilir. Yakıtça zengin bölgelerde oksijenin eksikliği is emisyonlarına sebep olmaktadır, fakat silindir gaz sıcaklığının artmasıyla beraber yanmamış yakıtın yanması sağlanarak is emisyonları azaltılır. Yüksek alev sıcaklığı ise silindir gaz sıcaklığını 2700 K civarlarına çıkarır. 1800 K ve üzeri yanma sonu sıcaklığı NO_x emisyonları için kritik değerdir, bu yüzden dizel motorlar için NO_x emisyonlarının azaltılması kritik önem arz etmektedir [1]. Tüm bu nedenlerden ötürü araştırmacılar son yıllarda, benzinli ve dizel motorun avantajlarını birleştirerek daha düşük NO_x ve is emisyonları ile birlikte daha yüksek termik verime sahip olan HCCI yanma teorisi üzerine odaklanmışlardır [2,3].

HCCI yanma, yakıt-hava karışımının benzinli motorlarda olduğu gibi sıkıştırma zamanından önce homojen olarak hazırlanıp, sonrasında ise dizel motorlarda olduğu gibi sıkıştırılarak kendi kendine tutuşturulması prensibine dayanmaktadır. Şekil 1.2'de görüldüğü gibi yakıtça fakir ve homojen karışım hazırlandıktan sonra yanma esnasında birçok tutuşma noktası oluşur. Bu noktalarda yanma aynı anda gerçekleşir ve büyük çapta bir alev yayılmaz [4]. Bu yüzden alev sıcaklığı düşük olacağından yanma sonu sıcaklığı da düşük olacak, benzin ve dizel motorlara göre daha düşük NO_x emisyonu açığa çıkacaktır. Homojen karışımın sonucu olarak da düşük seviyelerde is emisyonu ve dizel motorlara yakın seviyelerde termik verim elde edilmektedir.

HCCI motorların bu avantajlarının yanında halen tam olarak çözüme ulaşılamamış handikapları bulunmaktadır. Bunların başında yanma fazlarının geniş motor devri ve yük aralıklarında doğrudan kontrol edilememesi gelmektedir. Dizel motorlarda kendi kendine tutuşma ve yanma enjeksiyon zamanıyla kontrol edilmektedir. HCCI

motorlarda karışım önceden oluşturulup kendi kendine tutuşma noktasına kadar sıkıştırıldığı için yanma başlangıcının direkt olarak kontrol edildiği dizel motorlarda olduğu gibi püskürtme başlangıcı veya benzinli motorlardaki gibi bir ateşleme zamanı yoktur. Bunun yanında yüksek seviyelerde yanma gürültüsü, yanmamış HC ve CO emisyonu üretimi, çalışma aralığının dar olması, soğukta çalışma zorluğu ve homojen karışım oluşturmada karşılaşılan zorluklar, HCCI yanma teorisinin eksik ve üzerinde çalışılması gereken yönlerini oluşturmaktadır.



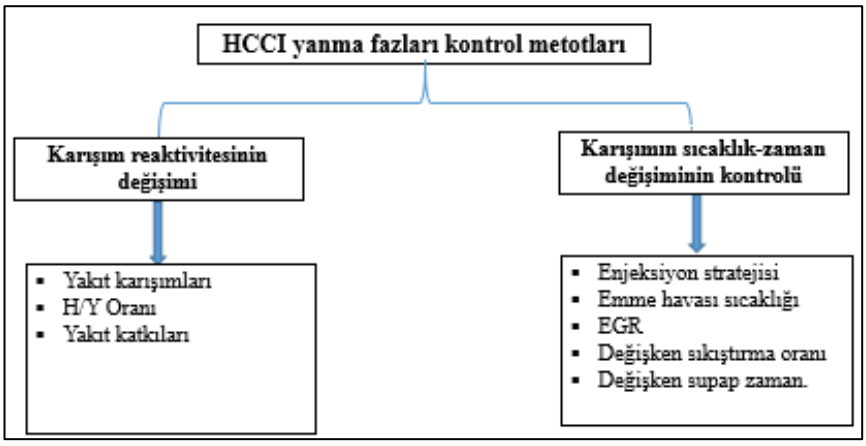
Şekil 1.2. Benzinli, dizel ve HCCI motorda yanmanın oluşumu

HCCI yanmada, yanma başlangıcının (kendiliğinden tutuşma zamanı) ve yanma oranının kontrolü oldukça güçtür. Bu kontrolün sağlanmasında iki önemli parametre rol oynamaktadır. Bunlardan birincisi silindir içerisindeki sıcaklık-zaman değişimi, ikincisi ise yakıtın kendiliğinden tutuşma karakteristikleridir. Sıcaklık-zaman değişiminin kontrolü için literatürde kullanılan metotlar emme havası sıcaklığı [5] ve basıncı, değişken subap zamanlamasının farklı şekillerde uygulanmasıyla artık gazların kullanımı (Negatif subap bindirmesi, egzoz supabının ikinci kez açılmasıyla egzoz gazlarının tekrar içeri alınması), iç ve dış egzoz gazı resirkülasyonu (exhaust gas recirculation (EGR)), değişken sıkıştırma oranı ve yakıt enjeksiyon stratejisidir [3]. Emme supabı kapatıldıktan sonra sıcaklık-zaman değişimi ve yakıt konsantrasyonu sadece enjeksiyon zamanı ve kademeli enjeksiyon yöntemi ile kontrol edilebilir. İkinci parametre olan yakıtın kendiliğinden tutuşma karakteristikleri için de

literatürde hava yakıt oranı, yakıt karışımları ve yakıt katkıları kullanımı incelenmiştir. İkinci bölümde bu parametreler hakkında son zamanlarda yapılmış literatür çalışmaları incelenmiştir.

2. HCCI MOTORLARDA YANMA KONTROL YÖNTEMLERİ

HCCI yanma konseptini oluşturan temel karakteristikler; yakıt-hava karışımının homojen bir şekilde oluşturulması, oluşan karışımın sıkıştırma zamanı sonunda kendi kendine tutuşması ve yanmanın düşük sıcaklıkta gerçekleşmesidir. Literatürde bu teori, kontrollü kendiliğinden tutuşma (controlled auto-ignition (CAI)) yanma teorisi ya da HCCI yanma teorisi olarak ifade edilmektedir. HCCI yanma teorisi; sıcaklık, basınç ve silindir içi karışımın kontrol edilerek tutuşmanın sağlanması ve yanmanın başlaması esasına dayanır. HCCI motorda tutuşma zamanının kontrolü doğrudan buji ile yapılamamaktadır. HCCI motorlarında yanma fazları farklı çalışma parametreleri (yakıt enjeksiyon stratejisi, dolgu sıcaklığı ve basıncı, EGR, değişken subap zamanlaması, değişken sıkıştırma oranı) kullanılarak kontrol edilmeye çalışılmıştır. Bununla birlikte farklı oranlarda yakıt karışımları ve yakıt katkıları kullanımıyla yakıtın kendiliğinden tutuşma zamanı geciktirilerek veya öne çekilerek yanma kontrolü sağlanmaya çalışılmıştır. Tüm bu parametreler Şekil 2.1'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1. HCCI yanma kontrol yöntemleri

Tez çalışmasının deneysel kısmında karışımın sıcaklık-zaman değişiminin kontrolü için direkt ve çift kademeli yakıt enjeksiyon tekniği kullanılmıştır. Karışım reaktivitesi değişiminin etkisini inceleyebilmek için ise alkol-benzin karışımları kullanılmıştır. Bu bölümde ise çalışma kapsamında kullanılan bu parametrelerle ilgili yapılmış literatür çalışmaları incelenmiştir.

2.1. Yakıt Enjeksiyon Stratejisi

HCCI motorlarda yanma fazlarının kontrolü iki bölüme ayrılır. Birincisi ısı dağılımının (sıcaklık-zaman değişimi) kontrolü olup, çalışma aralığının genişletilmesinde rol oynar. İkincisi ise kendiliğinden tutuşma zamanının kontrolüdür. Tutuşma zamanının kontrolünde baz alınan temel faktör silindir içi gaz sıcaklığıdır. Yakıt enjeksiyon stratejisi diğer kontrol stratejileri ile birlikte kullanıldığında tutuşma zamanının kontrolü ve çalışma aralığının genişletilebilmesinde önemli role sahiptir. Ayrıca silindir içerisinde bölgesel yakıt yoğunluğunun ayarlanması ve sıcaklık zaman değişiminin kontrol edilebilmesini sağlarlar.

HCCI yanmada homojen karışımın oluşturulabilmesi için yeterli karışma zamanı gereklidir. Bu yüzden yakıtın erken enjeksiyonla emme manifolduna püskürtülmesi, homojen karışımın oluşturulabilmesi için uygun bir yöntemdir. Fakat bu yöntem yanma fazının kontrolü ve karışımın katmanlaşmasında etkili değildir. Ayrıca maksimum kullanılabilir sıkıştırma oranını da sınırlar. Direkt enjeksiyon (DI) yöntemi kullanıldığında ise yüksek sıkıştırma oranlarına çıkılarak düşük yük limitleri genişletilebilmekte ve yanma fazlarının kontrolü sağlanabilmektedir. Marriott ve Reitz [6] enjeksiyon zamanının yanma fazı üzerindeki etkilerini, yüksek sıkıştırma oranına sahip dizel bir motorda buji desteği olmadan ve yüksek emme havası sıcaklığı kullanımı ile incelemiştir. Enjeksiyon zamanını emme zamanının başlarından sıkıştırma zamanı sonuna doğru farklı motor devri, emme havası sıcaklığı ve eşdeğerlik oranlarında değiştirerek yanma fazını kontrol edebilmişlerdir. Çanakcı ve Reitz [7] aynı motoru çift enjeksiyon tekniği kullanarak DI-HCCI motora dönüştürmüşler ve HCCI yanmayı incelemişlerdir. Çift enjeksiyon tekniğinin yanma başlangıcını kontrol edebildiğini ve optimum enjeksiyon zamanı ve enjeksiyon oranları kullanılması ile NO_x emisyonlarında önemli miktarda düşme ve yüksek termik verim elde etmişlerdir.

Wang ve diğ. [8] sıralı ve iki silindirli dizel bir motoru benzin DI motoruna dönüştürmüşler ve çift enjeksiyon yöntemini kullanarak I., II. enjeksiyon zamanı ve püskürtme oranının etkisini incelemişlerdir. Tek enjeksiyon kullanımında enjeksiyon erken yapıldığında (100 °KA) homojen karışım sağlanmış, fakat karışımın silindirin bütün bölgelerinde fakir olmasından dolayı buji etrafında istenilen katmanlı dolgu

oluşturulamamıştır. Enjeksiyon zamanı geç olduğunda (300 °KA) ise buji etrafında zengin karışım oluşmuş, bu karışımdaki benzinin buharlaşması için yeteri kadar zaman olmadığından ve hava ile karışamadığından tutuşma sağlanamamıştır. Çift enjeksiyon tekniğinde ise yakıtın çoğu birinci enjeksiyon zamanında (100 °KA) püskürtülmüş, ikinci enjeksiyon ise sırasıyla 200 °KA, 250 °KA ve 270 °KA yapılmıştır. 200 °KA ve 270 °KA'daki enjeksiyonlarda buji etrafında fakir karışım oluştuğundan istenen tutuşma sağlanamamıştır. 250 °KA enjeksiyon zamanı buji etrafında istenilen karışım oluşmasına sebep olarak tutuşmayı kolaylaştırmış, silindirin diğer kısımlarındaki homojen olarak dağılmış karışım ise verimli yanmayı sağlamıştır. Yakıtın çoğunluğunun birinci enjeksiyonda püskürtülmesiyle homojen karışım sağlanmış, ikinci enjeksiyonun az miktarda yapılması ile yakıt silindir içindeki yüksek sıcaklıktan dolayı daha çabuk buharlaşabilmiş ve buji etrafında istenilen karışımın elde edilmesini sağlamıştır.

Cao ve diğ. [9] benzinli bir motorda subap zamanlamalarını değiştirip negatif subap bindirmesi (egzoz subabının erken, emme subabının geç açılarak her iki supabın da aynı zamanda kapalı olması sayesinde, sıcak egzoz gazlarının bir kısmının silindir içinde bırakılarak bir sonraki çevrim için yeniden sıkıştırılmasına negative valve overlap (NVO) denir) tekniğini uygulayarak direkt ve emme manifolduna yakıt püskürtmenin etkilerini 3B motor simülasyonu programı üzerinde deneysel verileri kullanarak modellemişler ve incelemişlerdir. Yakıt püskürtme zamanlarının silindir içindeki hava ve yakıtın karışım sürecini önemli ölçüde etkilediğini görmüşlerdir. NVO periyodunda silindir içindeki yüksek artık gaz sıcaklığı ve egzoz gazlarının yeniden sıkıştırılmasının, NVO periyodunun başında yapılan erken direkt püskürtmede yakıtın hızlı buharlaşmasına ve homojen bir şekilde karışmasına katkı sağladığı görülmüştür. NVO periyodu bitip emme supabı açılması (Intake valve opening (IVO)) sonrası yapılan püskürtmede ise silindire giren emme havasındaki türbülans yakıt hava karışımının en iyi şekilde oluşmasına katkı sağladığı görülmüştür. Emme supabı kapandıktan sonra 220 °KA yapılan geç püskürtmede ise yeterli olmayan karışma süresi ve silindir içi gaz hareketlerinin yavaş olması en fazla katmanlı dolgunun oluşumuna sebep olduğu görülmüştür. Emme manifolduna püskürtme tekniği daha iyi homojen karışımın oluşmasını sağladığı için daha hızlı yanma ve daha yüksek ısı dağılım oranlarının oluşmasına sebep olmuştur. Bu da maksimum gaz

sıcaklığını artırmış, dolayısıyla NO_x emisyonları yüksek gözlenmiştir. Ayrıca basınç artış oranı ve maksimum silindir basıncının fazla olması gürültülü yanmaya yol açıp sürüş kalitesini düşürmüştür. Direkt enjeksiyon tekniğinde ise katmanlı dolgu oluşturulmuş, yanma kısmen zengin bölgelerden başlayıp, yanmanın daha da yavaşladığı fakir bölgelere doğru ilerlemiş ve hızı düşmüştür. Ayrıca daha iyi yanma kontrolüyle optimum yanma sağlanmış ve yakıt tüketimi düşürülmüştür.

Turkcan ve diğ. [10] tek silindirli DI bir dizel motoru, enjeksiyon zamanı elektronik olarak kontrol edilebilen DI-HCCI motora çevirmişler ve TSDI tekniği uygulayarak ikinci enjeksiyon zamanının alkol-benzin karışımlarının yanma ve emisyon karakteristiklerine etkisini incelemişlerdir. Direkt püskürtmeli benzin HCCI'ı uygulayabilmek için düşük basınç common rail sistemi ile püskürtme basıncını 10 MPa'da sabit tutmuşlar ve tek delikli benzin direkt enjektörü kullanmışlardır. Birinci enjeksiyon zamanı 120 °KA emme üst ölü noktadan sonra (eÜÖNS)'da, ikinci enjeksiyon zamanları ise 330, 335, 340 ve 345 °KA eÜÖNS olacak şekilde yapılmıştır. Test yakıtı olarak 97 oktan benzin, etanol-benzin karışımları (etanol yüzdesine göre E10 ve E20) ve metanol-benzin (metanol yüzdesine göre M10 ve M20) karışımları sabit enerji girişinde ve yüksek ve düşük eşdeğerlik oranlarında test edilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, ikinci enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımına etkisi net olarak görülmüş ve yanma başlangıcının ikinci enjeksiyon zamanıyla direkt olarak kontrol edilebileceği tespit edilmiştir. Alkol-benzin karışımlarında ve düşük eşdeğerlik oranlarında, uygun ikinci enjeksiyon zamanları kullanılarak daha iyi yanma karakteristikleri, düşük NO_x, yanmamış HC ve CO emisyonları, daha yüksek indike ortalama efektif basınç (indicated mean effective pressure (IMEP)) ve indike verim değerleri elde edilmiştir. NO_x ve is emisyonları arasındaki ikilem ikinci enjeksiyon zamanının ve püskürtme oranının kontrolü ile çözülmüştür.

Das ve diğ. [11] dört zamanlı, tek silindirli DI bir dizel motorda, çift enjeksiyon tekniği uygulayarak dizel yakıtın HCCI modunda yanmasını incelemişlerdir. Çalışmalar %60 yüksek ve %45 düşük yükte yapılmış, enjeksiyon zamanları sırasıyla ön enjeksiyon (pilot injection: pilot enjeksiyon) ve ana enjeksiyon (main injection) olarak adlandırılmışlardır. HCCI modda kullanılan yakıtın %80'i ön enjeksiyon, %20'si ise ana enjeksiyonda püskürtülmüş, ön enjeksiyon 90 °KA eÜÖNS sabit tutulmuş, ana enjeksiyon zamanı ise 26 °KA ve 8 °KA sıkıştırma zamanı üst ölü noktadan önce

(sÜÖNÖ) arasında üçer derecelik farklarla değiştirilerek yanma, emisyon ve performans parametreleri üzerine olan etkileri incelenmiştir. Ana enjeksiyon zamanı geciktirildikçe maksimum basıncın sÜÖN'dan sonra gerçekleştiği ve azaldığı görülmüştür. Ana enjeksiyon zamanı geciktirildikçe maksimum basınç artış oranı (MBAO) giderek azalmış ve maksimum basıncın oluşma noktası ÜÖN'ya doğru kaymıştır. 26 °KA sÜÖNÖ enjeksiyon zamanında basınç artış oranı çok fazla olup vuruntulu yanma olduğu için yüksek yükte kullanılmamıştır. Düşük yükte yanma başlangıcı enjeksiyon zamanlamasına bağlıyken, yüksek yükte daha çok ön karışımdaki eşdeğerlik oranına bağlıdır. HCCI modda termik verim, erken enjekte edilen yakıt silindir duvarlarına çarptığından ve tutuşma sÜÖNÖ gerçekleştiği için normal dizel moduyla karşılaştırıldığında tüm enjeksiyon zamanları için düşük gözlenmiştir. Özgül yakıt tüketimi termik verim düştükçe artmıştır. NO_x emisyonlarının normal dizel yanmaya göre daha düşük olduğu, enjeksiyon zamanının geciktirilmesiyle düştüğü gözlenmiştir. Homojen karışım oluşumu ve dolgu sıcaklığının düşmesi buna sebep olmuştur. Toplam HC ve CO emisyonları enjeksiyon zamanının gecikmesiyle silindir içi basınç ve sıcaklığın düşmesinden dolayı yanma reaksiyonları kötüleştiğinden artmıştır.

Das ve diğ. [12] aynı dizel motor üzerinde yaptıkları diğer bir çalışmada enjeksiyon zamanı, ön karışımlı eşdeğerlik oranı ve soğutulmuş dış EGR'nin HCCI yanma karakteristikleri ve emisyonlar üzerindeki etkisini çift enjeksiyon tekniğiyle incelemişlerdir. Enjeksiyon zamanı ve soğutulmuş dış EGR çalışmalarını**,** 1500 d/d, %50 tam yükte ve %80-%20 enjeksiyon oranıyla yapmışlardır. Ön enjeksiyon zamanını 180 °KA sÜÖNÖ seçmişler, ana enjeksiyon ise 26-14 °KA sÜÖNÖ arasında değiştirilmişler, EGR oranını ise %12 ve %25 olarak seçmişlerdir. Ön karışım eşdeğerlik oranının etkisini ise ön enjeksiyon ve ana enjeksiyon zamanlarını sırasıyla 270 °KA ve 20 °KA sÜÖNÖ seçerek, sabit 1350 d/d ve %45 tam yükte incelemişlerdir. Ön karışım eşdeğerlik oranını ise ön enjeksiyonda püskürtülen yakıtın hava kütlesine oranının, stokiyometrik yakıt hava oranına bölümü olarak tanımlamışlar ve 0'dan 0.38'e kadar artırmışlardır. Ana enjeksiyon zamanının geciktirilmesi ve EGR kullanımının yanma fazını geciktirdiği için indike yakıt tüketimi ve egzoz gazı sıcaklığını artırdığını gözlemlemişlerdir. Ön karışım eşdeğerlik oranının artırılmasının yanmayı öne çekerek silindir içi maksimum basınç ve basınç artış oranını artırdığını

gözlemlemişler, farklı yükleme koşullarında yanma fazının kontrolü için kullanılabileceği sonucuna varmışlardır. Ana enjeksiyon zamanının geciktirilmesi ve EGR oranının artırılmasının NO_x emisyonlarını düşürdüğünü, HC ve CO emisyonlarını artırdığını gözlemlemişlerdir.

Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda düşük sıcaklıkta ve homojen yanma modlarından bir diğeri de kısmi ön karışımlı yanma (Partially Premixed Charge (PPC)) olup HCCI yanmaya oldukça benzemektedir. HCCI yanma ile arasındaki net olarak bir ayrım söz konusu olmayıp genel olarak PPC yanmada yakıt püskürtmesi daha geç yapılarak kısmi ön karışımlı ve daha katmanlı (daha az homojen) bir dolgu elde edilir. Bu modda da benzin kullanımı yeterli karışma zamanını sağladığı için uygun bir yöntem olarak görülmüştür, fakat HCCI yanmaya benzer şekilde düşük yük şartlarında çalışma zorluğu göstermiştir. Bu yüzden ateşleme zorluğunu çözebilmek için buji kullanımı uygun görülmüştür.

Benajes ve diğ. [13] buji destekli kısmi ön karışımlı yanma (spark assisted PPC) konseptini çift enjeksiyon stratejisi uygulayarak incelemişlerdir. Tek silindirli dizel DI bir motorda 98 oktan benzinin yanmasını tek ve çift enjeksiyon stratejilerini karşılaştırarak incelemişlerdir. Tek kademeli enjeksiyon stratejisinde bujili ve bujisiz, çift enjeksiyonda ise bujili çalışmışlardır. Tek kademeli enjeksiyonda bujili ve bujisiz çalışmada IMEP değişim katsayısını (COV_{IMEP}) karşılaştırmışlar, buji desteği olmadığı durumda COV_{IMEP} değerlerinin fazla yükseldiğini, buji kullanımında ise yarısı kadar azalarak çalışma aralığını artırdığını görmüşlerdir. Çift kademeli enjeksiyonda ise, COV_{IMEP} değerlerinde önemli bir değişme olmadan, daha az yakıt miktarıyla daha fazla IMEP değerleri elde edilebildiğini görmüşlerdir. Çift enjeksiyonun yanmanın oluştuğu bölgeyi arttırdığını, boyutsuz alev alanı profilinden ve silindir içi doğal parlaklık (natural luminosity (NL)) görüntülerinden gözlemlemişlerdir. Çift kademeli enjeksiyonda yanmanın ilk gelişmeye başladığı anlardaki fakir karışım şartlarının alev yayılma periyodunu yavaşlattığını, görülür yanma hızı değerlerine bakarak tespit etmişlerdir. Kendi kendine tutuşma fazında ise ön enjeksiyonla ilişkilendirilen boyutsal karışım dağılımındaki artışın, yanmanın gerçekleştiği bölgeyi artırarak tüm yanma odasına yayıldığını tespit etmişlerdir.

Sehn ve diğ. [14] 6 silindirli DI bir dizel motorda 89 oktan benzinin HCCI'dan PPC modda yanmaya geçişini, enjeksiyon stratejisi, EGR ve emme basıncını değiştirerek incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada birinci püskürtme zamanını 130 °KA ve 19 °KA sÜÖNÖ arasında değiştirmişler, tek kademeli enjeksiyonda yakıtın tamamını, çift kademeli enjeksiyonda yakıtın %70'ini bu aralıkta püskürtülmesini sağlamışlardır. Çift kademeli enjeksiyon kullanımında ikinci püskürtmeyi sabit 4 °KA sÜÖNÖ yapmışlardır. Geçiş işlemini üç bölgeye ayırmışlar; ilk enjeksiyonun 80 °KA sÜÖNÖ ve öncesi açılarda yapıldığı bölgeyi HCCI, 80-45 °KA ÜÖNÖ aralığında yapıldığı bölgeyi geçiş, 45 °KA ÜÖNÖ ve sonrası yapıldığı bölgeyi ise PPC yanma olarak kabul etmişlerdir. Püskürtme zamanının geciktirilmesinin MBAO'yu genel olarak arttırdığını, PPC yanmanın MBAO değerinin daha fazla olduğunu, ayrıca çift enjeksiyon ve EGR kullanımının MBAO'yu azaltarak daha kontrollü ve gürültüsüz yanma sağladığını tespit etmişlerdir. Emisyonları incelediklerinde PPC modunda yakıtın geç püskürtülmesinin piston çanağına daha iyi bir şekilde alınmasını sağladığı için yanmayı iyileştirip HC ve CO emisyonlarını azalttığını, fakat daha fazla zengin karışım bölgeleri oluşturduğu ve maksimum ısı dağılım oranını (maximum heat release rate (MHRR)) artırdığından NO_x emisyonlarını bir miktar artırdığını görmüşlerdir. EGR kullanımının NO_x emisyonlarını azalttığını fakat is ve HC emisyonlarının bir miktar arttığını görmüşlerdir. Bu noktada aynı EGR oranını daha yüksek emme basıncı kullanarak test etmişler, basıncı artırılan emme havasının daha fazla oksijen taşıması ve yarattığı türbülans etkisiyle, NO_x emisyonlarını çok fazla artırmadan, is ve HC emisyonlarını azalttığını tespit etmişlerdir.

Misztal ve diğ. [15] benzin direkt enjeksiyonlu bir motorda enjeksiyon zamanlamasının emisyonlar üzerine etkisini NVO tekniği kullanarak benzinli HCCI yanma için incelemişlerdir. HCCI yanmayı önce NVO periyodunda tek enjeksiyon modunda, sonra ilk enjeksiyon NVO periyodunda (egzoz zamanının sonu ile emme zamanının başlangıcı arasında), ikinci enjeksiyon ise emme supabı maksimum açılma noktası yakınlarında olmak üzere çift enjeksiyon tekniği kullanarak incelemişlerdir. Tek enjeksiyonda püskürtme zamanının öne çekilerek NVO periyodu ÜÖN'sına yakın yapılmasının PM emisyonlarını artırdığını gözlemlemişler, bunun piston duvarına yapışma etkisinden dolayı gerçekleştiğini öngörmüşlerdir. Çift enjeksiyon testlerinde ise ikinci enjeksiyondaki yakıt yüzdesi artırıldığında PM ve NO_x değerlerinin

minimum seviyede olduğunu tespit etmişlerdir. PM emisyonlarının karışımın homojenliğine büyük ölçüde bağlı olduğunu ve emme supabı açılmasına yakın yapılan enjeksiyonun karışma işlemini iyileştirerek PM emisyonlarını azalttığını tespit etmişlerdir.

Tang ve diğ. [16] optik olarak gözlenebilen bir motorda ilk enjeksiyon zamanı ve yakıt kütle oranlarını değiştirerek çift enjeksiyon tekniği uygulamışlar ve benzin yakıtının PPC yanmasını incelemişlerdir. Yanma sürecinin, çok noktada kendi kendine tutuşma ile başladığını ve alev çekirdeklerinin yüksek yakıt yoğunluğuna sahip bölgeden düşük yoğunluğa doğru ilerlediğini tespit etmişlerdir.

Woo ve diğ. [17] tek silindirli dizel bir motorda etanolün çift enjeksiyon stratejisiyle yanmasını birinci enjeksiyon oranı, birinci ve ikinci enjeksiyon zamanlarını değiştirerek incelemişlerdir. Birinci enjeksiyon oranının artırılmasının dolgu ön karışma seviyesini artırdığı ve is emisyonlarını azalttığını, birinci enjeksiyon zamanının ise homojenlik seviyesini artırıp NO_x emisyonlarını azalttığını tespit etmişlerdir. İkinci enjeksiyon zamanının ise yanma fazını kontrolünü sağladığını, is ve NO_x emisyonlarını önemli ölçüde etkilediğini gözlemlemişlerdir. Optimum enjeksiyon oranı ve zamanlarında, dizel seviyelerine yakın yanma verimlerinde, yüksek net indike verim ve düşük NO_x emisyonları elde etmişlerdir.

2.2. Alkol Katkıların Etkisi

İçten yanmalı motorlarda alternatif yakıtların kullanılmaya başlanması oldukça eskiye dayanmaktadır. Alternatif yakıtlardan otomotiv sektöründe en yaygın kullanılanlar biyodizel, alkoller ve doğal gaz olarak sayılabilir. Her birinin yakıt olarak kullanımı zararlı atmosfer emisyonlarını farklı ölçülerde azaltmakta olup, petrole olan bağımlılığın azaltılmasında birincil derecede önem arz etmektedir. Alkol yakıtlardan etanol ve metanol, hem dizel hem de benzinli motorlarda büyük değişiklik yapılmadan kullanılabilmesi ve emisyonları azaltıcı yönde katkı yapmasından dolayı yaygın olarak kullanılmaktadır [18].

Etanol temel olarak fermantasyon (mayalanma) yöntemi ile üretilir. Fermantasyon işlemi kısaca şekerin çeşitli mikroorganizmaların yaptığı oksijensiz solunum ile alkol ve CO_2'e dönüştürülmesi sürecidir. Günümüzde kullanılan ve büyük ölçüde gelecek

vaat eden alternatif yakıtlardan etanol fermantasyon teknikleri ile lignoselülozik biyokütle artıklarından, basit şeker içeren bitkilerden (şeker kamışı, şeker pancarı, şeker sorgumu) ve nişasta içeren bitkilerden (mısır, patates vb.) üretilmektedir [19]. Hacimce %5 ve %10 etanol içeren benzin-etanol karışımları (E5 ve E10) benzinli araçlarda motorlarda bir değişikliğe gitmeden kullanılabilir. Etanol oranı arttıkça bazı parçalarda aşınma oluşmaya başlar, fakat motorlarda çok pahalı olmayan değişikliklerle aşınma engellenebilir. Günümüzde bazı araç üreticileri saf benzinden E85 yakıtına kadar farklı oranlarda etanol içeren yakıtlarla çalışabilen esnek yakıtlı taşıtlar (flex-fuel vehicles (FFV)) üretmektedirler. Etanol düşük setan sayısından dolayı dizele kıyasla benzinle daha çok kullanılmaktadır. Dizel motorlarda motor üzerinde yapılan çeşitli modifikasyonlarla veya setan artırıcı katkılarla kullanılabilmektedir. Ayrıca etanolün yüksek oktan sayısı daha yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılmasına imkan vererek yüksek motor verimi elde edilmesini sağlar.

Bir diğer alternatif alkol yakıt olan metanol ise doğalgazdan, geri dönüştürülebilir odun, evsel atıklar, belediye katı atıkları gibi atıklardan elde edilebilir. Organik materyallerin gazlaştırılması (gasification) yöntemiyle %75'e kadar verimle elde edilebilmektedir. Son yıllarda ise metanol, hammadde olarak yenilenebilir enerji ve karbondioksit kullanılarak üretilmeye başlanmıştır. Genel olarak etanol daha az zararlı ve yüksek enerji yoğunluğuna sahip olmasına karşın metanolün sürdürülebilir biçimde üretiminin daha ucuz olması, karbon ayak izinin azaltılmasında daha hesaplı bir yöntem olarak karşımıza çıkar.

Metanol ayrıca birçok yakıtla karışım halinde kullanılabilir. Zhen ve Wang [20] yaptıkları çalışmada metanolün diğer içten yanmalı motor yakıtlarıyla (benzin, dizel, etanol, LPG, DME, hidrojen vb.) oluşturduğu 13 farklı karışımının birçok farklı uygulamalarını incelemişlerdir. Sonuç olarak metanolün petrol bazlı yakıtlara alternatif olarak kullanımı arttıkça araç emisyonlarının azalacağını ve çevre kirliliğine azaltıcı katkı yapacağını öngörmüşlerdir.

HCCI yanma fazları yakıtların karıştırılması veya yakıt katkıları ile değiştirilebilen yakıtın kendi kendine tutuşma özelliklerine (karışım reaktivitesinin değiştirilmesi) bağlıdır. Metanol ve etanol gibi yakıtlar benzine daha yüksek oktan sayısına sahiptir. Bu sayede alkol-benzin karışımları daha yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabilir

ve daha yüksek termik verim elde edilebilir. Ayrıca alkoller zengin oksijen içeriği sayesinde oldukça iyi fakir yanma özelliklerine sahiptir.

Earl [21], yaptığı çalışmasında etanol ve metanolün içten yanmalı motorlarda kullanılabilirliğini araştırmak için bazı özelliklerini incelemiştir. Bu alkollerin, benzin ve dizel yakıtına göre ısıl değerinin daha düşük olduğunu, buharlaşma gizli ısılarının da benzine göre daha yüksek olduğunu ve bundan dolayı hava-yakıt karışımı oluşturabilmeleri için ısı transfer yüzeylerinin daha büyük olması gerektiğini tespit etmiştir. Metanolün 112, etanolün 110 ve benzinin 90-100 araştırma oktan sayısı sahip olduğu halde benzinle oluşturduğu karışımda 132 araştırma oktan sayısına sahip bir yakıt gibi davrandığını gözlemlemiştir. Bu yüzden benzin-alkol karışımları yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabilmektedir. Metanol ve etanolün içten yanmalı motorda kullanıldığında yanma sonu sıcaklığını düşürmesinden dolayı NO_x emisyonlarını, yapısında oksijen içermesinden dolayı da CO ve yanmamış HC emisyonlarını azalttığını ifade etmiştir.

Ariello ve Zanoelo [22] detaylı kinetik mekanizma kullanarak etanol-benzin karışımı kullanan HCCI bir motorda NO oluşumunu teorik olarak incelemişlerdir. NO emisyonunun CO ve yanmamış HC emisyonlarından fazla ödün vermeden düşürülmesinin mümkün olduğunu tespit etmişlerdir. Etanol katkısının, yanmamış HC ve CO emisyonlarının artmasına sebep olan yüksek EGR oranlarının kullanımına alternatif olabileceğini belirtmişlerdir.

Çanakcı ve diğ. [23], dört silindirli çok noktadan enjeksiyonlu bir benzin motorunda etanol-benzin (E5 ve E10) ve metanol-benzin (M5 ve M10) karışımlarının motor performans ve yanma karakteristiklerine etkilerini deneysel olarak incelemişler ve saf benzin kullanımı ile karşılaştırmışlardır. Deneyleri şasi dinamometresi üzerinde iki farklı araç hızında (80 km/s ve 100 km/s) ve dört farklı tekerlek güçlerinde (5,10,15 ve 20 kW) yapmışlardır. Elde edilen sonuçlara bakıldığında, 80 km/s araç hızında etanol-benzin ve metanol-benzin karışımlarında CO emisyonlarında ve yanmamış HC emisyonlarında önemli oranda düşme gözlemlenmiştir. Bunun sebebi etanol ve metanol yakıtının içerdiği oksijenin yanmayı iyileştirmesi olarak yorumlanmıştır. Karışımdaki etanol ve metanol oranı arttıkça hava-yakıt eşdeğerlik oranı artmış, tekerlek gücünün artmasıyla ise genel olarak azalmıştır. Etanol ve metanol karışımları

ile 80 km/s hızda CO_2 ve NO_x emisyonlarında azalma görülmüşken, M10 yakıtında CO_2 ve NO_x emisyonlarında 100 km/s hızda bir miktar artma gözlemlenmiştir.

He ve diğ. [24] tek silindirli manifolda enjeksiyonlu (port fuel injection (PFI)) benzinli bir motorda saf n-bütanol, saf etanol ve bunların benzinle oluşturduğu %30'luk karışımların (Bu30 ve E30) silindir içi yanma karakteristiklerini incelemişlerdir. Deneyler 1500 ve 2000 d/d şartlarında yapılmış olup, egzoz supabı kapanması (EVC) ve IVO zamanları değiştirilerek silindir içinde kalan artık gaz miktarı ayarlanarak yakıtların yanmasına etkisi incelenmiştir. Artık gaz miktarının, kendi kendine tutuşma zamanını etkilediğini tespit etmişlerdir. Saf n-bütanol ve etanol kullanımında EVC erkene alınıp silindir içi artık gaz miktarı arttıkça kendi kendine tutuşma zamanı öne çekilmiş, saf benzin, Bu30 ve E30 kullanımında gecikmiştir. Buradan alkolün artık gaz miktarı artışıyla tutuşmaya eğiliminin arttığını tespit etmişler, bunun nedeni olarak da önceki çevrimlerden kalan daha fazla reaktif bileşenin alkolün düşük sıcaklıkta yanma reaksiyonlarını tetiklediğini belirtmişlerdir. Artık gaz miktarının artması silindir içinde yakılacak taze dolgu miktarını azalttığı için IMEP değerlerini tüm yakıtlar için düşürmüş, saf alkollerde öne çekilen kendi kendine tutuşma zamanı negatif sıkıştırma işini artırarak IMEP değerlerini daha da azaltmıştır. Başka bir deneyde karışımdaki oksijen oranını düzenli olarak artırarak tutuşma başlangıcını incelemişler, karışımdaki oksijen oranı arttıkça tutuşmanın daha erken gerçekleştiğini tespit etmişlerdir.

Turner ve diğ. [25], tek silindirli GDI bir motorda farklı oranlardaki biyoetanol ve benzin karışımlarının yanma karakteristikleri ve CO_2 emisyonlarına etkisini, ateşleme ve enjeksiyon stratejilerine bağlı olarak, kısmi yük ve devir şartları altında incelemişlerdir. Benzine etanol ilavesinin motor emisyonlarını azalttığını ve verimi artırdığını fakat karışım oranının artmasıyla lineer olmayan bir ilişkisi olduğunu tespit etmişlerdir. Etanol oranı düşük karışımlarda etanolün karışımın buharlaşma özelliklerini değiştirerek buhar basıncını arttırdığını, etanol oranı yüksek karışımlarda ise buhar basıncını azalttığını yorumlamışlardır. Etanol molekülünün oksijen bulundurması ve yüksek alev hızının, daha iyi bir yanma başlangıcı, daha kararlı bir yanma ve yüksek motor verimine katkı sağladığını tespit etmişlerdir. Daha erken yanma başlangıcı ve yüksek alev hızları, daha hızlı yanma ve daha yüksek silindir basıncına sebep olmuştur. Enjeksiyon stratejileri kapsamında, tek ve kademeli enjeksiyon stratejilerini karşılaştırmışlardır. Tek enjeksiyon stratejisinde yanma

verimi artmış, bunun sonucu olarak CO emisyonları azalmıştır. Kademeli enjeksiyon stratejisinde %30 etanol oranına kadar yanma ve emisyon parametrelerinin kontrol edilebileceğini, yanma başlangıcı gecikmesinin azaldığını ve yanma kararlılığının arttığını, daha yüksek etanol oranlarında ise kademeli enjeksiyonun yanma karakteristikleri ve emisyonlar üzerindeki etkisinin azaldığını tespit etmişlerdir.

Chen ve diğ. [26], farklı oranlardaki etanol-benzin karışımlarının (E0, E85 ve E100) yanmasını sabit hacimli kapta, tek delikli enjektör ve buji kullanarak incelemişlerdir. Deney ortamı direkt enjeksiyonlu buji ateşlemeli bir motordaki sÜÖNÖ durumuna ayarlanmış, çeşitli cihazlarla alınan yüksek hızlı görüntüleme, alev doğal parlaklığı sonuçları tutuşma süreci, alev oluşumu ve yayılmasının incelenmesinde kullanılmıştır. Etanolün düşük alt ısıl değerine sahip olmasından dolayı etanolün karışımdaki oranı arttıkça yanmanın zorlaştığını ve alev oluşumunun bujiden çakan kıvılcım enerjisine bağlılığının arttığını tespit etmişlerdir. E85 ve E100 karışımlarında alevin E0'dan daha yavaş yayıldığını gözlemlemişler, bunun sebebini ise etanolün yüksek gizli buharlaşma ısısının yanma sıcaklığını düşürmesi olarak yorumlamışlardır. Ayrıca etanol oranı arttıkça tutuşma gecikmesinin azaldığını, kararlı yanma için gerekli tutuşma zamanı aralığının genişleyerek kıvılcım zamanlamasının daha esnek şekilde yapılmasına olanak sağlandığını tespit etmişlerdir.

Xie ve diğ. [27] tek silindirli PFI bir motorda %100 etanol, %100 metanol ve benzinle %50 oranında oluşturdukları karışımların (sırasıyla E100, M100, E50, M50) HCCI yanmasını iç EGR stratejisi kullanarak incelemişlerdir. Yaptıkları çalışma sonucunda alkollerin yüksek hava/yakıt ve iç EGR oranlarında yanabildiğini tespit etmişlerdir. Tüm alkol karışımlarında, yanma düşük sıcaklıkta gerçekleştiği için NO_x emisyonlarının azaldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca alkollerin yüksek devir ve düşük yüklerde benzine kıyasla daha iyi performans gösterdiklerini tespit etmişlerdir.

Shayan ve diğ. [28] metanol-benzin karışımlarının (M5, M7,5, M10, M12,5, M15) 4 silindirli SI bir motorda kullanılmasının performans karakteristikleri ve emisyonlara etkisini incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlara bakıldığında, metanolün yapısında oksijen bulundurması ve yüksek gizli buharlaşma ısısından dolayı yanma verimi ve giren hava-yakıt karışımının yoğunluğu artmış, bunların sonucunda tork ve güç değerlerinin arttığı görülmüştür. Metanolün dolguyu soğutma etkisi sebebiyle motora

giren hava debisini arttırdığından dolayı volümetrik verimin arttığı gözlemlenmiştir. Metanolün yapısında oksijen bulundurması ve benzine göre daha az sayıda karbon atomu içermesi yanmayı iyileştirerek CO ve HC emisyonlarını arttırmıştır. Metanolün yanma verimini artırması CO_2 emisyonlarını artırmış, yanmanın stokiyometrik şartlara yaklaşması alev sıcaklığını artırarak NO_x emisyonlarını artırmıştır.

Zhang ve Wu [29] iki silindirli dizel bir motorda HCCI yanmayı metanol yakıtıyla incelemişlerdir. Emme manifoldu üzerine enjektör yerleştirmişler ve püskürtme zamanını 80 °KA eÜÖNÖ ayarlayarak homojen karışımın oluşmasını sağlamışlardır. Emme havası sıcaklığı, yakıt-hava eşdeğerlik oranı ve motor devrini değiştirerek yanma ve performans parametreleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlarda emme havası sıcaklığı, eşdeğerlik oranı ve motor devri arttıkça maksimum silindir basıncı ve ısı dağılım oranlarının arttığı, yanmanın daha erken başladığı görülmüştür. Emme havası sıcaklığı ve devir arttıkça tutuşma daha erken başlamış ve toplam yanma süresi kısalmıştır. Eşdeğerlik oranının artmasıyla tutuşma başlangıcı gecikmiş ve toplam yanma süresi kısalmıştır. IMEP değerleri emme havası sıcaklığı ve eşdeğerlik oranının artmasıyla artmıştır. Ayrıca yanma süresinin kısaldıkça termik verimin yükseldiği görülmüştür.

Zhang ve diğ [30], modifiye edilmiş iki silindirli DI bir dizel motorda emme havası sıcaklığı ve hava fazlalık katsayısının HCCI yanma karakteristikleri ve emisyonlarına etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında etanol, metanol ve benzin olmak üzere üç farklı yakıt kullanmışlardır. Emme hava sıcaklığının artmasıyla silindir basıncının arttığını, HC ve CO emisyonlarının azaldığını gözlemlemişlerdir. Tüm emme havası sıcaklıklarında etanol ve metanolün NO_x emisyonları sıfıra oldukça yakın olup, benzin için NO_x emisyonları emme havası sıcaklığının artmasıyla bir miktar yükselmiştir. Hava fazlalık katsayısı arttıkça silindir içi maksimum sıcaklık ve silindir basıncı azalmış, NO_x emisyonları düşmüştür. Hava fazlalık katsayısı 2,5 ve üzerine çıktığında NO_x emisyonları oluşmamış fakat HC ve CO emisyonları artmıştır.

Maurya ve Agarwal [31] dört silindirli HCCI bir motorda metanol ve etanol kullanımının performans, yanma ve emisyon karakteristiklerine etkilerini, farklı emme havası sıcaklıkları ve hava/yakıt oranları kullanarak incelemişler, sonuçlarını benzinin yanma verileriyle karşılaştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlardan IMEP değerlerinin

daha çok hava-yakıt oranından, yanma fazının ise daha çok emme havası sıcaklığından etkilendiğini tespit etmişlerdir. Motor devri arttıkça HCCI düzenli çalışma aralığının daraldığını görmüşlerdir. Sabit hava-yakıt oranları için etanol ve metanolün yüksek termik verime sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Zengin karışımlar sÜÖNS'deki açılarda en iyi yanma fazına sahipken, fakir karışımlar sÜÖN'ya yakın açılarda en iyi yanma fazına sahiptir. Ayrıca metanol ve etanolün, benzinle karşılaştırıldığında, yanma başlangıç zamanlarının hava-yakıt oranından ziyade emme havası sıcaklığına bağlı olduğunu görmüşlerdir. Metanolün benzin ve etanolle karşılaştırıldığında maksimum indike termik veriminin daha düşük olduğunu ve daha erken tutuştuğunu tespit etmişlerdir. NO_x emisyonlarının hava-yakıt oranından daha çok etkilendiğini, diğer yanma türlerinden oldukça düşük olduğunu tespit etmişlerdir. HCCI yanmanın yanma sıcaklıklarını düşürmesi de HC ve CO emisyonlarını artırmıştır.

3. HCCI YANMANIN ANALİZ YÖNTEMİ

Bu bölümde HCCI yanmanın bilgisayar ortamında analizi için kullanılan yöntem ana hatlarıyla ele alınmıştır. Birinci alt bölümde tez çalışması kapsamında kullanılan HCCI motorda yanmanın analizi için kullanılan çözüm tekniği tanıtılmıştır. İkinci alt bölümde literatürde HCCI yanma analizi üzerine yapılmış modelleme ve simülasyon çalışmaları incelenmiştir. Son alt bölümde ise türbülans, transport, yanma, yakıt demeti parçalanma, damlacık buharlaşması ve emisyon modelleri tanıtılmıştır.

3.1. CFD Yöntemi

İçten yanmalı motorlarda yanmanın deneysel olarak incelenmesi için maliyeti yüksek, kurulumu zaman alan ekipmanlar gerekmektedir. Sadece yanma hakkındaki temel bilgileri (silindir basıncı ve sıcaklığı, performans parametreleri, egzoz emisyonu) tutarlı bir şekilde elde edebilmek için dahi yüksek maliyetli ve hassasiyeti yüksek olması gereken basınç ve sıcaklık sensörleri, motor dinamometreleri, emisyon cihazları vb. gerekmektedir. Silindir içi yanmanın daha ayrıntılı incelenmesi için silindir içinden optik düzeneğe sahip motorlar, görüntü almak ve ölçüm yapabilmek için yüksek hızlı kamera ve lazer sistemleri gibi daha çok maliyetli deney cihazlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Günümüzde kullanılan modern paket programlarla içten yanmalı motorların modellenmesi, optimizasyonu ve gelişmiş yanma modelleriyle birlikte yanma fenomeni hakkında çok daha kısa sürelerde detaylı bilgiler elde etmek mümkündür. Öyle ki, gelişmiş seviyede CFD bilgisiyle deneysel sistemlerle ölçülmesi zor veriler elde edilebilmektedir. Tüm bunlara rağmen, CFD metoduyla yapılan analizlerin doğrulanması tam anlamıyla gerçekleştirilememiştir. Mevcut programlarda gerçek koşullardaki çevre şartları modele sınır koşulları olarak eklenebilse de, böylesine karmaşık bir analizin çözümünü yapabilecek CPU gücünü bulmak zordur ve analizin bitmesi deneysel sistemlerden daha uzun süreler alabilmektedir. Analiz sürelerini azaltmak için yapılan kabuller de CFD modellerinin hata payını kaçınılmaz olarak arttırmaktadır. Buna rağmen mevcut analiz sonuçları içten yanmalı motorlarda yanmanın incelenmesi ve optimize edilmesi adına yeterli bilgiyi vermektedir.

Tez çalışmasının CFD analiz kısmında son yıllarda yapılmış çalışmalarla güvenilirliği ispatlanmış AVL Fire programı kullanılmıştır. Simülasyonlarda bu programın yakıtın silindir içine enjeksiyonu ve yanmasının incelenmesi için geliştirilmiş ESE Diesel modülü kullanılmıştır. Bu modül dizel kendi kendine tutuşma, buji ile ateşleme, vuruntu simülasyonunun yanı sıra HCCI, reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme (reactivity controlled compression ignition (RCCI) gibi farklı yanma uygulamalarının analiz edilmesinde kullanılabilmektedir. Kullanılan program sonlu hacimler mantığıyla çalışmakta olup, modellemede motorun alt ölü nokta (AÖN) ve ÜÖN arasında gidip gelmesiyle artıp azalan hesaplama hacmi için çeşitli fiziksel ve kimyasal hesaplamalar yapılmaktadır. Fiziksel olarak 3B geometride kütle, momentum ve enerji transportunun fiziksel yasalarını içeren korunum denklemleri çözülmektedir. Kimyasal çözümler ise bir veya birden çok adımlı zincir reaksiyonlarının ve bu reaksiyonların bağlı olduğu termodinamik bağıntılar ile gerçekleştirilmektedir.

İçten yanmalı motorların bilgisayarda modellenmesi gelecekte bilgisayarlar daha da güçlendikçe gerçekçi sonuçlara ulaşmak daha kısa hesaplama süreleriyle mümkün olacaktır. HCCI'ın temelini teşkil eden homojen dolgunun sıcaklığının artmasıyla kendi kendine tutuşma prensibi günümüz motorları için iki alanda araştırma konusu doğurmaktadır: kontrol ve güç. HCCI tutuşma zamanının kontrolü benzinli ve dizel motorlarda olduğu gibi buji veya yakıt enjeksiyonuyla sağlanamamaktadır. Bu da tutuşma kontrolünü birincil araştırma konusu haline getirmektedir. Homojen dolgunun kendi kendine tutuşması çok hızlı bir şekilde ısı açığa çıkarır, özellikle 0,5 değerinin üzerindeki eşdeğerlik oranlarında motora ciddi hasarlar verebilir. Bu hızlı ısı dağılımı HCCI motorların çalışma aralığını ve dolayısıyla maksimum motor gücünü sınırlar [32].

Spektroskopi deneyleri [33] ve bilgisayar modelleri [34] kimyasal kinetiklerin HCCI kendi kendine tutuşmada büyük rol oynadığını göstermişlerdir. Yanma yoğunluk ve sıcaklık dağılımlarının farklılıklarından dolayı kısmen sıcaklığı ve yoğunluğu yüksek bölgelerden başlayıp basınç dalgaları şeklinde ilerler. Türbülansın HCCI yanmada dolaylı bir rolü olduğu görülmüştür. HCCI yanmanın hızlı tutuşma doğası gereği kimyasal kinetiklerin zaman ölçeği, türbülans zaman ölçeğinden fazla etkilenmeyecek kadar kısadır. Türbülans, HCCI yanmada silindir duvarlarına olan ısı transferini kontrol ederek silindir içi sıcaklık dağılımını oluşturur. Geniş aralıktaki bir sıcaklık

dağılımı yanma sürecini daha uzun sürelere yaymada etkilidir. Sıcaklık dağılımı da ısı dağılım oranının ve dolayısıyla yanma hızı ve süresinin kontrolünde önemli rol oynar. Tüm bunlardan dolayı HCCI yanma modellemesinde yüksek CPU gücü gerektiren, detaylı türbülans hesaplamalarına gerek yoktur. Bu da benzinli ya da dizel yanma modellemelerine nazaran daha düşük CPU güçleriyle detaylı ve tutarlı modelleme yapılmasını mümkün kılmaktadır.

Hidrokarbonların kendi kendine tutuşma kimyası birçok deneysel ve teorik çalışmalarla incelenmiştir. Bu çalışmalar sonucunda HCCI yanmanın düşük sıcaklık reaksiyonları ve bunu takip eden orta ve yüksek sıcaklık reaksiyonlarını içeren iki aşamalı (two-stage) bir yanma fazına sahip olduğu tespit edilmiştir [35]. HCCI yanma süreçlerinde rol alan kimyasal reaksiyonlar; düşük sıcaklık reaksiyonları, orta sıcaklık reaksiyonları ve yüksek sıcaklık reaksiyonlarıdır. Silindir dolgusunun sıkıştırma zamanında sıcaklığı artıp 600 K ve üzerine çıkmaya başladığında düşük sıcaklık reaksiyonları başlar. Düşük sıcaklık reaksiyonları sonucu açığa çıkan soğuk alev ısı dağılımının birinci aşamasını oluşturur. Daha sonra görünür ısı dağılımının kaybolduğu ve sıcaklık artışının yavaşladığı, fakat hiçbir zaman sıfır olmadığı, negatif sıcaklık bölgesi (negative temperature coefficient (NTC)) gelir. Dolgunun sıcaklığı 850 K üzerine çıktığında orta düzeyde sıcaklık reaksiyonları başlar. Bunun devamında ise sıcaklık 1050 K civarına yükseldiğinde tutuşmayla beraber hızlı zincir reaksiyonların gerçekleştiği yüksek sıcaklık reaksiyonları başlar [36].

Tez çalışmasında kullanılan 97 oktan benzin yakıtının yanma kimyası izooktan yakıtı ile oldukça benzerdir [37]. İçten yanmalı motorlarda karışımın sıcaklığı arttıkça iki aşamalıdan tek aşamalı tutuşmaya doğru bir geçiş gözlenir. İzooktan yakıtı düşük sıkıştırma sonu sıcaklıklarında iki aşamalı tutuşma ile yanarken, yüksek sıcaklıklarda tek aşamalı tutuşma eğrisi gösterir [35, 38]. Deney ve simülasyon sonuçlarında elde edilen tek aşamalı tutuşma eğrilerinin yüksek emme havası sıcaklığı (100 °C) kullanılması sonucu oluştuğu söylenebilir.

Düşük sıcaklık reaksiyonları direkt olarak tutuşma kimyasını etkilemese de önceden ısı dağılımını başlatarak tutuşma başlangıcının erken gerçekleşmesine yardımcı olur. Düşük sıcaklık reaksiyonları sonucu HCCI motorlarda yanma kontrolünün sağlanması için tutuşma zamanının belirlenmesi genelde yeterlidir. Tutuşmanın analizinde

çoğunlukla sıcaklık, basınç ve bileşiminin eşit dağıldığını öngören tek bölgeli (single zone) termodinamik model kullanılır. Bu modeller yanma odasında tutuşmanın başladığı sıcak gazları temsil ettiğinden tutuşma başlangıcını tahmin edebilirler. Fakat sınır tabakası etkilerine bağlı olan yanma süresi, HC ve CO emisyonları oluşma süreçlerini iyi bir şekilde hesaplayamaz. Detaylı kimyasal kinetik mekanizmaları, HCCI motorda kendi kendine tutuşmaya giden tüm kimyasal tepkimeleri direkt olarak simule edebilir. Günümüzde kullanılan çoğu yakıt için geliştirilmiş olan bu mekanizmalar her bir tepkime adımında reaksiyon hızını hesaplar. Detaylı kimyasal kinetik mekanizmalarının avantajları ise tutuşmaya giden adımların direkt olarak modellenebilmesi ve soğuk yanma gibi süreçleri çözebilmeleridir. Dezavantajları ise yaygın olarak kullanılan hidrokarbon yakıtların mekanizmaları yüzlerce çeşit molekül içerebildiğinden bilgisayar ortamında çözüm sürelerinin uzamasıdır.

Detaylı HCCI analizi, tek bölgeli modellerin önüne geçen, homojen olmayan bölgeler ve kendi kendine tutuşma kimyası arası etkileşimi de hesaplayabilen modeller gerektirir. Bunun için de tam entegre modeller (fully integrated models) ve çok bölgeli modeller (multi-zone models) kullanılmaktadır. Tam entegre modellerde akışkanlar mekaniği ve kimyasal kinetik kodları direkt olarak bağlantılıdır. Akışkanlar mekaniği kodu her bir CFD hücresinde akışkanlar mekaniği hesaplamalarını yapar ve sıcaklık dağılımını hesaplarken, kimyasal kinetik kodu her hücrenin bileşimini ve kimyasal ısı dağılımını hesaplar. Günümüzde kullanılan uzun zincirli bir hidrokarbonun yanmasının doğru bir şekilde hesaplanması için fazla hücre sayısı ve kimyasal türler (chemical species) gerektiğinden, bu modellerin kullanımı bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle paralel olarak yaygınlaşacaktır. Araştırmacılar tam entegre modellerde hesaplama sürelerini azaltabilmek için detaylı mekanizmaların yerine indirgenmiş kimyasal mekanizmalar kullanmışlardır. İndirgenmiş mekanizmalar yanma sürecine etkisi az olan kimyasal türleri eleyerek hesaplama sürelerini makul seviyelere çekebilmektedirler. Fakat sınırlı şartlarda kullanılabilir olup uygulanabilirliğin dışına çıkması hata payı yüksek sonuçlar doğurabilmektedir. Çok bölgeli model analizinde birbirine yakın sıcaklık, basınç ve bileşime sahip hücreler belli bölgelerde toplanır. Kimyasal kinetik kodu fazla sayıdaki hücrelerde (yaklaşık 10^4-10^6) işlem yapmak yerine, sayıca az (10-100) bu bölgelerde işlem yaparak hesaplama zamanından 100 kat

ve fazlası kadar tasarruf sağlar. Model birçok farklı yakıt ve çalışma şartları için test edilmiş ve deneysel verilerle tutarlı sonuçlar vermiştir.

3.2. Motor Yanması Analizleri için Önceden Yapılmış Çalışmalar

Bu bölümde literatürde HCCI motorların bilgisayar ortamında modellenmesi ve simülasyonu üzerine yapılmış çeşitli çalışmalar incelenmiştir. Tez çalışması kapsamındaki motorun yanma analizi için hakkındaki detaylı bilgi dördüncü bölümde verilmiştir.

Wang ve diğ. [39], iki silindirli HCCI-DI bir motorda yüksek oktanlı benzinin yanmasını deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Yanmayı simüle edebilmek için 3B CFD kodu olan AVL Fire, kimyasal mekanizma çözücü bir kod olan CHEMKIN ile entegre çalıştırılmıştır. Modifiye edilmiş helisel emme portu 3B bir bilgisayar destekli tasarım (computer aided design (CAD)) programında çizilerek CAD arayüzüyle programa aktarılmış, simülasyon emme supabı açılması (intake valve opening (IVO)) ve egzoz supabı açılması (exhaust valve opening (EVO)) arasında gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlar sabit devir ve eşdeğerlik oranında gerçekleştirilmiş, tek kademeli ve çift kademeli enjeksiyon stratejilerinden her biri %35 ve %25 dış EGR oranlarında incelenmek üzere dört farklı şart oluşturulmuştur. Silindir içi görüntülerde ikinci enjeksiyon kullanımının katmanlı dolgu oluşturduğu açık bir şekilde görülmüştür. İkinci enjeksiyon yüksek yüklere çıkılmasını sağlamış, bunun yanında silindir içi karışımı soğutma etkisiyle tutuşma gecikmesi sağlanarak tutuşma gecikmesi ve yanma süresi kontrol edilebilmiştir. EGR oranı arttıkça silindir içine giren sıcak gazlar karışım sıcaklığını artırarak tutuşma başlangıcını öne çekmiştir. HCCI yanma simülasyonu sonuçlarının emme başlangıcından yanma sonuna kadar deneysel sonuçlarla tutarlı olduğu görülmüştür.

Coşkun ve diğ. [40], bu tez çalışmasında kullanılan benzin HCCI-DI motorunda ikinci enjeksiyon zamanının yanma ve emisyon karakteristiklerine etkilerini tam entegre model (CFD-kimyasal kinetik kodu) kullanarak analiz etmişlerdir. Temel referans yakıt olan benzinin (tez çalışmasındaki B97 yakıtı) HCCI yanması için CHEMKIN'de oluşturulmuş kinetik mekanizma, ticari bir CFD yazılımı olan ANSYS-Fluent ile entegre çalıştırılmıştır. Çalışma sonucunda yanma ve emisyon karakteristiklerinin ikinci enjeksiyon zamanı ile direkt olarak kontrol edilebildiğini tespit etmişlerdir.

İkinci enjeksiyon zamanının geciktirilmesi ile yanma basıncı, maksimum sıcaklık ve NO_x emisyonlarının azaldığını, buna karşın yanmamış HC emisyonlarının azaldığını görmüşlerdir. Silindir içi görüntülerden ikinci enjeksiyonun piston çanağında yakıtça zengin bölgeler oluşturduğu, enjekte edilen yakıt ile başlangıçtaki homojen karışım arasındaki bu bölgelerde yanmanın başladığı görülmüştür.

Kim ve diğ. [41] aşırı doldurmalı ve DI bir dizel motorunda enjektör deliği çapı ve sayısının püskürtme, yanma karakteristikleri ve NO_x emisyonları üzerine etkisini deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Analizler AVL Fire programında tam (360°) model kullanılarak emme supabı kapanması (intake valve closing (IVC)) ve egzoz supabı açılması arasında gerçekleştirilmiştir. Yakıt demeti parçalanma, buharlaşma, yanma ve NO_x emisyon modelleri için sırasıyla WAVE, Dukowicz, Eddy breakup ve genişletilmiş Zeldovich modellerini kullanmışlardır. Enjektör deliği çapı incelenirken delik sayısı sabit tutulup delik çapı artırılmış, enjektör deliği sayısı incelenirken de tam tersi yapılmıştır. Motor gücünü sabit tutabilmek için enjekte edilen yakıt kütlesi aynı kalması gerektiğinden delik çapı ve delik sayısı arttıkça püskürtme basıncı ve süresi azaltılmıştır. Bu da yakıt parçalanmasını olumsuz etkileyerek yanma verimini düşürmüştür. Ayrıca parçalanmanın daha az olması daha fazla yakıtın piston duvarlarına çarpmasına yol açarak yakıt tüketimini artırmış, silindir basınçları düşmüş, NO_x emisyonları artmıştır. Motor performansı ve NO_x emisyonlarının optimizasyonunda enjektör deliği çapının değiştirilmesinin delik sayısının değiştirilmesinden daha etkili olduğu görülmüştür.

Yu ve diğ. [42] çift enjeksiyonlu dizel HCCI bir motorda enjektör koni açısının karışım oluşumu, CO ve is emisyonlarına etkilerini incelemişlerdir. Enjeksiyon sistemi HCCI yanma için modifiye edilerek enjektör koni açısı 160° (orijinal enjektör koni açısı), 140° ve 120° olarak değiştirilmiş, motor 2000 d/d ve tam yükte çalıştırılmıştır. Analizleri AVL Fire ile 1/6 sektör modeli oluşturarak IVC ve EVO arasında gerçekleştirmişlerdir. Yakıt demeti parçalanma, buharlaşma, yanma ve NO_x emisyon modelleri için sırasıyla WAVE, Dukowicz, ECFM-3Z ve genişletilmiş Zeldovich modellerini kullanılmışlardır. Analizler sonucunda 120° koni açısının en düşük is ve CO emisyonlarını verdiği görülmüştür. Silindir duvarı ıslanma bölgesinin is emisyonlarına en çok etkiyi sağladığı görülmüş, dar bir koni açısının silindir duvarı bölgesindeki yakıtça zengin bölgeleri azaltarak is emisyonlarını azalttığı tespit

edilmiştir. Enjektör koni açısı daraldıkça duvar ıslanma bölgesindeki CO emisyonu azalırken, yanma odası ve üstündeki bölgede arttığı gözlemlenmiştir. En yüksek CO emisyonları ise 140° koni açısında görülmüştür.

Jamrozik [43] tek silindirli CI bir motorda dizel HCCI yanmayı nümerik olarak AVL Fire programıyla incelemiştir. HCCI yanmanın toplam yanma süresinin normal dizel yanmaya göre kısa olduğunu tespit etmiştir. Yanma başlangıcının olması gerekenden erken olmasının silindir içi maksimum basınç ve sıcaklıklarını artırdığını, bunun sonucunda NO emisyonlarının yükseldiğini gözlemlemiştir. Yanma başlangıcının kontrolü ile NO emisyonlarının azaltılabileceği sonucuna varmıştır.

Syed ve diğ. [44] basınç, sıcaklık, seyrelme ve eşdeğerlik oranlarının, farklı oranlardaki benzin-etanol karışımlarındaki kendi kendine tutuşma zamanlarına etkisini CHEMKIN koduyla yarı detaylı bir kimyasal mekanizma kullanarak analiz etmişlerdir. Yaptıkları analizleri deneysel sonuçlarla karşılaştırıp sonuçlarını doğrulamışlardır. Kendi kendine tutuşma zamanının düşük sıcaklıklarda karışımdaki etanol oranı arttıkça geciktiğini, yüksek sıcaklıklarda ise daha erken gerçekleştiğini tespit etmişlerdir. Basınç ve eşdeğerlik oranının artmasının tutuşma zamanını erkene aldığını, karışım seyrelmesinin ise geciktirdiğini gözlemlemişlerdir. Benzin-etanol karışımlarındaki kinetik etkilerle karşılaştırıldığında, etanolün soğutma etkisinin kendi kendine tutuşma zamanını daha baskın bir şekilde etkilediğini tespit etmişlerdir.

Renganathan ve Rajagopal [45] n-dodekan kullanılan tek silindirli DI dizel bir motorda ısıtılmış ve aşırı beslemeli emme havasının HCCI-DI yanmaya etkilerini CFD metoduyla incelemişlerdir. Supaplar, emme ve egzoz kanallarını 3B olarak tasarladıktan sonra analizleri bir CFD programı olan Star-CD programında gerçekleştirmişlerdir. Yanma ve türbülans modeli olarak ECFM-3Z ve k-ε modellerini kullanmışlardır. Enjeksiyon sistemi modifiye edilmemiş haldeyken yakıtın tümü 6 °KA sÜÖNÖ püskürtülmekte olup, emme havası sıcaklığı ve basıncı 303 K ve 1 bar (DI durumu) olarak seçilmiştir. CFD analiz sonuçları, motor 1100 d/d çalışırken alınmış deneysel verilerle doğrulanmıştır. Daha sonra HCCI-DI analizleri için enjeksiyon zamanı yakıtın %50'si emme zamanında püskürtülecek şekilde, emme havası sıcaklığı ve basıncı 303 K ve 1 bar (1'inci durum), 333 K ve 1 bar (2'nci durum) ve 333 K ve 1.5 bar (3'üncü durum) olarak değiştirilerek yapılmıştır. Üç durumda da

%10 dış EGR kullanılmıştır. 1'inci, 2'nci ve 3'üncü durumlarda maksimum basınç ve ısı dağılım oranları yükselmiştir. NO_x emisyonları 1'inci durumda 2'nci ve 3'üncü durumlara kıyasla daha fazla azalmıştır. Aşırı beslemeli yüksek emme basıncı silindir içindeki hava türbülansı ve yoğunluğunu artırarak 3'üncü durumda CO ve CO_2 emisyonlarını minimum seviyeye çekmiştir. İs ve NO_x emisyonları 3'üncü durumda DI durumuna göre önemli ölçüde azalmıştır. Fakat 3 durumda da çift enjeksiyondan dolayı yanmamış HC emisyonlarının DI durumuna göre fazla oluştuğu gözlenmiştir.

Komninos ve Hountalas [46] dizel bir motorda izooktan yakıtının farklı yüklerde HCCI yanmasını, geliştirdikleri çok bölgeli model ve izooktan yakıtı için geliştirilmiş kimyasal mekanizmayla nümerik olarak incelemişlerdir. Silindir içini merkez, merkezin dışındaki bölgeler ve piston-silindir duvarı arası boşluklar olmak üzere 11 adet bölgeye ayırmışlardır. Çalışmada kimyasal reaksiyonlar motorun kapalı çevrimi boyunca (IVC ile EVO arası) CHEMKIN yazılımı ile hesaplanmıştır. Hesaplamaların başladığı IVC anındaki silindir içi sıcaklık ve türlerin dağılımı homojen kabul edilmiştir. Analiz sonuçları HCCI yanma parametreleri ve emisyonlarını doğru bir şekilde yansıtabilmiştir. NO_x emisyonları özellikle düşük yüklerde deneysel sonuçlarla uyum göstermiştir. Analiz sonuçlarından, HC ve CO emisyonlarının büyük bir kısmının piston-silindir duvarı boşluğunda oluştuğu görülmüştür. Bunun sebebi yanma odasına dolan gazların bir kısmının genişleme zamanında dışarı kaçmasıdır. Ayrıca yük arttıkça boşluklarda birikmiş yanmamış HC'lerin arttığı gözlenmiştir.

Qian ve diğ. [47] yaptıkları çalışmada dört silindirli dizel bir motorun tek silindirinde gerçekleştirilen HCCI-DI çift yakıtlı katmanlı yanmaya oktan sayısının etkilerini incelemişlerdir. Test silindirinin emme ve egzoz sistemleri bağımsız olup, enjeksiyon sistemi PFI ve DI olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Manifolda PFI yakıt olarak n-heptan, silindir içine ise DI yakıtı olarak farklı oktan sayılarında n-heptane/izooktan karışımları püskürtülmüştür. DI yakıtın oktan sayısı, PFI yakıtın kısmi eşdeğerlik oranı ve önkarışımlı yakıt oranının yanma, emisyon ve performans karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Silindir içi karışımın özelliklerini daha detaylı olarak görebilmek için 3B CFD-kimyasal mekanizma yöntemini kullanarak analiz yapmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda PFI yakıtın kısmi eşdeğerlik oranının MBAO ve yanma başlangıcında etkili rol oynadığını gözlemlemişlerdir. Düşük önkarışımlı yakıt oranında yanma DI yakıtın oktan sayısından etkilenirken, yüksek

önkarışım oranında yanma ve tutuşma periyodu DI yakıtın kısmi eşdeğerlik oranı ve oktan sayısından etkilenmemiştir. PFI yakıtın kısmi eşdeğerlik oranının CO emisyonlarını önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. HCCI yanma modunun düşük-orta yüklerde uygun olduğunu tespit etmişlerdir. HCCI-DI çift yakıtlı katmanlı yanma modunun daha yüksek yüklerde uygun olduğunu, özellikle yüksek yüklerdeki vuruntu problemini ortadan kaldırarak HCCI motorun çalışma aralığını genişlettiği sonucuna varmışlardır.

Ghorbanpour ve Rasekhi [48] enjeksiyon zamanı, hava-yakıt eşdeğerlik oranı, püskürtülen yakıt miktarı grafiği, EGR ve zengin yada fakir yakıt karışımı kullanımının HCCI yanma üzerindeki etkilerini deneysel ve CFD yöntemi ile nümerik olarak incelemişlerdir. İncelenen parametrelerin değiştirilmesi ile daha düşük emisyonlar ve daha iyi performans elde etmişler, HCCI yanmanın optimize edilebileceği sonucuna varmışlardır.

3.3. Kullanılan Modeller

CFD metoduyla yanma analizini gerçekleştirmek için matematik modellerin geliştirilmesine ihtiyaç duyulmuştur. Bu modeller, termodinamikte kullanılan kontrol hacimleri için yazılmış temel korunum denklemlerinden yola çıkılarak geliştirilmiştir. Bir kontrol hacmindeki korunum denklemleri; kütle korunumu için süreklilik denklemi, momentum (Newton'un ikinci yasası) korunumu için hareket denklemleri, açısal momentum (Newton kanunu) korunumu için açısal momentum denklemleri, enerji (Termodinamiğin birinci yasası) korunumu için enerji denklemleri ve bunlardan türetilen türbülans denklemleridir.

İçten yanmalı motorlarda hava akışı modellenirken yüksek akış hızları ortaya çıkar ve türbülansın varlığını gösteren Reynolds sayısı önemli hale gelir. Türbülans akışları dalgalı hız katmanlarıyla gösterilir. Bu dalgalanmalar enerji, momentum ve bileşen konsantrasyonu gibi taşıma (transport) değerlerini birbiriyle karıştırır. Motor modellemelerinde türbülansın yanma üzerine etkisi fazladır. Yapılan simülasyonlarda kullanılacak sınır ve başlangıç koşulları, deneysel çalışma sonuçlarından elde edilmiş ve literatürde önceden kullanılıp güvenilirliği onaylanan çözüm yöntemleri de sayısal çözümler için kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak içten yanmalı motor

simülasyonlarında uzun yıllardır tercih edilen ve kullanılan standart k-ε modeli seçilmiştir.

3.3.1. Standart k-ε türbülans modeli

Standart k-epsilon (k-ε) türbülans modeli, türbülanslı akışları analiz edebilmek için endüstride ve hesaplamalı akışkanlar mekaniği kodlarının uygulanmasında kullanılan en yaygın modeldir. Modelin oluşturulmasını tetikleyen karışım uzunluğu modelini (mixing-length model) geliştirme ihtiyacıyla birlikte, orta ve yüksek dereceli karmaşık akışları cebirsel olarak tanımlayan bir alternatif bulma ihtiyacı olmuştur. Temel olarak iki adet taşınım eşitliği kullanarak türbülansı tanımlayan, iki denklemli bir modeldir. İlk taşınan değişken türbülanstaki enerjiyi belirler ve türbülans kinetik enerjisi (k: turbulent kinetic energy) olarak tanımlanır. İkinci değişken olan türbülans harcanım miktarı (ε: turbulent dissipation rate) ise türbülans kinetik enerjisindeki yayılım miktarını belirler [49].

Türbülans kinetik enerji aşağıdaki denklem ile hesaplanır;

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial y}{\partial x_j}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_k}\ \frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+2\mu_t E_{ij}E_{ij}-\rho\epsilon \tag{3.1}$$

Türbülans harcanım miktarı aşağıdaki denklem ile hesaplanır;

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial y}{\partial x_j}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}\ \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}\right]+C_{1\epsilon}\frac{\epsilon}{k}\mu_t E_{ij}E_{ij}-C_{2\epsilon}\rho\frac{\epsilon^2}{k} \tag{3.2}$$

Her iki denklemdeki temel form;

k veya ε'nin değişim hızı + k veya ε'nin konveksiyonla taşınımı = k veya ε'nin difüzyonla taşınımı + k veya ε'nin üretim hızı - k veya ε'nin yok edilme hızı şeklindedir.

Denklemlerde u_i belirtilen yöndeki hız bileşenini, E_{ij} deformasyon hızının bileşenini gösterir. μ_t girdap viskozitesi (eddy viscosity) olup aşağıdaki denklem ile hesaplanır;

$$\mu_t=\rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{3.3}$$

Denklemlerdeki σk, $\sigma\epsilon$, $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$ ve C_{μ} ayarlanabilir sabitler olup geniş aralıktaki türbülanslı akışlar için birçok veri uydurma iterasyonu sonucunda elde edilmiştir. Bu sabitler sırasıyla σ_k=1, σ_ϵ=1,3, $C_{1\epsilon}$=1,44, $C_{2\epsilon}$=1,92 ve $C\mu$=0,09 olarak bulunmuştur.

3.3.2. Standart transport denklemi

Yazılım içinde bulunan türlerin taşınımı modülü, CFD analizinin hesaplama hacmi içinde bulunan sıvı ve gaz fazındaki bileşenler için gerekli taşınım denklemlerini içerir. Genel transport denklemleri ve standart transport denklemleri olmak üzere iki seçenek bulunmaktadır. Birden fazla bileşenin karışmasında yâda kullanıcı tanımlı reaksiyon sistemlerinde istenilen sayıda kimyasal bileşen birçok özelliği ile genel transport denklemlerinde tanımlanabilir. Bu modeli kullanabilmek için general gas phase equations (genel gaz fazı reaksiyonları) modülü açılarak kimyasal reaksiyonları ve bileşenleri içeren dosyanın yazılıma aktarılması ve genel transport modelinde bileşenlerin tanımlanması gerekmektedir.

Standart transport denklemleri tüm yanma ve enjeksiyon uygulamalarında kullanılabilir olup, kimyasal bileşenler önceden tanımlanmıştır [50].

Standart transport modelinde çözülecek denklem sayılarını azaltmak amacıyla, boyutsuz değerler reaktif sistemi ifade etmek için kullanılır [51]. Yakıt kütle kesri (y_{fu}) yanmamış yakıt kütlesinin ($m_{fu,u}$), toplam karışım kütlesine (m_{tot}) oranı olarak tanımlanmaktadır ve Denklem (3.4)'teki gibi bulunur;

$$y_{fu} = \frac{m_{fu,u}}{m_{tot}} \tag{3.4}$$

Karışım oranı (f), Denklem (3.5)'teki gibi bulunur;

$$f = \frac{m_{fu,u} + m_{fu,b}}{m_{tot}} \tag{3.5}$$

$m_{fu,u}$ ile yanmış yakıt kütlesinin ($m_{fu,b}$), m_{tot}'e oranı olarak tanımlanır. Artık gazların bulunması durumunda artık gaz kütle oranı (g), artık gaz kütlesinin (m_{rg}), oksitleyici kütleye (m_{oxid}) oranı olarak tanımlanır ve Denklem (3.6)'daki gibi hesaplanır;

$$g = \frac{m_{rg}}{m_{oxid}} \tag{3.6}$$

Artık gaz miktarı değeri başta sadece hava olan akışkanı, hava ve artık gaz karışımı olarak değiştirir ve bu yeni akışkan "oksitleyici" olarak tanımlanır.

Oksitleyici kütlesi;

$$m_{oxid}=m_{air}+m_{rg} \tag{3.7}$$

şeklinde tanımlanır. Buradan görüleceği gibi artık gaz miktarı sistemdeki toplam kütleye bağlı olmayıp, oksitleyici kütle içindeki artık gaz miktarını belirtmektedir.

Taşınım denklemlerinin çözümleri, y_{fu}, f ve g değerleri için Denklem (3.8), (3.9) ve (3.10)'da gösterildiği şekilde yapılır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho y_{fu})+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i y_{fu})=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_{fu}\frac{\partial y_f}{\partial x_i}\right)+S_{fu} \tag{3.8}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i f)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_f\frac{\partial f}{\partial x_i}\right) \tag{3.9}$$

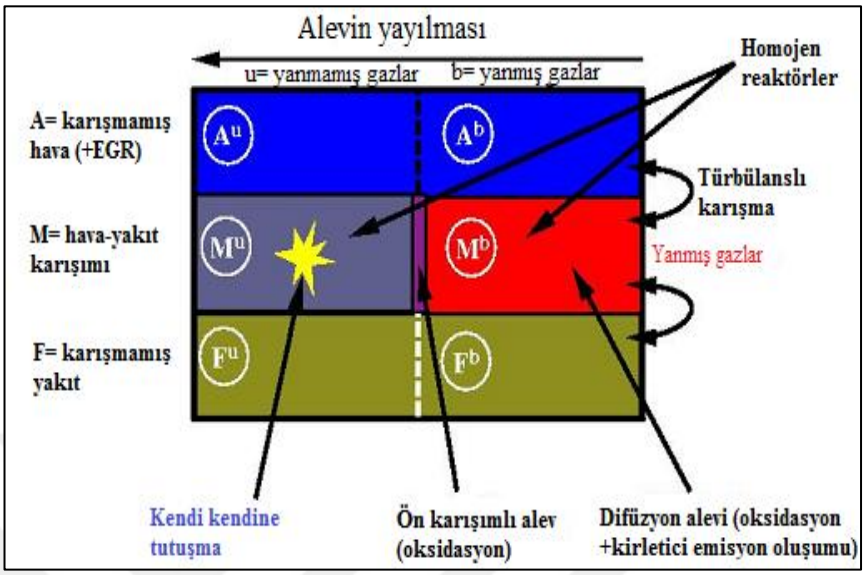
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho g)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i g)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_g\frac{\partial g}{\partial x_i}\right) \tag{3.10}$$

Denklemlerin sol taraftaki terimleri sırasıyla, zamana bağlı değişim hızı ve taşınım terimlerini; sağ taraftaki terimler ise difüzyon (Γ) terimlerini temsil etmektedirler. Denklem (3.8)'de bulunan S_{fu} ise yakıt için kaynak terimini ifade etmektedir. Γ terimi alt indisinde bulunan değişkenin genel difüzyon katsayısını ifade etmekte olup, alt indisindeki değişkene bağlı olarak moleküler veya türbülans viskozitesi, ısı iletim katsayısı vb. terimler içerebilir. Yukarıdaki taşınım denklemleri yakıt ($C_nH_mO_k$), O_2, CO_2, H_2O ve N_2'yi içeren kimyasal bileşenler için çözülür.

3.3.3. ECFM-3Z yanma modeli

Yapılan analizlerde özellikle dizel motorlarda kendi kendine tutuşmalı yanma uygulamaları için geliştirilmiş bir model olan ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-3 Zones) modeli kullanılmıştır. Temel olarak alev yüzey yoğunluğu taşınımı denklemi ile türbülanslı ön karışım ve difüzyon yanmayı tanımlayabilen bir karışım modelinden oluşmaktadır. Önceden benzinli motorlar için geliştirilmiş olan ECFM modeline üç bölgeli (three zones) karışım modelinin eklenmesiyle oluşturulmuştur [52,53]. Şekil 3.1'de yanma modeli karışım bölgeleriyle birlikte verilmiştir. ECFM-

3Z modeli şekilde görüldüğü gibi dizel yanmayı kendi kendine tutuşma, ön karışımlı alev ve difüzyon alevi olmak üzere üç ana rejime ayırarak yapar.



Şekil 3.1. ECFM-3Z yanma modeli

ECFM-3Z modeli ilk başlarda sadece kendi kendine tutuşma senaryoları için uygulanabilirken artık buji ateşlemeli yanma için de kullanılabilmekte olup her iki yanma türünün analizinde kullanılması önerilen seçimdir. ECFM-3Z modelinde birden fazla hidrokarbon içeren yakıt tanımlanabilir. 6-8 farklı hidrokarbon karışımının yanmasının simule edilebilir olması tez çalışmasındaki alkol-benzin karışımlarının yanma analizinde oldukça kolaylık sağlamıştır. Yanma modeli karışım bileşenlerini geçici olarak bir yakıt karışımında birleştirir. Kendi kendine tutuşma ve alev yayılması hesabı bu karışım için yapılır. Her bileşenin reaksiyon hızı son olarak ayrılır. Birden fazla yakıt bileşeni içeren yakıtlarda Bölüm 3.3.5'te açıklanan çok bileşenli buharlaşma modeli seçilmesi gerekmektedir. Sharma ve diğ. [54] yüksek sıkıştırma oranına sahip, tek silindirli dizel bir motorun HCCI modunda çalışmasını Star-CD paket programında bulunan ECFM-3Z modelini kullanarak farklı devirlerde ve girdap oranlarında (swirl ratio) incelemişlerdir. Simülasyon sonuçlarından ECFM-3Z modelinin HCCI yanma karakteristikleri ve emisyonlarını oldukça tutarlı bir şekilde hesapladığını görmüşlerdir.

ECFM-3Z yanma modelinde girilebilen yakıtın ve hava bileşenlerinin kütle oranları seçeneği, 111M180 no'lu TÜBİTAK projesi kapsamında yapılan sıfır boyutlu bir yanma simülasyonu tekniği olan stokhastik reaktör model (SRM) analizlerinden [55]

alınan başlangıç kütle oranlarını girmeye imkan tanıyarak daha doğru hesaplamalar yapılmasını sağlamıştır. ECFM modeline kıyasla gelişmiş yanma kimyası, gelişmiş üç bölgeli karışım modeli, çok bileşenli yakıt tanımlanabilmesi ve kimyasal bileşenlerin kütle oranlarının girilebilmesi HCCI yanmasının detaylı kimyasal mekanizma tekniği kullanılmadan da deneysel verilerle tutarlı bir şekilde analiz edilmesini sağlamıştır.

3.3.4. Wave parçalanma modeli

Kendi kendine tutuşmalı motorlarda yakıtın püskürtülmesi yüksek basınçlı enjektörlerle ve mümkün olduğunca küçük damlacıklara ayrılıp artırılarak yapılır. Bu sayede hava ile temas yüzeyi artırılarak yanma en verimli şekilde ve kısa sürede sağlanır. İyi bir yanma analizi yapılmasında karışım oluşumu ve yanma hesaplamaları birbirine önemli derecede bağlı olup, boyutsal ve zamansal yakıt buharı oluşumunun doğruluğuna bağlıdır.

Programda dizel motorlarda yakıt yanma simülasyonları için yakıt demeti parçalanma modeli olarak Wave damlacık parçalanma modelinin kullanılması önerilmektedir [56]. Bu model ana yakıt damlacığı yüzeyinden küçük damlacıkların ayrılıp kopmasını simule eder [57]. Sıvı yakıt yüzeyindeki ilk bozulmanın oluşumu, bozulma dalga boyuna ve enjekte edilen yakıt ve püskürtülen ortamın fiziksel ve dinamik parametrelerine bağlıdır. Viskoz olmayan, sıkıştırılamaz gaz ortama enjekte edilen durgun sıvı jetinin yüzeyinde oluşan dalga benzeri bir bozulma, bozulma dalga boyu ve frekansı arasında dağılım bağıntısına sebep olur. Oluşan damlacığın boyutu en hızlı şekilde büyüyen bozulma dalgasının dalga boyundan belirlenir.

İki tane parçalanma rejimi vardır, birincisi yüksek hızlar için olup diğeri düşük hızlar için olan Rayleigh tipi parçalanmadır. Birinci durum için oluşan damlacıkların boyutu en hızlı şekilde büyüyen veya en kararsız yüzey dalgasının dalga boyuna eşittir. Rayleigh tipi parçalanma sonucu oluşan damlacıklar ana damlacıklardan daha büyük olur. Bu rejim yüksek basınçlı enjeksiyon sistemleri için önemli değildir.

Wave modelinde ana damlacıkların yarıçap azalması için bir oran yaklaşımı Denklem (3.11)'deki şekilde uygulanır;

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{(r-r_{stable})}{\tau_a} \tag{3.11}$$

Burada r damlacık yarıçapı, r_{stable} parçalanma sonucu oluşan damlacığın yarıçapıdır. τ_a modeldeki parçalanma zamanı (break-up time) olup, aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$\tau_a = \frac{3{,}726 \times C_2 \times r}{\Lambda \times \Omega} \tag{3.12}$$

C_2 sabiti parçalanma zamanı karakteristiğini düzeltir ve enjektörden enjektöre değişiklik gösterir. Dalga oluşum hızı Ω ile gösterilir. r_{stable}, sıvı yüzeyindeki en hızlı oluşan dalganın dalgaboyu Λ ile aşağıdaki formülle orantılıdır;

$$r_{stable} = C_1 \Lambda \tag{3.13}$$

C_1 sabiti Wave parçalanma modelinin birincil sabiti olup 0,61'e ayarlanır ve genellikle değişmez. C_2 sabiti ikinci sabit olup farklı nozullardaki parçalanmayı ayarlamak için değiştirilmelidir. C_2 değeri azaldıkça yakıtın parçalanma zamanı ve nüfuz derinliği (penetration length) azalır.

3.3.5. Damlacık buharlaşması modelleri

AVL Fire programı 9 farklı buharlaşma modeli içermekte olup yapılan tez çalışmasında en çok tercih edilen model olan Dukowicz buharlaşma modeli [58] benzinle yapılan simülasyonlarda kullanılmış, etanol-benzin ve metanol-benzin karışımları için ise birden fazla bileşen içeren yakıt karışımları için oluşturulmuş Multi-component buharlaşma modeli [59] kullanılmıştır.

Tek bileşenli yakıt için ısı ve kütle transferi hesaplamaları Dukowicz tarafından geliştirilen modelle tanımlanır [60]. Bu modelin uygulanmasında aşağıdaki kabuller yapılmaktadır.

- Küresel simetri
- Damlacık etrafında quasi-steady gaz filmi
- Damlacık çapı boyunca değişmeyen damlacık sıcaklığı
- Çevreleyen akışkanda değişmeyen fiziksel özellikler
- Damlacık yüzeyinde sıvı-buhar termal dengesi

Sabit damlacık sıcaklığı kabulüyle birlikte damlacık sıcaklık değişimi oranı, damlacığa iletilen enerjinin damlacığın sıcaklığını artırdığını veya buharlaşmaya yeterli ısı sağladığını belirten enerji dengesi eşitliğinden belirlenir.

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = L \frac{dm_d}{dt} + \dot{Q} \tag{3.14}$$

Gazdan damlacık yüzeyine aktarılan konvektif ısı akısı aşağıdaki şekilde bulunur;

$$\dot{Q} = \alpha A_s (T_\infty - T_s) \tag{3.15}$$

Burada α kütle transferi yokken damlacığı saran film tabakası boyunca konvektif ısı transferi katsayısı, A_S ise damlacık yüzey alanıdır.

Dukowicz buharlaşma modelinde damlacığın yoğuşmayan bir gaz içinde buharlaştığı düşünülür. Bu yüzden gaz fazında, buhar ve yoğuşmayan gazdan oluşan iki bileşenli bir sistem kullanır. Her iki bileşen farklı türlerden oluşan bir karışım içerse de bu durum geçerlidir. Damlacık yüzey koşullarının her yerde aynı olduğu kabulüyle, lokal yüzey ısı akısı $\dot{q}_s$ ve buhar kütle akısı $\dot{f}_{vs}$ olmak üzere kütle akısı korunum denklemi aşağıdaki şekilde yazılır;

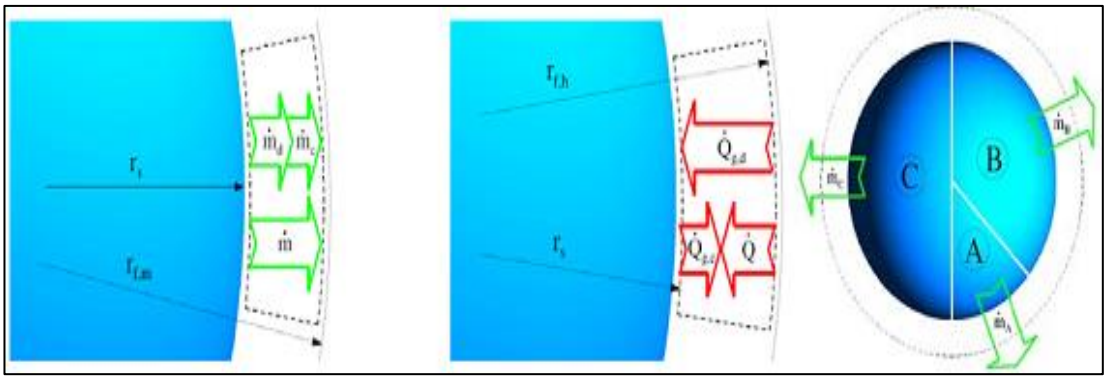
$$\frac{dm_d}{dt} = \dot{Q} \frac{\dot{f}_{vs}}{\dot{q}_s} \tag{3.16}$$

Damlacık enerji eşitliği de aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = \dot{Q}\left(1 + L \frac{\dot{f}_{vs}}{\dot{q}_s}\right) \tag{3.17}$$

Çok bileşenli buharlaşma modeli HCCI motorda alkol-benzin karışımlarının kullanımının modellenmesinde kullanılmıştır. Bu model sonradan Brenn ve diğ. [61] tarafından geliştirilen Abramzon-Sirignano yaklaşımına bağlıdır. Isı transferi tek bileşenli modeldeki gibi olup, temel farkı Şekil 3.2'de görüldüğü gibi her bileşenin kütle transferinin ayrı ayrı hesaba katılmasıdır [59]. Sonuçta ortaya çıkan kütle debisi Denklem (3.18)'deki şekilde her bileşenin kütle debilerinin toplamına eşit olur. Burada N toplam bileşen sayısıdır.

$$\dot{m} = \sum_{i=1}^{N} \dot{m}_i \tag{3.18}$$



Şekil 3.2. Çok bileşenli damlacık için kütle ve ısı akıları

Damlacık içindeki bileşenlerin dağılımı homojen kabul edilir. Bu kabul yeteri kadar yüksek sıvı kütle yayınımları ve orta dereceli buharlaşma hızları için doğrulanmıştır. Hızlı karışma yaklaşımına göre model, homojen sıvı bileşimi varsayımına dayalıdır.

Damlacığı çevreleyen sınır tabakası üzerinden integral alarak her bir bileşenin buharlaşma kütle transfer hızı için denklemler bulunabilir.

Kütle transfer hızları tek bileşenli durumu ile aynı iterasyon prosedürü kullanılarak hesaplanır. Kütle kaybından, yeni damlacık kütlesi, çapı, yakıtın bileşimi ve yakıt türleri taşınım denklemleri için gerekli terimler hesaplanır. Son olarak da damlacığa aktarılan ısı bulunur ve yeni damla sıcaklığının bulunduğu enerji dengesi denklemine gidilir. Modelin uyarlanması ve doğrulanması [62]'de detaylarıyla bulunabilir.

3.3.6. NO oluşum modelleri - genişletilmiş Zeldovich mekanizması

Bu bölümde analizlerde azot oksit (NO_x) oluşumunu hesaplarken kullanılan NO oluşum modeli açıklanacaktır. İçten yanmalı motorlarda NO_x emisyonları NO ve NO_2'lerin toplamına verilen addır. Azot oksit oluşumları üç temel kaynaktan meydana gelir:

- Havadaki moleküler haldeki azotun parçalanması sonucu oluşan Termal NO
- Yanma sırasındaki havadaki azot ve parçalanmış hidrokarbonların reaksiyonu sonucu oluşan hızlı NO
- Yakıtın içeriğindeki azot içeren bileşenler sonucu oluşan NO.

Yakıt kaynaklı NO, içten yanmalı motorlardaki yanma için prensipte ihmal edilebilir seviyelerdedir. Termal NO oluşumuna kıyasla, hızlı NO oluşumunun toplam NO

oluşumuna katkısı ihmal edilebilir derecelerdedir (Toplam NO'nun %5'ten daha az kısmı bu şekilde oluşur). NO alev yüzü ve alev arkası gazlardan oluşur.

Silindir basıncı yanma süreci boyunca artar ve erken yanmaya başlayan gazlar daha yüksek sıcaklıklara çıkarlar. Bu yüzden yanmış gazlardan oluşan termal NO oluşumu, alev önünde oluşan NO'ya oranla daha baskın olup motorlardaki NO_x emisyonları oluşumunun ana kaynağını oluşturur. NO_x emisyonları oluşumu reaksiyonları 1800 K ve üzeri sıcaklıklarda önemli ölçüde hızlanır [1]. Analizlerde NO emisyonlarını hesaplamak için tüm yanma modelleri ile birlikte kullanılması önerilen model olan genişletilmiş Zeldovich mekanizması kullanılmıştır [63].

Genişletilmiş Zeldovich mekanizması aşağıda verilen kimyasal reaksiyonlar ile gösterilir;

$$N_2+O \underset{k_{1b}}{\overset{k_{1f}}{\leftrightarrow}} NO+N \tag{3.19}$$

$$N+O_2 \underset{k_{2b}}{\overset{k_{2f}}{\leftrightarrow}} NO+O \tag{3.20}$$

$$N+OH \underset{k_{3b}}{\overset{k_{3f}}{\leftrightarrow}} NO+H \tag{3.21}$$

Birinci reaksiyon diğer reaksiyonlara kıyasla reaksiyon hızını sınırlayan adımı gösterir. Havadaki moleküler azotun kararlı üçlü bağını kırmak için çok yüksek bir aktivasyon enerjisi (yada sıcaklık) gereklidir. Bu yüzden reaksiyon yüksek sıcaklıklarda oldukça hızlıdır.

Genişletilmiş Zeldovich mekanizmasında ilk iki reaksiyon olan Denklem (3.19) ve (3.20) Zeldovich tarafından tasarlanmış, daha sonra üçüncü reaksiyon (Denklem (3.21)) eklenerek model geliştirilmiştir. Daha sonra ikinci reaksiyondan salınan azot atomlarının stokiyometriye yakın koşullarda ve yakıtça zengin karışımlarda, hidrojen kökleri tarafından oksidasyona uğrayarak NO'ya dönüştüğü gözlemlenmiştir. Üçüncü reaksiyon zengin karışım alevleri haricinde genelde ihmal edilebilir. Zeldovich mekanizmasını temsil eden üç kimyasal reaksiyonun hepsi de sıcaklığa büyük ölçüde bağlılık gösterir.

Tüm reaksiyonlardaki (3.19-3.21) NO yoğunluğunun geçici değişimi (veya net NO oluşum hızı) aşağıdaki formülle bulunur;

$$\frac{\partial c_{NO}}{dt} = k_{1f}c_O c_{N_2} + k_{2f}c_N c_{O_2} + k_{3f}c_N c_{OH} - k_{1b}c_{NO}c_N - k_{2b}c_{NO}c_O - k_{3b}c_{NO}c_H \quad (3.22)$$

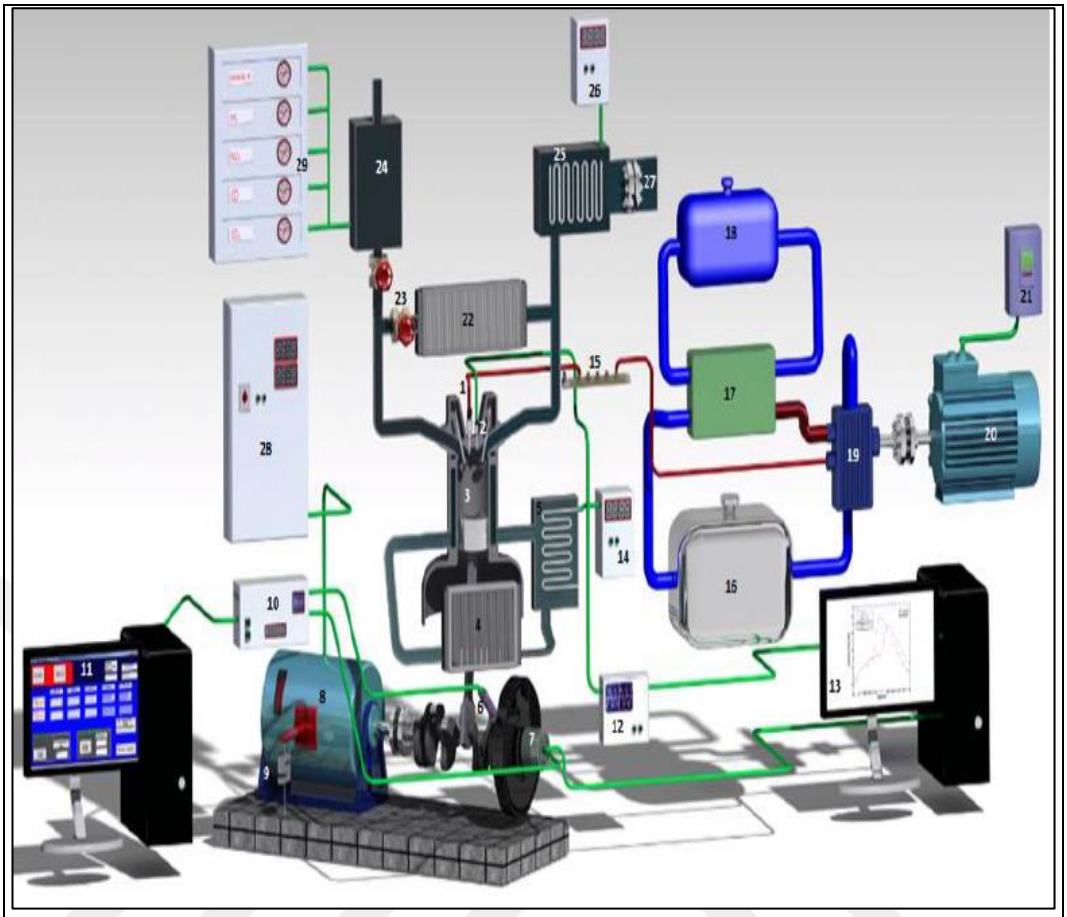
Denklemde yoğunlukları gösteren "c" mol/cm^3 olarak verilmiş olup, ileri yöndeki reaksiyonlar artı işareti, geri yöndeki reaksiyonlar eksi işaretiyle işleme katılıp NO oluşum hızı hesaplanmıştır. k_{1f}, k_{1b} vs. sırasıyla ileri ve geri yönlerdeki reaksiyon hız sabitleridir.

Termal NO reaksiyonları sıcaklık, bekleme süresi ve atomik oksijen yoğunluğuna önemli oranda bağlıdır. İlk Reaksiyon (3.19) çok yüksek bir aktivasyon enerjisine sahip olup genel olarak termal NO oluşum sürecinin hız belirleyici adımı olarak kabul edilir. Güçlü N_2 üçlü bağını kırmak için gerekli yüksek aktivasyon enerjisinden dolayı NO oluşum hızı sadece yüksek sıcaklıklarda (1800 K ve üzeri) önem kazanır.

4. MATERYAL VE METOT

Bu bölümde tez çalışmasının deneysel kısmı tanıtılmış ve motor yanmasının CFD ortamında modellenmesi açıklanmıştır. Deneysel çalışma sonuçları 111M180 numaralı proje kapsamında yapılmış deneylerden alınmıştır. Burada gerekli kısımları verilen deneysel çalışmanın tüm ayrıntıları verilen tez çalışmasında bulunabilir [64]. Deney sistemi; motor test sistemi, yakıt enjeksiyon sistemi, yanma analiz sistemi ve emisyon ölçüm sisteminden oluşmaktadır. Motor test sistemi elektrikli dinamometre, dinamometre kontrol ünitesi ve tek silindirli dizel motordan oluşmaktadır. Test motoru üzerinde sıcaklık ve hava tüketimi ölçüm sistemleri, emme havası ve soğutma suyu sıcaklık kontrol ünitesi ve EGR sistemi bulunmaktadır. Yakıt enjeksiyon sisteminde, düşük basınç kontrol ünitesi, enjeksiyon kontrol birimi ve yakıt sıcaklığı kontrol ünitesi bulunmaktadır. Yanma analiz sistemi silindir gaz basıncı ölçümü, veri toplama ve yanma analizi yazılımından oluşmaktadır. Emisyon ölçüm sisteminde iki adet emisyon ölçüm cihazı ve örnekleme ünitesi bulunmaktadır.

Deney sisteminin prensip şeması Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Performans karakteristiklerinin hesaplaması için yük hücresi (loadcell) ve manyetik pick-up kullanılarak, motorun ürettiği moment ve devir ölçülmüştür. Motorun soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları, emme havası giriş sıcaklığı, yağ sıcaklığı, egzoz gazı sıcaklıkları 0–1200°C sıcaklık aralığında ölçüm yapabilen dijital sıcaklık ölçerler sayesinde ölçülmüştür. Hava tüketimi için, ISO 5167 (1980) standardına uygun çapı 45 mm olan, flanşlı-keskin köşeli tip orifis plakası, orifis plakasının giriş ve çıkış basınç farkını ölçmek için 1 pascal ölçüm hassasiyetine sahip KIMO marka dijital manometre kullanılmıştır. Bağıl nem ve ortam sıcaklığını ölçmek için KIMO marka, dijital göstergeli cihaz ve ortam basıncını ölçmek için ise analog göstergeli barometre kullanılmıştır. Yanma karakteristikleri ölçüm sistemi; veri toplama sistemi, silindir gaz basıncı sensörü ve sinyal şartlandırıcısı, üst ölü nokta sensörü ve şaft enkoderden oluşmaktadır. Labview paket programında oluşturulan ara yüz ile veriler 0,25° KA çözüm aralığında alınmıştır. Yanma karakteristikleri MATLAB programında yazılan yanma analizi programı ile hesaplanmıştır.



1.GDI Enjektör, 2.Silindir gaz basıncı sensörü, 3.Tek silindirli motor, 4. Radyatör, 5. Motor soğutma suyu tankı, 6. Üst ölü nokta sensörü, 7.Şaft enkoder, 8.(Aktif) Elektrikli Dinamometre,9. Load cell, 10.Elektronik kontrol ünitesi, 11.Yakıt enjeksiyon kontrol sistemi kontrol bilgisayarı, 12. Sinyal şartlandırıcı, 13. Veri toplama bilgisayarı, 14. Motor soğutma suyu kontrol ünitesi, 15. Rail, 16.Yakıt tankı, 17. Eşanjör, 18. Yakıt soğutma suyu tankı, 19. Yüksek basınç pompası, 20. Elektrik motoru, 21.Elektrik motoru sürücüsü, 22. Ara soğutucu (EGR soğutma ünitesi), 23. Egzoz gazı akış kontrol vanaları, 24. Egzoz çıkışı, 25. Emme havası tankı, 26. Emme havası sıcaklık kontrol ünitesi, 27. Orifis plaka, 28. Dinamometre kontrol ünitesi, 29. Emisyon ölçüm sistemi.

Şekil 4.1. Deneysel çalışmanın prensip şeması

4.1. Motor Test Sistemi

Tez çalışmasının deney kısmında Kocaeli Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Motor Test Laboratuvarında bulunan dört zamanlı, tek silindirli, doğal emişli ve direkt püskürtmeli, Süper Star 7716 marka dizel motor kullanılmıştır. Motor, elektrikli dinamometre ve kontrol panosu Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Test motorunun teknik özellikleri Tablo 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.2. HCCI motor test sistemi ve kontrol panosu

Tablo 4.1. Test motorunun teknik özellikleri

Motor	**Super Star 7716 Model Dizel Motor**
Tipi	DI, doğal emişli, 4 zamanlı, su soğutmalı
Silindir sayısı	1
Silindir hacmi	770 cm^3
Kurs boyu	100 mm
Sıkıştırma oranı	17:1
Emme supabı açılması	ÜÖN'dan 22° önce
Emme supabı kapanması	AÖN'yı 60° geçe
Egzoz supabı açılması	AÖN'dan 66° önce
Egzoz supabı kapanması	ÜÖN'yı 16° geçe

Benzin HCCI motorları için yüksek sıkıştırma oranları, benzinin kendiliğinden tutuşması için gerekli olan ısıl enerjiyi sağladığından boşta, çok düşük yüklerde ve hızlarda kullanılabilir. Bilindiği gibi alkoller benzine göre daha yüksek oktan sayısına sahiptirler. Dolayısıyla alkol-benzin karışımlarının oktan sayısı saf benzininkinden yüksek olacaktır, bu da alkol benzin karışımlarının yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabilmesine olanak sağlayacaktır. DI benzinli motorların sıkıştırma oranı PFI benzinli motorlara göre daha yüksektir. Yüksek sıkıştırma oranının kullanılması benzinin kendiliğinden tutuşabilmesi için gerekli olan aktivasyon enerjisinin sağlanabilmesini sağlar. Tüm bu nedenlerden ötürü, yüksek sıkıştırma oranı tercih edilmiş ve motorun orijinal sıkıştırma oranı (17:1) değiştirilmemiştir.

Emme havası sıcaklığının arttırılması, yakıtın yeterince buharlaşmasını ve daha homojen bir yakıt-hava karışımı oluşmasını sağlamaktadır. Bu sayede karışım

içerisinde yanmanın birçok noktada aynı anda başlaması sağlanmış olur. Bu çalışmada emme havası giriş sıcaklığının artırılması ile benzinin tutuşması için gerekli ısıl enerjinin sağlanması ve enjeksiyon parametreleri ile birlikte yanma fazlarının düşük yüklerde kontrol edilebilmesi hedeflenmiştir. Emme havası sıcaklığının ayarlanabilmesi için Şekil 4.3'te gösterilen 4 Kw gücünde sıcaklık kontrol ünitesi tasarlanmıştır.



Şekil 4.3. Sıcaklık kontrol ünitesi

EGR yöntemi kullanımının iki önemli etkisi bulunmaktadır. Birincisi; sıkıştırma zamanı boyunca yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığına ulaşmasını sağlar. İkincisi ise yanma reaksiyonunu yavaşlatarak NO_x emisyonlarının yükselmesini engeller, MBAO'yı azaltır ve yüksek yük limitinin artırılabilmesine olanak sağlar. Benzinli HCCI motorlarda bu yöntem iç ve dış EGR olmak üzere iki farklı şekilde uygulanmaktadır. İç EGR uygulamasında silindir içerisinde bırakılmak istenen artık gaz miktarı egzoz supap zamanının değiştirilmesi ile ayarlanmaktadır. Dış EGR'de ise silindir içerisinde bırakılmak istenen artık gaz miktarı basit bir geri dönüşüm valfi ile sağlanabilmektedir. Dış EGR silindir içerisine gönderilecek egzoz gazlarının soğutularak gönderilebilmesine imkân sağlayarak hacimsel verim üzerindeki negatif etkisini azalttığı ve yanma reaksiyonunu yavaşlatarak NO_x emisyonlarının yüksek yüklerde artışını engellediği için tercih edilmiştir. Dış EGR kullanımı için Şekil 4.4'te gösterilen soğutulmuş EGR sistemi tasarlanarak test motoruna monte edilmiştir.



Şekil 4.4. Soğutulmuş dış EGR sistemi

4.2. Yakıt Enjeksiyon Sistemi ve Yakıt Miktarının Belirlenmesi

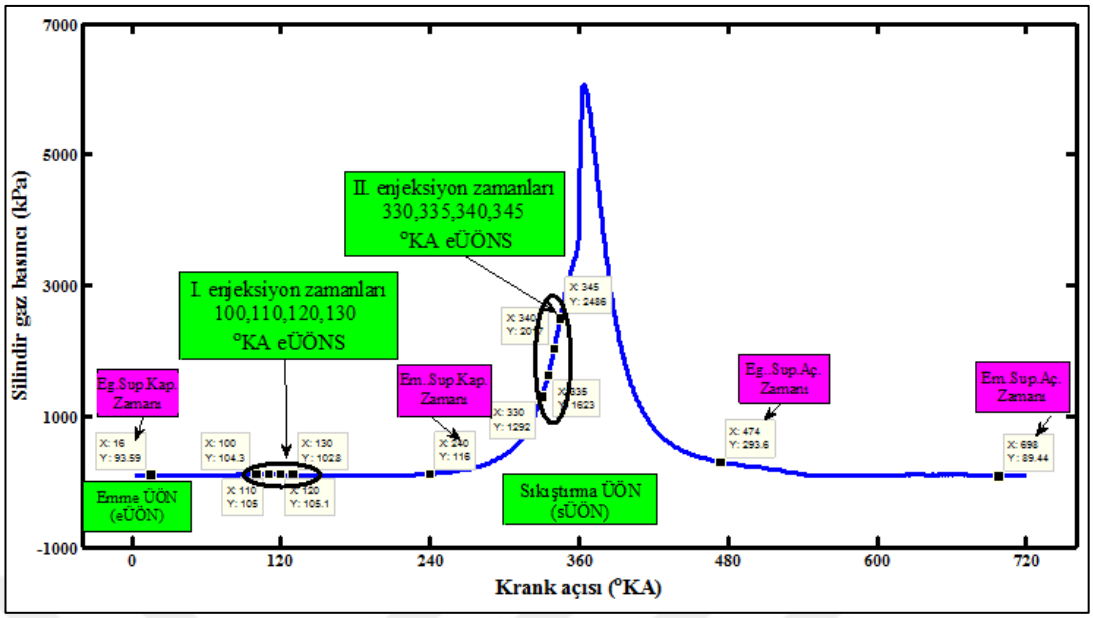
Tez çalışması kapsamında, karışım oluşumunun hassas bir şekilde kontrol edilebilmesi için yakıt silindir içerisine direkt ve iki farklı krank açısında enjekte edilmiştir. Bu enjeksiyon stratejisinin gerçekleştirilebilmesi için yakıt enjeksiyon sistemi ve kontrol ünitesi tasarlanmıştır. Sistemde kullanılan benzin direkt enjektörü Şekil 4.5'te verilmiştir. Tasarlanan donanım ve yazılım (kullanıcı ara yüzü) yardımıyla enjektör düzgün ve kararlı bir şekilde sürülmüştür. Enjektörün montajı, piston üzerinde bulunan yanma odasına bakacak ve püskürtülen yakıt yanma odasının tam merkezine gelecek şekilde yapılmıştır.

Çift kademeli enjeksiyon yönteminde ilk enjeksiyon emme zamanı ortasında yapılırsa daha iyi homojen karışım ve daha iyi motor performansı elde edilebilmektedir. İkinci enjeksiyon sayesinde ise silindir içerisinde katmanlı dolgu oluşturularak yanma fazlarının ve emisyonların kontrol edilmesi amaçlanmıştır.



Şekil 4.5. GDI enjektör

İlk enjeksiyon ile emme havası türbülansı ve yakıtın buharlaşması arasındaki etkileşim en iyi şekilde sağlanabilmektedir. Bununla birlikte, CO_2 emisyonu artarken O_2, yanmamış HC, CO ve NO_x emisyonları azalmaktadır. Bu da silindir içerisinde homojen karışımın iyi bir şekilde oluşturulduğunu ve yanma veriminin arttığını göstermektedir. İlk enjeksiyon, emme zamanı başlarında yapıldığında silindir içerisindeki ortam basıncı düşük olduğundan yakıtın nüfuz derinliğini artacak, ayrıca piston AÖN'ya yeteri kadar inmediğinden, dolayısıyla enjektöre çok yakın olduğundan dolayı püskürtülen yakıt doğrudan piston çanağına çarpacaktır. Piston üzerinde biriken yağ filminden dolayı da CO emisyonları artabilecektir. İlk enjeksiyon emme zamanı sonlarında yapılması halinde ise pistonun uzakta olması ve hava hareketlerinin de etkisiyle yakıt silindir duvarlarına çarparak yapışacak ve yanmamış HC ve CO emisyonları artacaktır. Tüm bunlardan dolayı, ilk enjeksiyon zamanları, Şekil 4.6'da gösterildiği gibi test motorunun supap zamanları dikkate alınarak emme zamanının ortası olan 110° KA eÜÖNS'da ve bu zamanın öncesi ve sonrasında olacak şekilde (100, 110, 120 ve 130° KA) toplamda dört farklı krank açısında yapılmıştır. MBAO sonuçları da göz önünde bulundurularak en uygun I. enjeksiyon zamanı 120 °KA eÜÖNS olarak belirlenmiş ve tez çalışması kapsamında kullanılmıştır. Şekil 4.6'da görüldüğü gibi, deneysel çalışmada emme zamanındaki ÜÖN 0° KA olarak tanımlanmış ve emme ÜÖN (eÜÖN) olarak adlandırılmıştır. Sıkıştırma zamanındaki ÜÖN ise 360° KA olarak tanımlanmış ve sıkıştırma ÜÖN (sÜÖN) olarak adlandırılmıştır.



Şekil 4.6. Krank açısına bağlı çift kademeli yakıt enjeksiyon stratejisi

İkinci enjeksiyonlar ise sıkıştırma zamanı içerisinde 330, 335, 340 ve 345° KA eÜÖNS olmak üzere 4 farklı noktada yapılmıştır. Tasarlanan yakıt enjeksiyon sistemi, her bir püskürtmede püskürtülecek yakıt miktarlarının hassas olarak ayarlanabilmesine imkan tanımaktadır. İlk püskürtmede püskürtülecek yakıt miktarı ile homojen karışımın oluşturulması ve motor yükünün kontrol edilebilmesi amaçlanmaktadır. Bu nedenle, ilk enjeksiyonda püskürtülecek yakıt miktarı, bir çevrimde püskürtülecek toplam yakıt miktarının %80'i ve %60'ı olarak belirlenmiştir. İkinci enjeksiyonda püskürtülecek yakıt miktarı ile tutuşmadan önce bölgesel zengin karışım sağlanarak yanma başlangıcının kontrol edilmesi, çalışma alanının genişletilmesi ve NO_x emisyonunun artışına mümkün olabildiğince izin vermeden yanmamış HC ve CO emisyonlarının azaltılması amaçlanmıştır. Emisyonların iyileştirilmesine katkı sağlamak için bir diğer alternatif ise yakıt içerisine farklı oranlarda alkol ilave edilmesidir. Alkollerin düşük enerji içeriği, karışımların yanma sonu sıcaklıklarını düşüreceğinden NO_x miktarının artışının engellenmesine katkı sağlayacaktır.

Püskürtülecek yakıt miktarı, yakıt enjeksiyon kontrol sistemi ara yüzünde pik ve sürme gerilimlerinin uygulanma zamanları kontrol edilerek yüksek hassasiyetle ayarlanmaktadır. Pik gerilimi uygulama süresi ve yakıt sıcaklığındaki değişimlerin, püskürtülen yakıt miktarını önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. Yakıt sıcaklığında meydana gelecek yaklaşık 5 °C değişmenin püskürtülen yakıt miktarını önemli ölçüde

değiştirdiği tespit edilmiştir. Bu yüzden yakıt sıcaklığı, kapalı devre su soğutma sistemi ile 30 °C'de (+/-1°C hassasiyetinde) sabit tutulmuştur. Ayrıca, 100 bar sabit enjeksiyon basıncında yakıt miktarı testleri yapılarak püskürtülen yakıt miktarları ölçülmüş ve enjektörün kalibrasyonu yapılmıştır.

4.3. Yanma Analiz Sistemi

Yanma analizi sistemi silindir gaz basıncı ölçümü, veri toplama ve analizden oluşmaktadır. Silindir gaz basıncı ölçümü, basınç sensörü ve basınç değişimini voltaj çıkışına çeviren sinyal şartlandırıcı ile yapılmıştır. Veri toplama sistemi ise veri toplama kartı, ara bağlantı birimi, enkoder ve LabVIEW ile tasarlanmış ara yüz programından oluşmaktadır. Veri analizi ise veriler toplandıktan sonra Matlab paket programı kullanılarak yazılmış yanma analiz programı ile gerçekleştirilmiştir.

Silindir gaz basıncı ölçüm sisteminde Kistler marka 6061B piezo-elektrik su soğutmalı basınç sensörü ve 5018A1000 model sinyal şartlandırıcısı kullanılmıştır. Sensörün ve sinyal şartlandırıcının özellikleri, Tablo 4.2'de verilmiştir. Sensörün silindir kapağına montajı, yanma odasına bakacak şekilde, Şekil 4.7'de gösterildiği gibi, üretici firmanın önerdiği şekilde yapılmıştır. Sensörden alınan verilerin sinyal şartlandırıcıdan veri toplama sistemine kadar olan aktarma süreci ayrıntılarıyla [64]'te bulunabilir.

Tablo 4.2. Basınç sensörü ve sinyal şartlandırıcının özellikleri

6061-B Su soğutmalı piezo-elektrik basınç sensörü	
Ölçüm Aralığı	0-250 bar
Hassasiyet ve Doğrusallık	0…250 bar (50 °C) -26,09 pC/bar ve +/- % 0,3
Kararlı Çalışma Aralığı (°C)	0 - 350
Doğal Frekansı	90 kHz
Aşırı Yükleme	300 bar
5018A 1000 Sinyal şartlandırıcı	
Çıkış Gerilimi	+/- 10 V
Maksimum Filtreleme	100 kHz
Not: İçten yanmalı motorlar için drift compensation özelliğine sahiptir.	

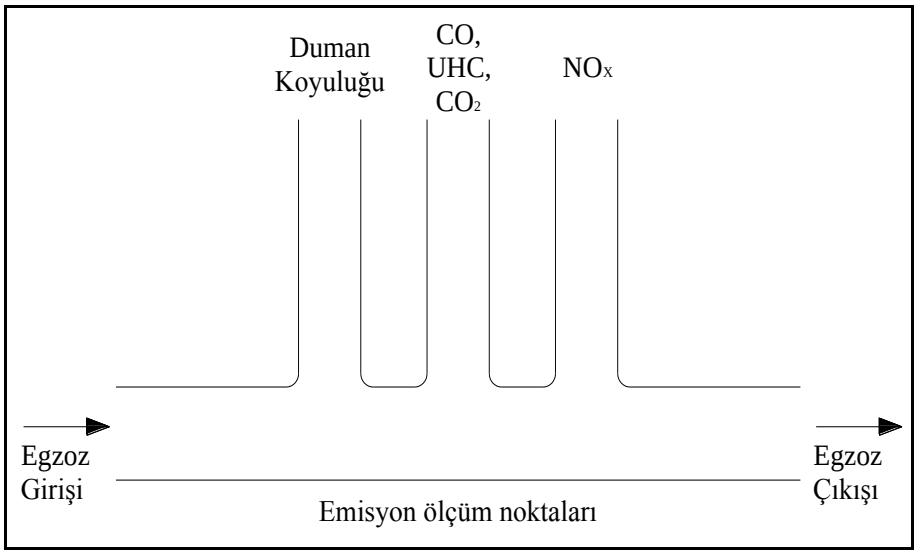


(1.GDI Enjektör, 2. Silindir basınç sensörü, 3. Emme supabı, 4. Egzoz supabı, 5. Silindir kapağı)

Şekil 4.7. Silindir gaz basınç sensörü ve GDI enjektörün montajı

4.4. Emisyon Ölçüm Sistemi

Bu tez çalışması kapsamında ölçülen emisyon parametreleri; duman koyuluğu, yanmamış HC, CO, CO_2 ve NO_x emisyonlarıdır. Şekil 4.8'de emisyon ölçümü için kullanılan ölçüm yönteminin prensip şeması verilmiştir. Testlerde kullanılan emisyon cihazları Şekil 4.9'da verilmektedir.



Şekil 4.8. Egzoz hattı üzerinde ölçüm noktaları



Şekil 4.9. Egzoz emisyonu ölçüm cihazları

Emisyonlar yukarıdaki iki emisyon cihazı ile ölçülmüştür. Her bir test sırasında, güvenilirliği artırmak için, emisyon ölçümleri 5 s aralıklar ile alınan 5 ölçümün ortalaması alınarak yapılmıştır. Bosch BEA ile yanmamış HC, CO, CO_2 ve duman koyuluğu, Capalec Cap 3200 ile NO_x emisyonu ölçülmüştür. Emisyon cihazlarının teknik özellikleri Tablo 4.3'te verilmiştir.

Tablo 4.3. Emisyon ölçüm cihazlarının teknik özellikleri

	CAPALEC CAP 3200		**Bosch BEA 350 Benzin and Dizel**	
Parametre	**Ölçüm aralığı**	**Bağıl Hata (%) (Ölçülen Değer Üzerinden)**	**Ölçüm aralığı**	**Bağıl Hata (%) (Ölçülen Değer Üzerinden)**
HC (ppm)	0 – 20000	±5	0 – 9999	±5
CO (%)	0 – 15	±3	0 – 10	±3
CO_2 (%)	0 – 20	±4	0 – 18	±4
O_2 (%)	0 – 21,7	±3	0 – 22	±3
NO_X (ppm)	0 – 5000	±5	-	-
Hata Sınıfı	OIML CLASS 1		OIML CLASS 0	

4.5. Deneysel Akış Prosedürü

Bu tez çalışmasının deneysel kısmında çift kademeli DI tekniğinin ve farklı oranlarda alkol-benzin karışımlarının, HCCI yanma ve emisyon karakteristikleri üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Test akış diyagramı iki aşamadan oluşmaktadır. Birinci aşamada II. enjeksiyon zamanı değişiminin etkisi, ikinci aşamada HCCI yanmanın çalışma alanının genişletilebilmesi için enjeksiyon oranının etkisi incelenmiştir. Bütün deneysel çalışmalar ve analizler 1100 d/d ve yüksek eşdeğerlik oranı için yapılmıştır. Birinci ve ikinci aşama testleri Şekil 4.10'da verilen test akış diyagramında görüldüğü gibi gerçekleştirilmiştir.

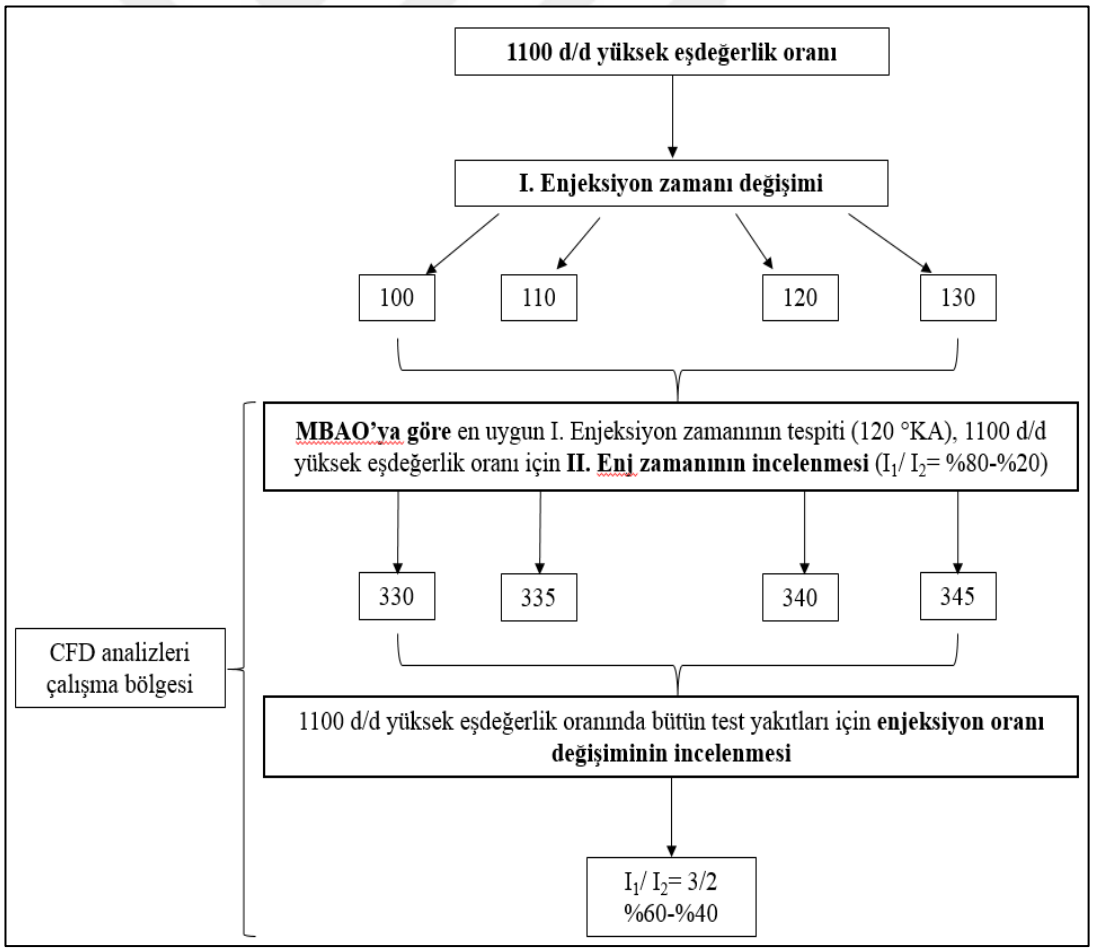
Birinci aşama testleri kapsamında, bütün test yakıtları için I. enjeksiyon zamanı (120 °KA eÜÖNS) ve enjeksiyon oranı (EO= I_1:I_2= %80-%20) sabit tutularak II. enjeksiyon zamanının etkisi yüksek eşdeğerlik oranı ve 1100 d/d şartlarında bütün test yakıtları için incelenmiştir. II. enjeksiyon zamanındaki değişim incelenirken bir çevrimde sisteme sürülen enerji (710 J), emme havası giriş sıcaklığı (T_{in}=100 °C), enjeksiyon basıncı (P_{inj}=100 bar) ve motor devri (1100 d/d) sabit tutulmuş, EGR uygulanmamıştır.

İkinci aşama testleri kapsamında, II. enjeksiyon zamanının değişimine bağlı olarak maksimum IMEP değerinin elde edildiği krank açılarında (330 ve 335° KA eÜÖNS) HCCI çalışma alanının genişletilebilmesi için farklı enjeksiyon oranının (EO=I_1:I_2=3:2 yani %60-%40) etkisi (1100 d/d ve yüksek eşdeğerlik oranında) bütün test yakıtları için incelenmiştir. Testler boyunca emme havası giriş sıcaklığı (T_{in}=100 °C), enjeksiyon basıncı (P_{inj}= 100 bar) ve sisteme sürülen enerji (710 J) sabit tutulmuştur.

Testlerde kullanılan alkoller JT Baker firması tarafından üretilmiş olan %99,6 saflıkta etanol ve metanoldür. Benzin ise ticari bir yakıt istasyonundan alınmıştır. Test yakıtlarının bazı özellikleri Kocaeli Üniversitesi Alternatif Yakıtlar Araştırma, Geliştirme ve Uygulama Merkezi Yakıt Laboratuvarında bulunan cihazlarla ölçülmüştür. Test yakıtlarının özellikleri Tablo 4.4'te verilmektedir. Test yakıtları kütlesel olarak karıştırılmıştır. %10 etanol ve %90 benzin karışımı E10, %20 etanol ve %80 benzin karışımı E20, %10 metanol ve %90 benzin karışımı M10, %20 metanol ve %80 benzin karışımı M20 olarak isimlendirilmiştir. Bu çalışmada 97 oktan benzin kullanılmış olup, %100 oranında kullanılan benzin B97 olarak kodlanmıştır.

Test yakıtlarının buharlaşma gizli ısısı ve oksijen içerikleri hesaplanarak Tablo 4.4'te verilmiştir. Benzin, etanol ve metanolün buharlaşma gizli ısıları sırasıyla 380, 920 ve 1185 kJ/kg olarak referans alınmıştır [22]. Testlerde kullanılan yakıt karışımlarının buharlaşma gizli ısıları ve oksijen içerikleri de karışım kütlesel olarak hazırlandığı için kütlesel olarak hesaplanmıştır.

Motor testleri süresince silindir duvar sıcaklığını sabit tutabilmek için soğutma suyu sıcaklığı 75 °C, yakıt özelliklerinin değişmemesi için yakıt sıcaklığı 30 °C ve tutuşmanın sağlanabilmesi için emme havası sıcaklığı minimum 100 °C olacak şekilde kapalı devre sıcaklık kontrol sistemiyle sabit tutulmuştur. Motor rejime girip yağ sıcaklığı 60 °C'ye geldikten sonra testlere başlanmıştır. Her bir test üçer defa tekrarlanmış olup test sonuçlarında derlenen veriler üç testin ortalaması alınarak elde edilmiştir.



Şekil 4.10. Deneysel akış diyagramı

Tablo 4.4. Test yakıtlarının özellikleri

Özellik	Birim	Benzin (B97)	Metanol	Etanol	E10	E20	M10	M20
Yoğunluk (15°C)	$kg.m^{-3}$	747,6	795,9	794,0	751,0	755,4	751,2	755,8
Viskozite (40°C)	$mm^2.s^{-1}$	0,61	0,72	1,16	0,65	0,71	0,62	0,64
Alt Isıl Değer	$kJ.kg^{-1}$	41420	21632	29079	40322	37108	38764	36314
Buharlaşma Gizli Isısı	kJ/kg	380	1185	920	434	488	460	541
Oksijen İçeriği	% (kütlesel)	0	50	34,8	3,47	6,94	4,99	9,98
Bakır Şerit Korozyon (3h 50°C)	Korozyon Derecesi	No 1a	No 1a	No 1a	No 1a	No 1a	No 1a	No 1a
Distilasyon	°C							
%10		46,2	64,6	76,9	48,2	49,6	43,2	44,0
%50		80,2	64,9	78,0	65,3	64,1	63,7	57,4
%90		147,5	65,0	78,0	144,0	143,5	144,8	144,8

4.6. Yanma Karakteristiklerinin Hesaplanması

Tez çalışmasının deneysel kısmında toplanan veriler kullanılarak motor yanma karakteristikleri hesaplanmış, ısı dağılımı analizi yapılarak önemli yanma karakteristikleri tespit edilmiştir.

Testler sabit enerji girişi şartlarında yapıldığından, B97 yakıtına ait sabit enerji referans alınarak tam yanma denklemi elde edilmiş, alkol-benzin karışımlarının tam yanma denklemleri de aynı yöntemle elde edilmiştir. Elde edilen denklemler sonucunda her bir test yakıtı için hesaplanan mol katsayıları ve molar ısıl değerler Tablo 4.5'te verilmiştir.

Tablo 4.5. Test yakıtlarının molar ısıl değerleri

Yakıt (Formül)	Karışımdaki Hacimsel Yüzde (%) (Benzin/Alkol)	Alt Isıl Değer (kJ/kg)	Molekül Ağırlıkları (g/mol)	Molar Isıl Değer (kJ/kmol)	Sabit Enerji Girişi için Hesaplanan Mol Kats.
B97 ($C_{6,97}H_{14,02}$)	-	41420	97,85	4052,89	1
E10 ($C_{6,499}H_{13,260}O_{0,095}$)	90,53 / 9,47	40322	92,95	3747,75	1,0814
E20 ($C_{6,023}H_{12,492}O_{0,191}$)	80,95 / 19,05	37108	87,99	3265,13	1,2413
M10 ($C_{6,406}H_{13,073}O_{0,095}$)	90,55 / 9,45	38764	91,64	3552,33	1,1409
M20 ($C_{5,835}H_{12,114}O_{0,190}$)	80,98 / 19,02	36314	85,33	3098,85	1,3079
Etanol (C_2H_6O)	-	29079	46,069	1339,64	3,0254
Metanol (CH_4O)	-	21632	32,042	693,13	5,8472

Sabit enerji girişi şartlarındaki tam yanma reaksiyonları elde edildikten sonra her bir yakıt için hava-yakıt oranları molar ve kütlesel olarak hesaplanmıştır. Örneğin B97 için tam yanma denklemi aşağıdaki gibi olup, katsayılar dikkate alınarak molar ve kütlesel H/Y oranları;

$$C_{6,97}H_{14,02}+10,475(O_2+3,76N_2)\rightarrow 6,97CO_2+7,01H_2O+39,386N_2$$

$$\text{Molar (H/Y)}=\frac{4,76\times 10,475}{1}=49,86/1$$

$$\text{Kütlesel (H/Y)}=\frac{49,86\times 28,97}{(6,97\times 12,011)+(14,02\times 1,008)}=14,76/1$$

olarak elde edilmiştir. Gerçek şartlardaki H/Y oranı ise aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

1100 d/d şartlarında B97 için bir çevrimde püskürtülen toplam yakıt miktarı 17,3 mg'dır. Silindire alınan hava miktarı orifis plaka ve diferansiyel basınç farkı verileri kullanılarak 0,0066 kg/s olarak ölçülmüştür. Bu şartlarda silindire bir çevrimde alınan hava miktarı ise 720,52 mg olarak hesaplanır.

Gerçek şartlarda hesaplanan kütlesel H/Y oranı;

$$\text{Kütlesel (H/Y)}=\frac{720,52}{17,3}=41,64 \text{ olarak hesaplanır.}$$

Stokiyometrik hava/yakıt (H/Y) oranının, gerçek (H/Y) oranına oranı yakıt- hava eşdeğerlik oranı (Φ) olarak tanımlanır ve Denklem (4.1) ile hesaplanır.

$$\Phi=\frac{\text{Stokiyometrik (H/Y) oranı}}{\text{Gerçek (H/Y) oranı}} \qquad (4.1)$$

Φ, yukarıda bulunan gerçek ve stokiyometrik H/Y oranlarından Denklem (4.1) kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\Phi=\frac{\text{Stokiyometrik (H/Y) oranı}}{\text{Gerçek (H/Y) oranı}}=\frac{14,76}{41,64}=0,354$$

Deneysel çalışma sonuçlarından hesaplanan H/Y ve eşdeğerlik oranları Tablo 4.6'da verilmiştir.

Tablo 4.6. Sabit enerji girişlerinde hesaplanan hava-yakıt oranları

Yakıt (Formül)	Stokiyometrik Molar (H/Y)	Stokiyometrik Kütlesel (H/Y)	(1100 d/d 710 J) Küt. H/Y (Φ)
B97 ($C_{6,97}H_{14,02}$)	49,86	14,76	41,64 (0,354)
E10 ($C_{6,499}H_{13,260}O_{0,095}$)	46,49	14,49	40,86 (0,354)
E20 ($C_{6,023}H_{12,492}O_{0,191}$)	43,08	14,18	37,47 (0,378)
M10 ($C_{6,406}H_{13,073}O_{0,095}$)	45,82	14,49	39,09 (0,370)
M20 ($C_{5,835}H_{12,114}O_{0,190}$)	41,74	14,17	36,90 (0,384)
Etanol (C_2H_6O)	14,28	8,98	-
Metanol (CH_4O)	7,14	6,46	-

Motorun kabul edilebilir çalışma alanı göz önünde bulundurularak bir çevrimde püskürtülecek yakıt miktarı ön testler sonucunda B97 için belirlenmiş ve diğer yakıtlar için püskürtülecek miktarlar alt ısıl değerlerine bağlı olarak hesaplanmıştır. B97 kullanımı ile silindire bir çevrimde 10 mg yakıt püskürtüldüğü düşünüldüğünde sisteme sürülen enerji (E) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$E=\left[10\times10^{-6}\times41420\right]=0,414\ (kJ)=414\ (J)$$

Sisteme sürülecek enerji hesaplandıktan sonra, örneğin E10 ve M10 test yakıtları için, bir çevrimde püskürtülecek yakıt miktarları (m_y) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$m_{yE10}=\left[\frac{0,414}{40322}\right]\times10^{6}=10,26\ (mg/çevrim)$$

$$m_{yM10}=[0,414/38764]\times10^{6}=10,68\ (mg/çevrim)$$

Toplam ısı dağılımı, silindir gaz basıncı verileri kullanılarak Denklem (4.2)'de verildiği gibi hesaplanmıştır;

$$\dot{Q}_t=\frac{k}{k-1}P\frac{dV}{d\theta}+\frac{1}{k-1}V\frac{dP}{d\theta}+\dot{Q}_{wall} \qquad (4.2)$$

Burada $\dot{Q}_{wall}$ silindir duvarlarına olan ısı transferi olup aşağıda verilen Denklem (4.3) ile hesaplanabilir;

$$\dot{Q}_{wall} = h \times A_{wall} \times (T_{gas} - T_{wall}) \quad (4.3)$$

Bu formülde h ısı transfer katsayısı, A_{wall} silindir içi yüzey alanıdır. T_{gas} silindir gaz sıcaklığı olup silindir gaz basıncından hesaplanır. T_{wall} ise silindir duvarı sıcaklığıdır ve motor soğutma suyu sıcaklığına eşit kabul edilmiştir. Isı dağılımının hesaplanması, yanma başlangıcı ve yanma sonu değerlerinin bulunması ayrıntılarıyla [64]'te bulunabilir.

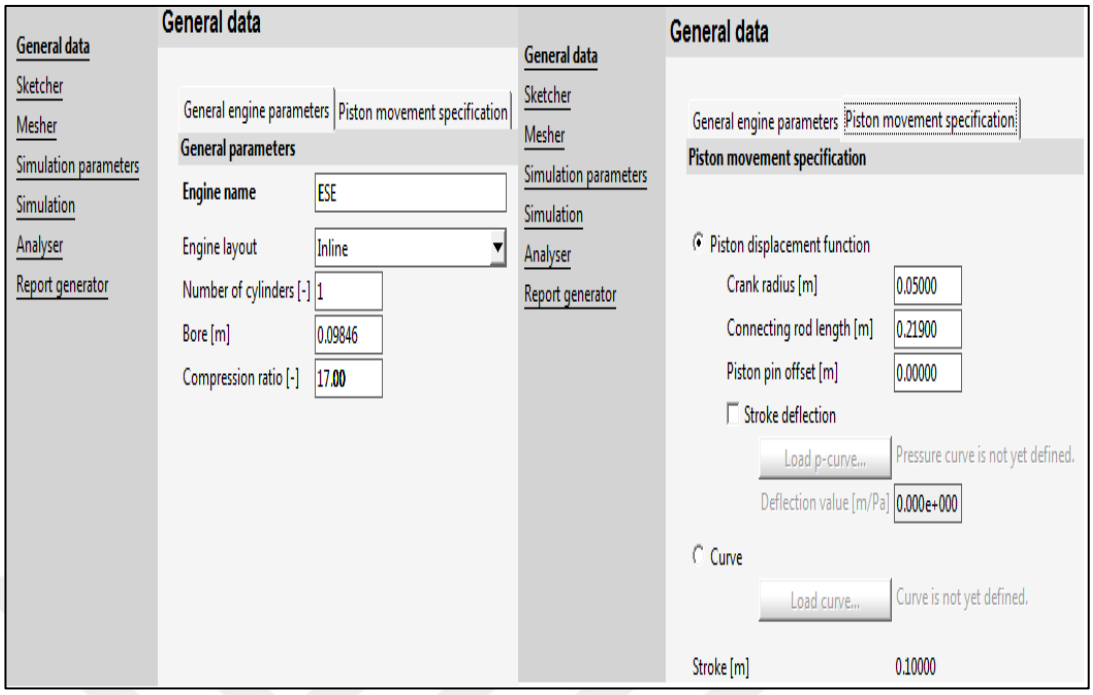
4.7. Tek Silindirli HCCI Motorun CFD Yazılımıyla Modellenmesi

4.7.1. Geometri ve ağ yapısının oluşturulması

AVL FIRE programı içten yanmalı motorlar için geliştirilmiş olup, üç boyutlu olarak ısı ve akışkan analizi yapabilen bir programdır. Program içerdiği farklı modüllerle yanma analizi dışında egzoz gazı son işlem sistemi, supap yatağı, emme ve egzoz kanallarının modellemesi, ağ yapısı oluşturma, dizayn optimizasyonu vb. işlemleri yapabilmektedir. Yapılan tez çalışmasında farklı piston çanağı tasarımlarının modellenip, yakıtın silindir içinde yanmasının simule edildiği ESE Diesel modülü kullanılmıştır.

Programda analiz modeli oluştururken ilk olarak temel motor parametreleri olan silindir çapı, strok, sıkıştırma oranı, silindir sayısı, biyel kolu uzunluğu, krank yarıçapı ve varsa piston pin uzaklığı girilir. Tablo 4.1'deki HCCI motorun teknik özellikleri programa Şekil 4.11'deki görüldüğü gibi girilmiştir.

Yapılan analiz kapalı çevrim analizi olup, emme supaplarının kapanma zamanından (intake valve closing (IVC)) başlayıp sıkıştırma ve genişleme zamanları boyunca devam etmekte ve egzoz supaplarının açılmasıyla (exhaust valve opening (EVO)) son bulmaktadır. Bu sayede yalnızca analiz edilmek istenen sıkıştırma, yanma ve genişleme süreci incelenerek analiz süresi oldukça düşürülebilir. Tez çalışmasında yanma ve emisyon parametreleri inceleneceğinden kapalı çevrim analizi yapılmıştır.



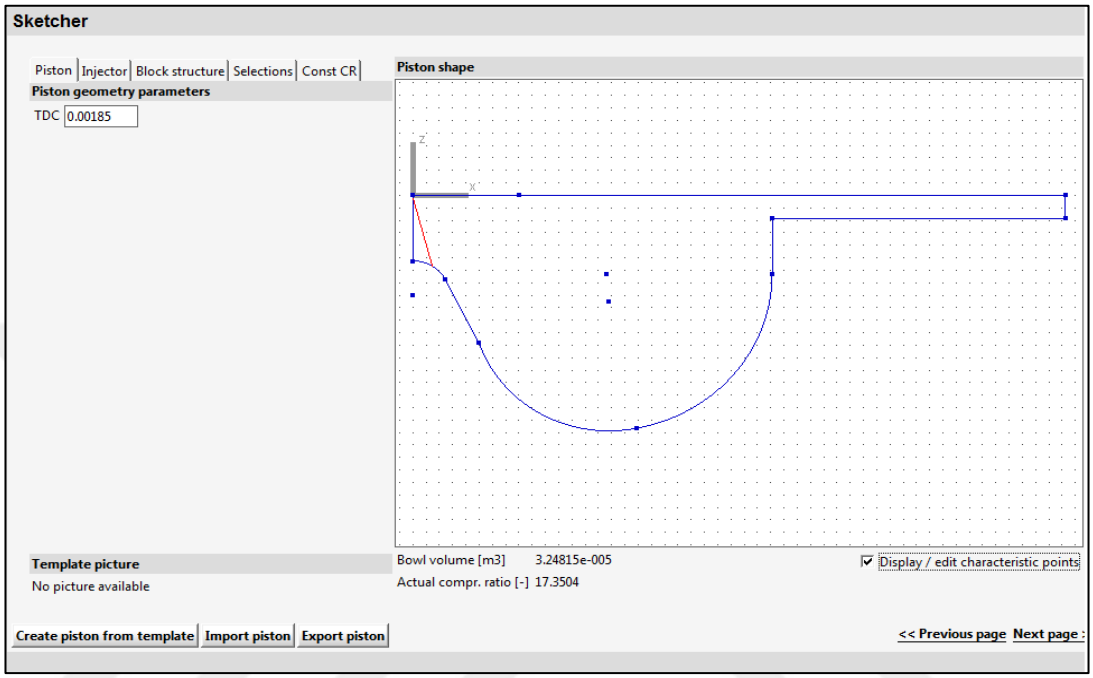
Şekil 4.11. Motorun teknik özelliklerinin programa girilmesi

Motorun teknik özellikleri girildikten sonra Sketcher bölümünde piston çanağı, enjektör geometrisi ve ağ yapısı için bloklar oluşturulması yapılmaktadır. Piston çanağı, programda bulunan birçok şablondan parametreleri değiştirerek oluşturulabildiği gibi, bir çizim programında oluşturulmuş 2 boyutlu geometri ESE Diesel'e dışarıdan aktarılabilmektedir. Çalışmadaki piston çanağı geometrisi AutoCAD 2015 programında çizilerek içeriye aktarılmıştır. Programdaki hali Şekil 4.12'de görülmektedir.

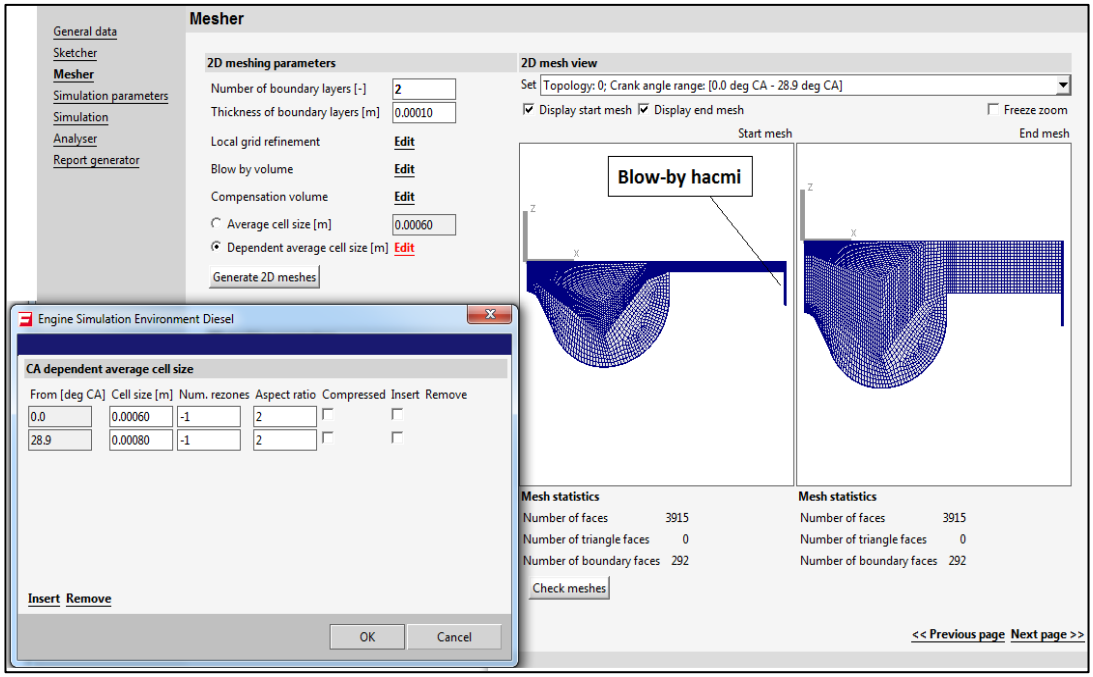
Enjektör tasarımı kısmında enjektörün ve enjektör nozullarının pozisyon, tasarım parametreleri ve yakıt spreyi püskürtme açısı ayarlanarak analizi yapılan motorda kullanılan haline getirilmiştir. Şekil 4.12'de yarım modeldeki püskürtme açısı (püskürtme koni açısı:30°) kırmızı çizgi ile gösterilmiştir.

Oluşturulan geometri kullanılarak iki ve üç boyutlu ağ yapısı oluşturulur. 2B ağ yapı oluşturulduktan sonra üçüncü bir çarpan girdisiyle otomatik olarak 3B ağ yapısı oluşturulur. Ağ yapısının oluşturulması Şekil 4.13'te gösterilmiştir. Ağ yapısı hücrelerinin ortalama boyutu piston konumuna bağlı (dependent average cell size) olarak seçilmiştir. Yakıtın enjekte edildiği krank açılarında parçalanma ve damlacık buharlaşması çözümleri de çalıştığı için daha hassas çözüme ihtiyaç duyulmaktadır. Bu yüzden püskürtme ve yanmanın gerçekleştiği KA'larında daha küçük boyutlu

hücreler seçilerek ağ yapısı özellikle yoğunlaştırılmış ve CFD hesaplamalarının tutarlılığı artırılmaya çalışılmıştır [65]. Şekil 4.13'te görüldüğü gibi; ortalama hücre boyutu püskürtmenin ve yanmanın büyük kısmının gerçekleştiği açılarda (0-28,9 °KA sÜÖNS) 0,6 mm, sonraki açılarda 0,8 mm olarak seçilmiştir.



Şekil 4.12. Piston çanağı geometrisi



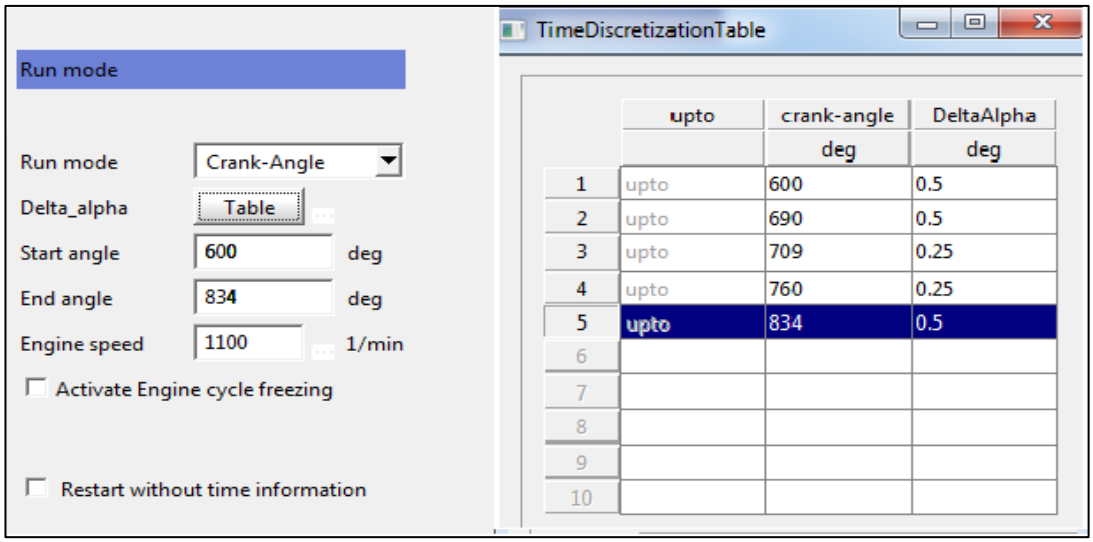
Şekil 4.13. 2B ağ yapısının ve blow-by hacminin oluşturulması

Bir motorun yanma odasında çevrim boyunca hava, yakıt ve egzoz gazlarının biriktiği girintiler vardır. Bu girintiler piston ve silindir duvarı arası boşluklar, yerine boşluklu oturmuş buji veya enjektörler, silindir kapak contasındaki boşluklardan oluşmaktadır. Bu boşluklar sÜÖN'daki toplam hacmin %1-3 ünü oluşturmasına rağmen motor çevrimini kayda değer ölçüde etkiler. Yanma odası tasarlanırken bu boşluklar tanımlanamadığı için sıkıştırma oranı bir miktar yüksek çıkabilir. Bu boşlukların ortalama %80'ini oluşturan piston ve silindir duvarı arası boşluklara dolan gazların bir kısmı, genişleme zamanında segmanların segman boşluğunun yukarısına oturmasıyla kartere sızar. Buradaki hacme bu yüzden blow-by (sızıntı) hacmi denir. Bu hacim Şekil 4.13'teki gibi oluşturularak tasarım kısmında 17,35 olan sıkıştırma oranı tam olarak 17'ye ayarlanmıştır.

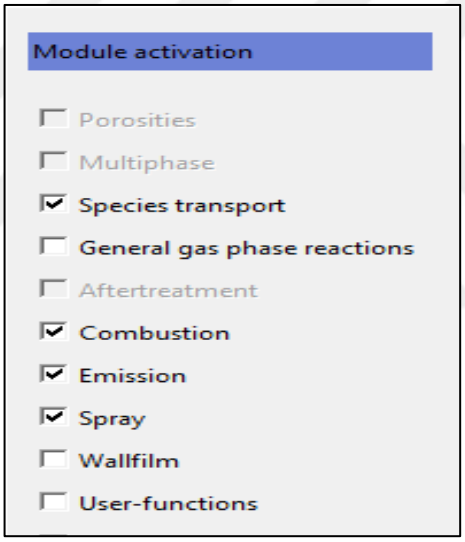
4.7.2. Simülasyon parametreleri

Bu kısımda simülasyon için gerekli başlangıç, sınır koşulları ve yanma, emisyon, sprey modelleri seçimi anlatılacaktır. İlk olarak simülasyonun çalışma şeklinin seçildiği ve motor devrinin girildiği genel parametreler Şekil 4.14'te girilmiştir. Krank açısı değerlerinin kaçar derece aralıklarla artacağı delta-alfa değeriyle girilebilmektedir. Programa krank açılarını sÜÖN 720 °KA olacak şekilde girmek gerekmektedir. Bu yüzden deneyler için kullanılan supap açma-kapama zamanları ve enjeksiyon zamanlarına 360 eklenerek programa girilmiştir. Analizin başlangıç değeri olarak emme supaplarının kapandığı 600 °KA (emme zamanı AÖN'yi 60° geçe: 240 °KA) ve bitiş değeri olarak da egzoz supaplarının açıldığı 834 °KA (114 °KA sÜÖNS) şekildeki ilgili kısımlara girilmiştir. Delta-alfa değeri olarak ikinci enjeksiyonun başladığı 690 °KA'ya kadar 0,5˚, 690 °KA'dan ani yanma fazının biteceğinin tahmin edildiği 760 °KA'ya kadar 0,25˚ ve EVO zamanı olan 834 ˚KA'ya kadar 0,5˚ seçilmiştir.

HCCI yanma simülasyonlarında kullanılacak modüller için yanma, emisyon, püskürtme ve türlerin transferi seçilmiş ve Şekil 4.15'te gösterilmiştir. Bölüm 3'te anlatılan transport, yanma, yakıt parçalanma, damlacık buharlaşması ve emisyon modellerinin aktif edilebilmesi için Şekil 4.15'te gösterilen bu modüllerin aktif edilmesi gerekmektedir.



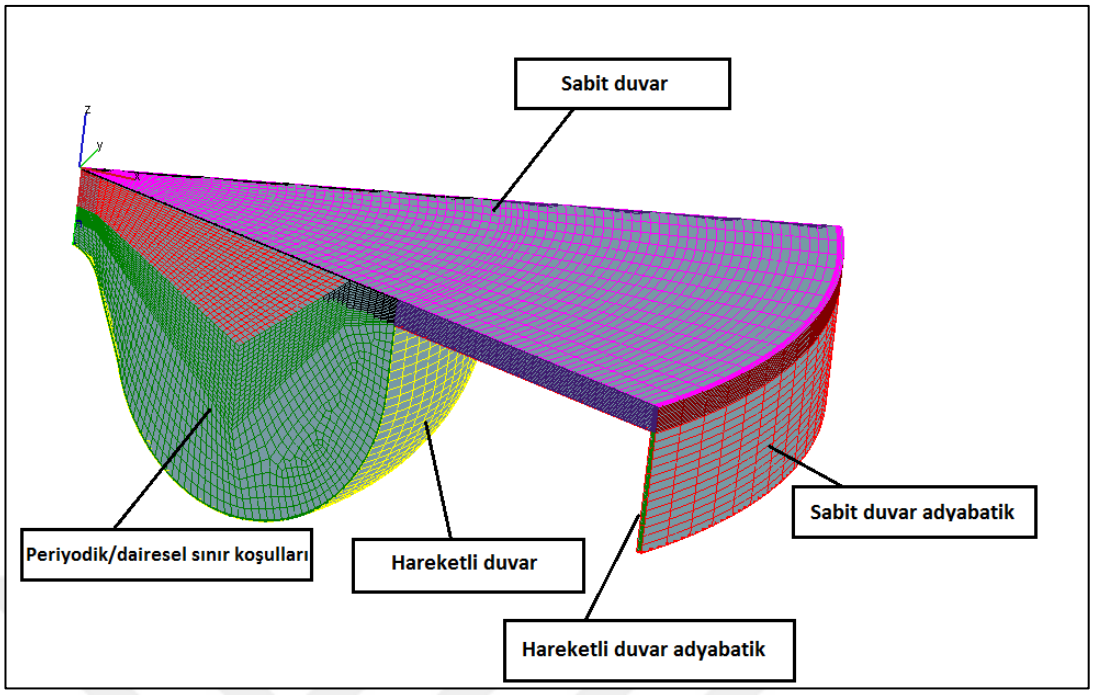
Şekil 4.14. Simülasyon çalışma modu ve delta-alfa seçimi



Şekil 4.15. Simülasyon için gerekli modüllerin seçilmesi

4.7.3. Sınır ve başlangıç koşulları

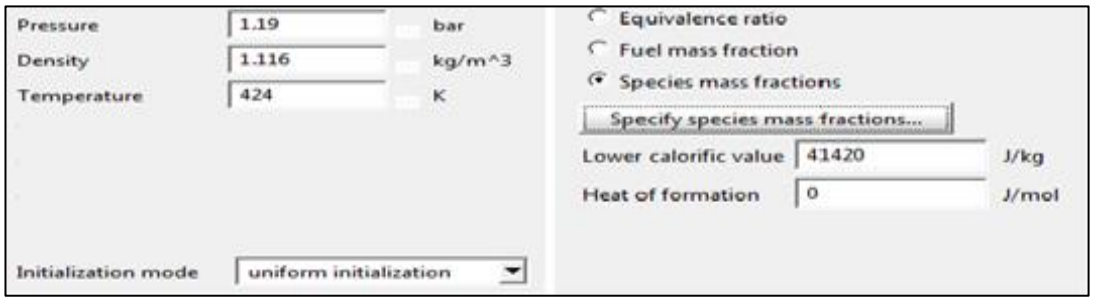
Yapılacak analizlerdeki yüzey sıcaklıkları (silindir gömleği, silindir kapağı, piston) deneysel tecrübelere dayanmakta ve yük ve motor hızına bağlı olarak değişmektedir. Şekil 4.16'da gösterildiği gibi silindir kapağı ve silindir gömleği için geçerli sınır şartı sabit duvar, piston çanağı için hareketli duvar seçilmiştir. Blow-by hacminin dış, iç ve alt tarafındaki yüzeyleri için hareketli adyabatik duvar (ısı akısı=0) sınır şartı verilmelidir. Dairesel yöndeki yüzeyler için ise periyodik sınır koşulları tanımlanmıştır [66].



Şekil 4.16. 3B ağ yapısı üzerinde sınır koşullarının gösterilmesi

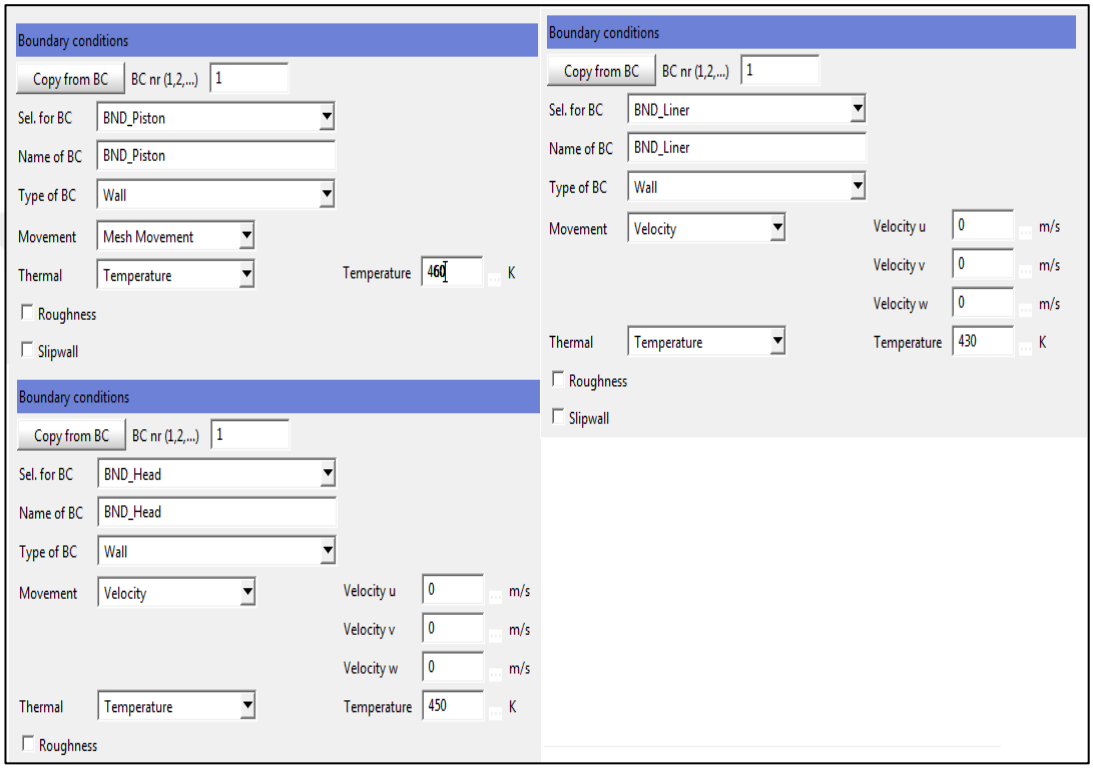
Şekil 4.17'de simülasyon başlangıç koşulları gösterilmiştir. Başlangıç koşulları için analizin başlama açısı olan emme supaplarının kapandığı 600 ˚KA'daki basınç, yoğunluk, sıcaklık ve kimyasal bileşenlerin kütle oranları parametreleri girilmiştir. Basınç değerleri deneylerden alınan basınç verilerinden yararlanılarak, IVC'deki sıcaklıklar ve bileşenlerin kütle oranları ise 111M180 no'lu TÜBİTAK projesi kapsamında gerçekleştirilen farklı bir motor yanma simülasyonu tekniği olan stokhastik reaktör model (SRM) analizlerinden alınan verilerle girilmiştir [49].

Şekil 4.18'de silindir gömleği ve silindir kapağı hareketsiz olduğu için hız (velocity) değerleri sıfır olarak girilmiş, piston hareketi için ise ağ örgü hareketi verilmiştir. Termik sınır koşulları için sıcaklık seçilmiş, piston için duvar sıcaklığı 460 K, silindir gömleği için 430 K ve silindir kapağı için 450 K olarak girilmiştir.



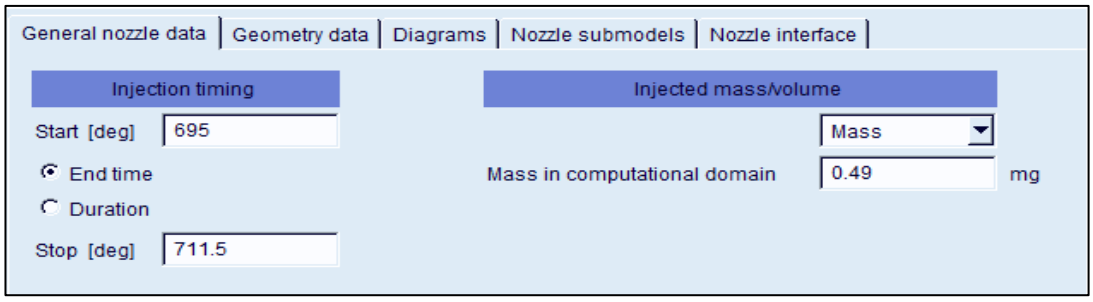
Şekil 4.17. Simülasyon başlangıç değerleri

Yapılan motor deneylerinde birinci enjeksiyon emme supapları kapanmadan önce 480 ˚KA'da yapılmaktadır. Fakat analiz emme supapları kapandıktan sonra başladığı için ilk enjeksiyon programa girilememektedir. Bunun için simülasyonlar mükemmel yakıt hava karışımı oluştuğu kabul edilerek (uniform initialization seçilerek) çalıştırılmıştır. Analizler ECFM-3Z yanma modelinde bulunan bileşenlerin kütle oranları (species mass fractions) seçeneği aktif edilerek başlatılmıştır.



Şekil 4.18. Simülasyon sınır koşullarının girilmesi

Analizlerdeki ikinci enjeksiyon zamanı ve miktarının girilmesi Şekil 4.19'da gösterilmiştir. Şekilde verilen değerler, ikinci enjeksiyon zamanı 335 °KA eÜÖNS ve enjeksiyon oranı %80-%20 olan M20 yakıtının analizine aittir. M20 yakıtının bir çevrimdeki püskürtülme miktarı 19,6 mg'dır. Önce toplam yakıtın %20'si hesaplanmış, bulunan değer analiz 45°'lik silindir diliminde gerçekleştirildiği için 8'e bölünerek püskürtülecek yakıt 0,49 mg olarak bulunmuş ve programa girilmiştir. Toplam enjeksiyon süresi deneysel verilerden 16,5 °KA olarak alınmıştır. Bu değere göre enjeksiyon başlama ve bitiş zamanları 695 °KA ve 711,5 °KA olarak programa girilmiştir.



Şekil 4.19. Enjeksiyon zamanı ve miktarının girilmesi

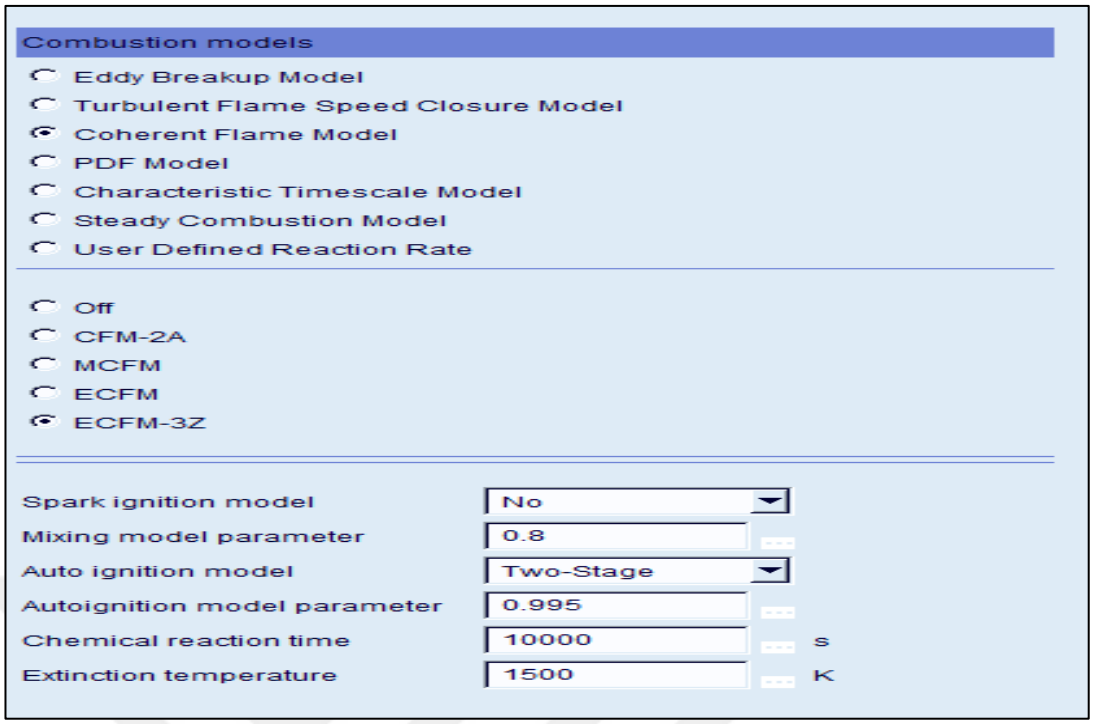
4.7.4. Modellerin seçimi ve CFD modelinin doğrulanması

İçten yanmalı motorlarda yanma analizi için kullanılacak yanma, türbülans, emisyon modellerinin gerçek motor göz önünde bulundurularak seçilmesi büyük önem taşır. AVL Fire'da birçok farklı yanma türleri için oluşturulmuş yanma modelleri mevcuttur. Bölüm 3.2'de açıklanan benzinli ve dizel kendi kendine tutuşma uygulamaları için geliştirilmiş olan ve Coherent Flame modelinin altında bulunan ECFM-3Z modeli kullanılmıştır. Bu modelin temelini oluşturan ECFM yanma modeli homojen ve homojen olmayan karışımlar için kullanılabilmekte olup, GDI motorlar için geliştirilmiştir. ECFM-3Z modeli ise benzin ve dizel kendi kendine tutuşma uygulamaları için kullanılabilmektedir.

Model seçildiğinde Şekil 4.20'de olduğu gibi farklı alt başlıklar aktif olmaktadır. İlk seçenekteki giriş kutusunda buji ile ateşleme modeli aktif edilebilmektedir.

İkinci seçenek olan karışım modeli parametresi, yakıtın saf yakıt bölgesinden karışım bölgesine geçişini etkiler.

Üçüncü seçenek olan kendi kendine tutuşma modelinde tablo, formül, kullanıcı formülü ve iki aşamalı (two-stage) seçim yapılmaktadır. Formül seçildiğinde tutuşma gecikme süresi Arrhenius deneysel yaklaşımına bağlı olarak hesaplanır. Tablo seçeneğinde tutuşma gecikmesi kullanıcının girdiği tablo değerlerinden interpolasyon yöntemiyle hesaplanır. İki aşamalı seçimde ise soğuk alev yanması (bkz. düşük sıcaklık reaksiyonları) ve ana yanma için olan tutuşma gecikmesi süresi, programın veri tabanındaki farklı yakıtları içeren (metan, izooktan, n-heptan, etanol, DME) veri tabanlarındaki değerlerden hesaplanır. Bu seçim önerilen seçim olup farklı yakıt türleri için uygun veri tabanlarını kullanır.



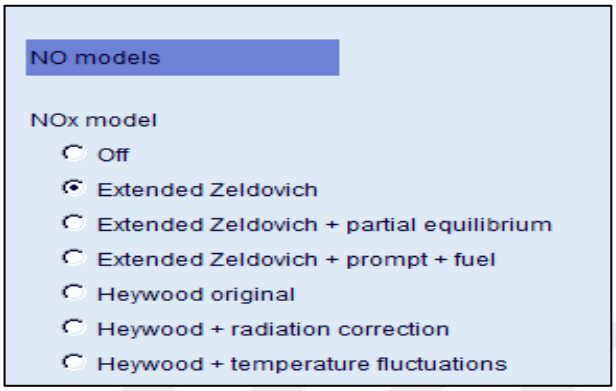
Şekil 4.20. Yanma modelinin seçimi

Dördüncü seçenek olan kendi kendine tutuşma modeli parametresi tablo ve iki aşamalı seçenekleriyle kullanılabilir. Burada girilen varsayılan değer 1 olup, değerin tersi veri tabanlarından tutuşma gecikme süresiyle çarpılır. Yani girilen değer büyüdükçe tutuşma gecikme süresi azalır ve tutuşma daha çabuk gerçekleşir. Bu değer karışım modeli parametresi ile birlikte (sıkıştırma oranı, giriş basıncı ve sıcaklığı vb. tüm değerler doğru olduğu göz önünde bulundurularak) silindir içi basınç eğrilerini tutturmak için artırıp azaltılabilir.

Beşinci seçenek olan kimyasal reaksiyon süresi yakıtın ön karışımlı yanma ve kendi kendine tutuşma süresi boyunca reaksiyon hızını etkiler. Son parametre olan söndürme sıcaklığı (extinction temperature) ise yakıtın yanmış durumdan yanmamış duruma geçtiği eşik sıcaklık değerini belirler. Çoklu enjeksiyon durumunda bu değerin 1500 K civarı seçilmesi önerilmektedir**.**

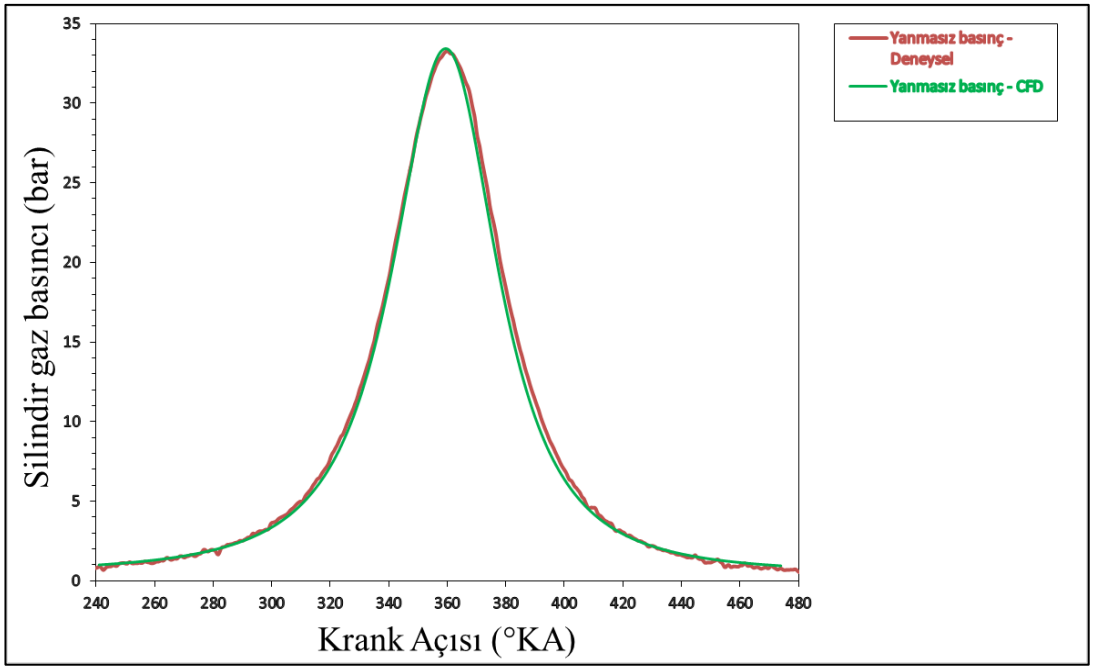
AVL Fire'da NO emisyonları çıktısı için birçok model bulunmaktadır. Her biri içten yanmalı motor uygulamaları için test edilmiştir. Bu modeller NO oluşumunun karakteristik özelliklerini yansıtırlar fakat en doğru hesaplama için püskürtülen yakıt spreyi, yakıt buharı, ısı dağılımı ve sıcaklık değerlerinin konuma ve zamana bağlı gelişiminin doğru analiz edilmiş olması gerekir.

Yapılan simülasyonlarda genişletilmiş Zeldovich mekanizması Şekil 4.21'deki gibi seçilmiş olup Bölüm 3.3.6'da anlatılan ileri ve geri yönlü 3 adet reaksiyona göre NO emisyonlarını hesaplamaktadır. Gereken atom türleri denge mekanizmasına göre belirlenmekte olup tüm yanma modelleriyle seçilmesi önerilmektedir.



Şekil 4.21. NO emisyonu modelinin seçimi

CFD modeli oluşturulduktan sonra modelin doğruluğunu ölçmek için püskürtme ve yanma olmadan sıkıştırma-genişleme durumu için analizler yapılmış ve yanmasız basınç sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Şekil 4.22'de görüldüğü gibi en uygun yakınsama ile elde edilmiştir. Maksimum silindir gaz basıncı (P_{maks}) %0,45 bağıl hata ile deneysel sonuçları yakalamıştır.



Şekil 4.22. Sıkıştırma-genişleme durumu için yanmasız basınç sonuçları

Yukarıda verilen modelleme aşaması sonunda deneysel prosedür kapsamındaki tüm çalışma şartları için yanma analizleri gerçekleştirilmiştir. HCCI yanma analizleri deneysel verileri büyük ölçüde doğrulamış, yanma ve püskürtme sürecini daha detaylı inceleyebilme imkânı sunmuştur. Analizlerin deneysel verilerle %100 uyum halinde olmaması aşağıdaki sebeplerden kaynaklanmaktadır:

- Analizler supapların kapalı olduğu aralıkta yapıldığından supapların açılma ve kapanma zamanındaki hareketlerinden kaynaklı hava akışının etkisi, I. enjeksiyonda püskürtülen yakıtın buharlaşma ve hava ile homojen karışım oluşturma süreci programda modellenememiştir. Bunun sonucu olarak karışım oluşumu ve yanma sürecine olan etkileri modele aktarılamamıştır. Bu etkileri en aza indirmek için hava ile yakıtın mükemmel karışarak her yerinde aynı özelliklere sahip olduğu seçenek olan uniform initialization (bkz. uniform initialization) seçeneği seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir.

- Deneyler sırasında motor sürekli çalışma halinde olduğundan silindir içinde bir miktar egzoz gazı kalmaktadır. Programda analiz EVO zamanına kadar yapıldığından önceki çevrimlerden az miktarda da olsa kalabilecek egzoz gazlarının etkisi hesaplanamamıştır. Bu etkinin hesaplanamaması özellikle alkol-benzin karışımlarında silindir gaz basınçlarının bir miktar fazla çıkmasının nedenlerinden biridir.

- Bölüm 3.1'de ve literatür çalışmaları [39], [40], [44] ve [46]'da görüleceği üzere, HCCI yanmanın daha detaylı analiz edilebilmesi için kendi kendine tutuşmaya kadar giden süreçteki tüm kimyasal reaksiyonları (düşük, orta ve yüksek sıcaklık reaksiyonları) hesaplayabilen kimyasal kinetik mekanizmaların kullanılması daha tutarlı sonuçlar vermektedir. Tez sürecinde B97 yakıtı için [40]'da kullanılan kimyasal mekanizma programa aktarılarak analizler yapılmış, silindir gaz basıncı grafiklerine bakıldığında sıkıştırma süreci ve yanma başlangıcı çok iyi bir şekilde tahmin edilmiş, fakat ani yanma sürecinde MBAO ve maksimum basınç değerleri kabul edilebilir seviyenin üzerinde çıkması sorunu çözülememiştir. Hesaplama süreleri de uzun sürdüğü için kimyasal mekanizma kullanmak yerine kimyasal türlerin kütle oranlarının girilebildiği ECFM-3Z yanma modeli ile çalışmalara devam edilmiştir.

Standart transport denklemleri Bölüm 3.3.2'de bahsedildiği gibi yakıt, O_2, CO_2, H_2O ve N_2 türlerini kullanarak hesaplama yaptığı için HCCI yanma reaksiyonlarında bulunan ara türleri hesaba katmamaktadır. Bu da sonuçlara etki eden bir başka faktör olmuştur.

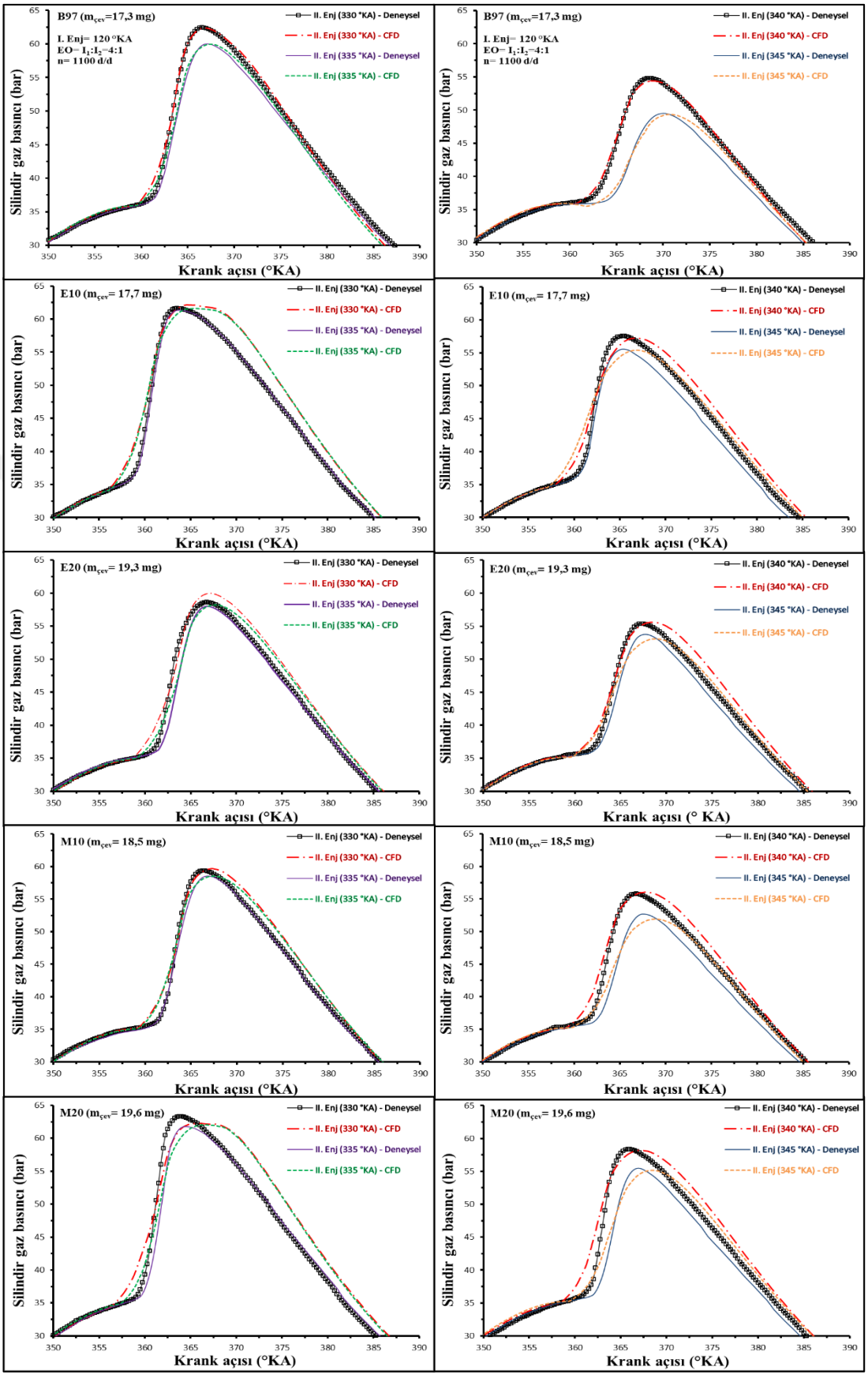
Sonuç olarak yapılan tüm kabuller ve bunların yanında deneysel ölçüm cihazlarından kaynaklı hata payları da göz önünde bulundurulduğunda, elde edilen sonuçların kabul edilebilir düzeyde olduğu söylenebilir.

5. ENJEKSİYON STRATEJİSİ VE ALKOL-BENZİN KARIŞIMLARININ HCCI YANMA ÜZERİNE ETKİLERİNİN DENEYSEL VE TEORİK OLARAK KARŞILAŞTIRILMASI

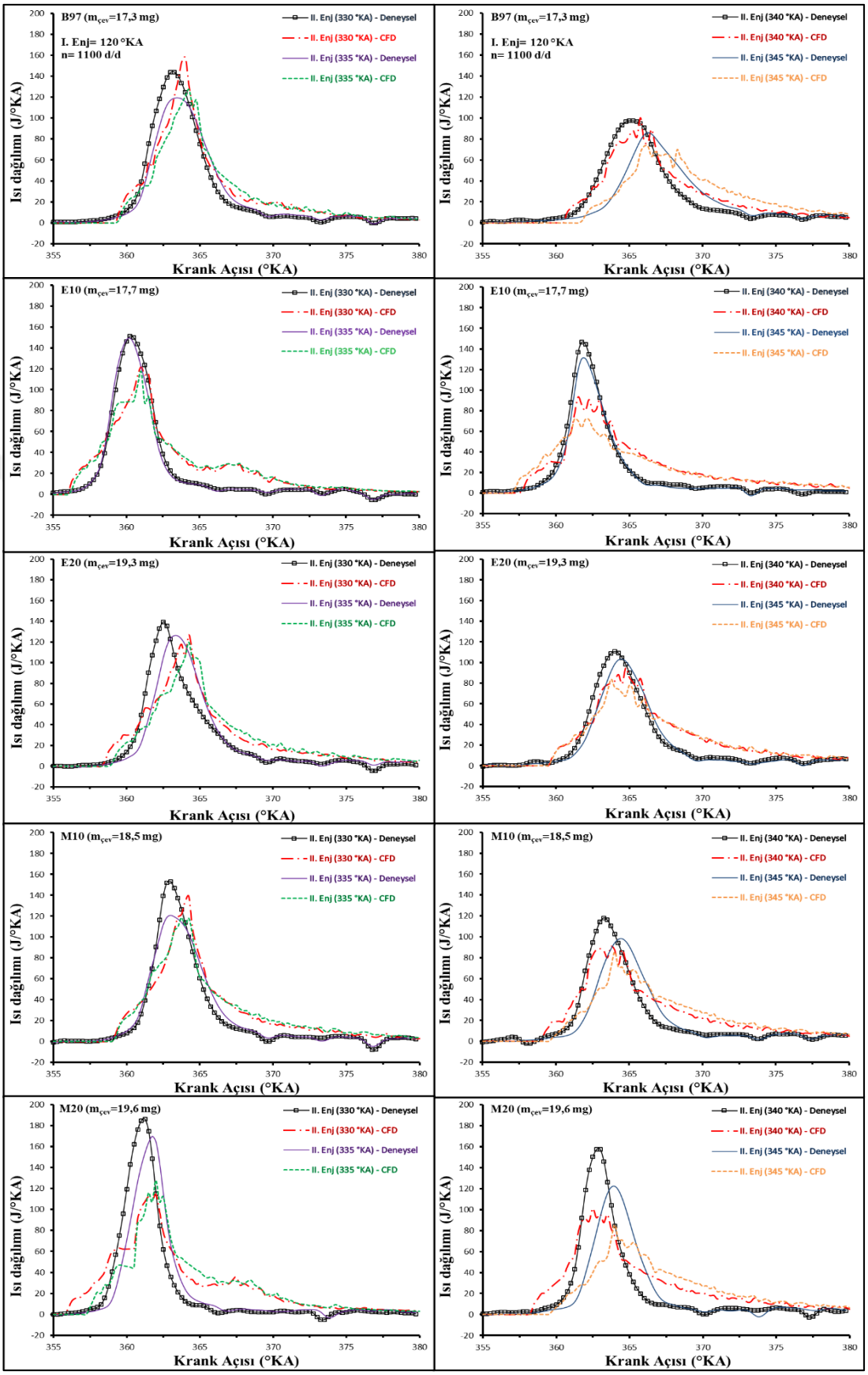
Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi HCCI yanmanın en önemli dezavantajları yanma fazlarının kontrol edilmesindeki zorluk ve buna bağlı olarak çalışma alanının genişletilememesidir. Bunların yanında, yanma düşük sıcaklıkta gerçekleştiği için yüksek oranlarda yanmamış HC ve CO emisyonları açığa çıkması da bir diğer dezavantajıdır. Bu yüzden deneysel çalışma kapsamında, iki kademeli enjeksiyon stratejisi ve alkol-benzin karışımları kullanılarak yanma fazlarının kontrol edilmesi ve aynı zamanda yüksek IMEP ve düşük emisyon değerlerine ulaşılabilmesi hedeflenmiştir. Bu hedef doğrultusunda direkt enjeksiyonlu, yüksek sıkıştırma oranına sahip, buji kullanılmayan bir HCCI motorda çift kademeli DI stratejisinin ve alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar iki farklı aşamada değerlendirilmiştir. İlk aşamada, II. enjeksiyon zamanının HCCI yanma üzerindeki etkisi 1100 d/d motor devri, sabit enerji girişi (710 J/çevrim) ve yüksek eşdeğerlik oranı için karşılaştırılmıştır. İkinci aşamada, HCCI yanmanın çalışma alanının genişletilebilmesi için enjeksiyon oranının etkisi (1100 d/d, yüksek eşdeğerlik oranı için) araştırılmıştır. Her aşamada, yanma ve emisyon parametreleri ayrı ayrı grafiklendirilmiş, HCCI yanma üzerindeki etkileri deney ve analiz sonuçları karşılaştırılarak incelenmiştir. Bu bölümdeki grafiklerde sürekli çizgili eğriler deneysel sonuçları, kesikli çizgili eğriler ise analiz sonuçlarını göstermektedir.

5.1. II. Enjeksiyon Zamanının HCCI Yanma Üzerindeki Etkileri

II. enjeksiyon zamanı değişiminin silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı üzerindeki etkileri deney ve CFD analiz sonuçlarıyla birlikte sırasıyla Şekil 5.1 ve 5.2'de verilmiştir. Yakıtların ısıl değerlerinin farklı olmasından dolayı sabit enerji girişini (710 J/çevrim) sağlayabilmek için bir çevrimde püskürtülen yakıt miktarları her yakıt için farklıdır. Tüm testlerde motor devri (1100 d/d), enjeksiyon oranı (EO= I_1:I_2 = 4:1) olarak belirlenmiş ve emme havası giriş sıcaklığı 100 °C'de sabit tutulmuştur.



Şekil 5.1. II. enjeksiyon zamanının silindir gaz basıncı üzerindeki etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması



Şekil 5.2. II. enjeksiyon zamanının ısı dağılım oranı üzerindeki etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması

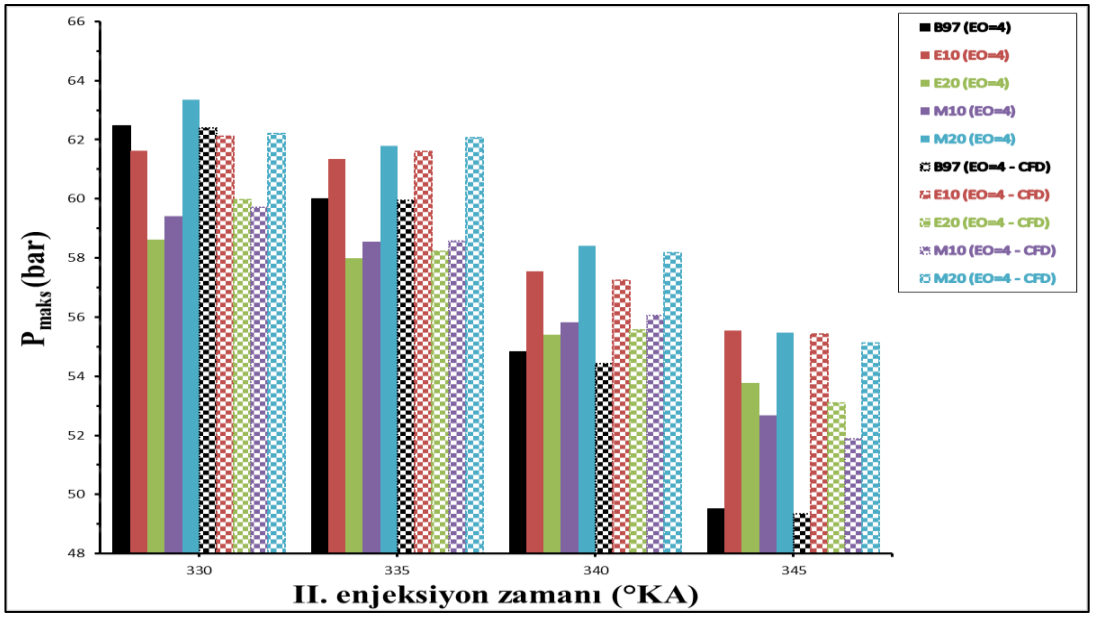
Şekil 5.1'de, II. enjeksiyon zamanı geciktikçe silindir gaz basıncı, maksimum silindir basıncı ve yanma başlangıcının tüm yakıtlar için önemli ölçüde değiştiği deney ve analiz sonuçlarından görülmektedir**.** Analiz sonuçlarına bakıldığında özellikle silindir gaz basınç eğrileri büyük ölçüde uyumluluk göstermekte olup P_{maks} değerleri deneysel sonuçlara %97,8-99,9 aralığında yaklaşmıştır. Deneysel ve analiz sonuçlarından görüldüğü üzere, II. enjeksiyon zamanının tüm yakıtlar için yanma fazlarının kontrolünde kullanılabilecek bir parametre olduğu söylenebilir. II. enjeksiyonun HCCI yanma fazı kontrolündeki en büyük rolü ise silindir içindeki sıcaklık-zaman değişiminin kontrolü ve karışım konsantrasyonunun ayarlanabilmesidir. II. enjeksiyon tutuşma zamanına yakın yapılarak bölgesel zengin karışım oluşturulmakta ve tutuşma sağlanarak yanma başlangıcı kontrol edilebilmektedir [67].

Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'deki grafikler incelendiğinde, II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla silindir gaz basıncı ve ısı dağılımı değerlerinin düştüğü ve yanma fazlarının genişleme zamanının başlarına ilerlediği deney ve analiz sonuçlarından görülmektedir. Bunun nedeni olarak II. enjeksiyonun sÜÖN'ya yaklaşmasıyla yakıtın ortamdan daha fazla ısı çekerek soğutma etkisinin artması ve tamamen buharlaşması için yeterli zamanı bulamaması gösterilebilir. Ayrıca yanma fazı genişleme zamanına ilerlediği için maksimum basınçlar giderek azalmıştır. Analiz sonuçlarına bakıldığında ısı dağılım oranları deneysel grafikleri genel olarak iyi bir şekilde takip etmiş, II. enjeksiyon zamanının gecikmesi ile M20 yakıtının 330 ve 335 °KA enjeksiyon zamanları haricinde MHRR değerleri tüm yakıtlarda azalan bir eğilim göstermiştir. MHRR değerleri deneysel verilerden yaklaşık 10-20 J/°KA farkla elde edilmiştir. E10 ve M20 yakıtlarında bu fark daha fazla çıkmıştır.

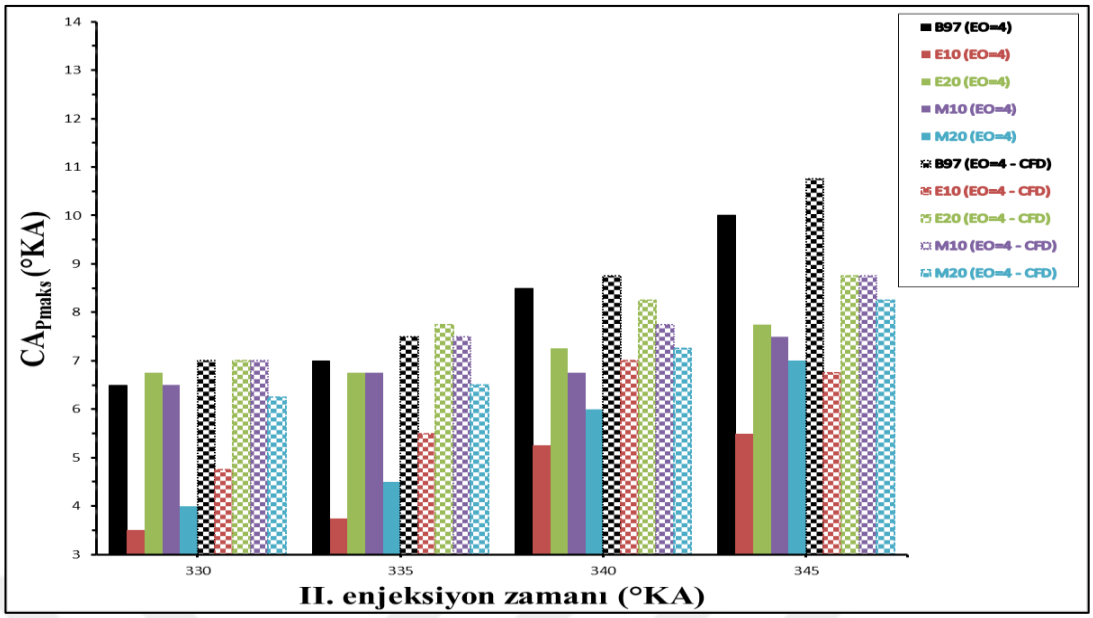
Şekil 5.1 ve 5.2'de, II. enjeksiyonun sÜÖN'dan uzaklaşarak yapılmasının silindir gaz basıncı ve ısı dağılımını artırdığı deneysel ve analiz sonuçlarından görülebilir. Ayrıca tüm yakıtlarda maksimum ısı dağılım oranının, enjeksiyon zamanının erkene alınması ile arttığı grafiklerden görülmektedir. Bu durumun oluşmasındaki en büyük faktör ise buharlaşma gizli ısısı ve özgül ısıdaki değişimdir. Deneysel sonuçların maksimum ısı dağılımı noktalarına bakıldığında, en yüksek ısı dağılımının M20 yakıtıyla elde edildiği görülmektedir. Metanolün buharlaşma gizli ısısının benzin ve etanole göre daha fazla olmasına rağmen, alt ısıl değerinin düşük olması sabit enerji girişini sağlamak için daha fazla yakıt püskürtülmesine sebep olmuştur. Sonuçta artan yakıt

miktarı ve oksijen içeriği reaksiyonu hızlandırarak ani yanma safhası sonucu ulaşılan maksimum değerleri artırmıştır. Deneysel verilere bakıldığında, etanol oranının artması ile MHRR değerlerinin giderek düştüğü, yanma fazlarının ise genişleme zamanına doğru ilerlediği görülmektedir. E10 yakıtı ile karşılaştırıldığında E20 yakıtıyla püskürtülen miktarın artması, ortamdan daha fazla ısı çekilerek maksimum basınç ve ısı dağılımı değerlerinin azalmasına neden olmuştur. CFD analiz sonuçlarına bakıldığında, E10 ve M20 yakıtları için yanma fazları deneysel sonuçlarla benzer eğilim göstermiş fakat MHRR değerleri düşük çıkmıştır. Bu durumun, simülasyonlarda ani yanma fazı bu yakıtlarda erken başladığından ve daha az miktarda yakıtın hava ile ön karışım oluşturduğundan kaynaklandığı tahmin edilmektedir.

Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'te deney ve CFD analiz sonuçlarından elde edilen maksimum silindir gaz basıncı (P_{maks}) ve maksimum silindir gaz basıncının oluştuğu nokta (CA_{Pmaks}) değerleri, II. enjeksiyon zamanına göre karşılaştırılmıştır. II. enjeksiyon zamanı sÜÖN'ya yaklaştıkça P_{maks} değerlerinin düştüğü, CA_{Pmaks} değerlerinin ise sÜÖN'dan uzaklaştığı deney ve CFD analiz sonuçlarından görülmektedir. Yakıtın %20'lik kısmının sÜÖN'ya yakın krank açılarında püskürtülmesinden dolayı, buharlaşma gizli ısıları (bkz. Tablo 4.4) ve püskürtülen yakıt miktarlarının farklı olması aynı enjeksiyon zamanları için farklı P_{maks} ve CA_{Pmaks} değerleri elde edilmesinde etkili olmuştur.



Şekil 5.3. P_{maks} değerlerinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması



Şekil 5.4. CA_{Pmaks}'ın deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması

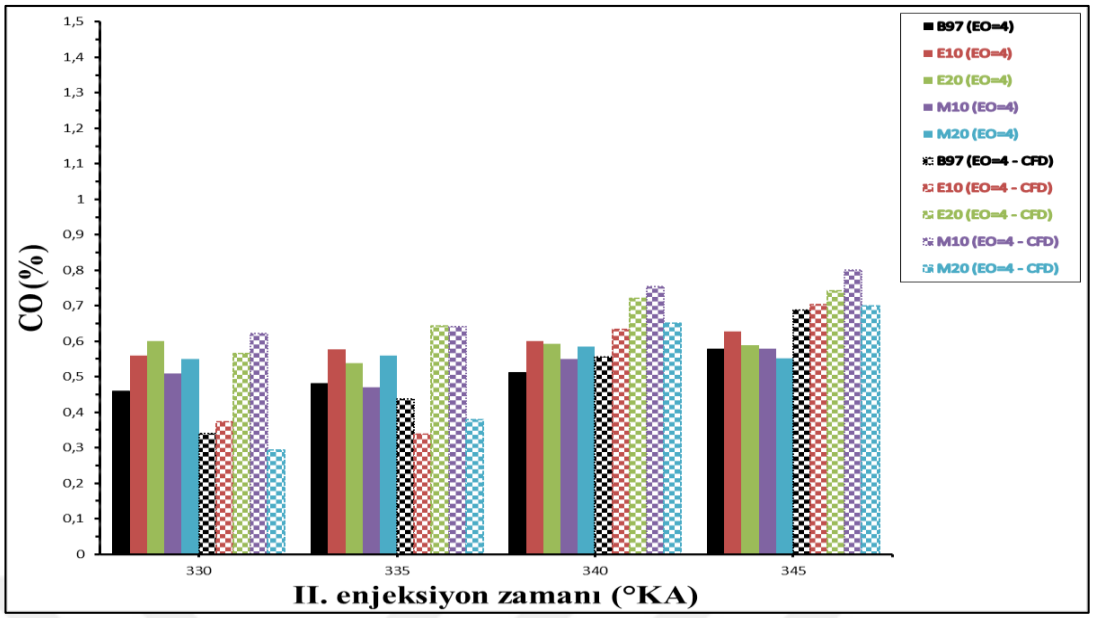
Şekil 5.3'te, deney ve CFD analiz sonuçlarından karışımdaki etanol miktarı arttıkça P_{maks} değerlerinin düştüğü görülmektedir. E20 yakıtının E10 yakıtına göre etanol içeriğinin daha fazla olması, yakıtın uçuculuğunun düşmesini ve buharlaşma gizli ısısının artmasını sağlayarak ortamdan daha fazla ısı çekilmesine neden olmuştur. Etanolün sahip olduğu yüksek laminer alev hızına karşın, ortamdan daha fazla ısı çekilmesi alev hızının gelişimini engellemiş, bunun sonucu olarak E20 yakıtı ile daha düşük değerlerde silindir gaz basıncı elde edilmiştir [68, 69]. CFD analizleri ve deneysel sonuçlardan en yüksek P_{maks} değerleri genel olarak M20 yakıtında gözlenmiştir. Metanol karışımları incelendiğinde, metanolün yüksek buharlaşma gizli ısısı, M10'un ortamdan daha fazla ısı çekerek silindir içi basıncını E10 ve B97'ye göre daha fazla düşürmesine neden olmuştur. M20 yakıtının buharlaşma gizli ısısı M10'dan fazla olmasına rağmen, yüksek yakıt miktarı ve daha yüksek oksijen içeriğine sahip olması reaksiyonu hızlandırarak P_{maks} değerlerini yükseltmiştir.

Şekil 5.4 incelendiğinde, CA_{Pmaks} değerlerinin silindir gaz basıncının yüksek olduğu yakıtlarda genel olarak erken KA'larında, düşük olduğu yakıtlarda ise daha geç KA'larında oluştuğu deneysel ve analiz sonuçlarından görülmektedir. E10 ve M20 yakıtlarında silindir gaz basıncı ve oksijen içeriği yüksek olduğundan yanma hızı artmış ve CA_{Pmaks} değerleri sÜÖN'ya daha yakın KA'larında meydana gelmiştir. E20 ve M10 test yakıtlarında ortamdan daha fazla ısı çekilerek silindir gaz basıncının

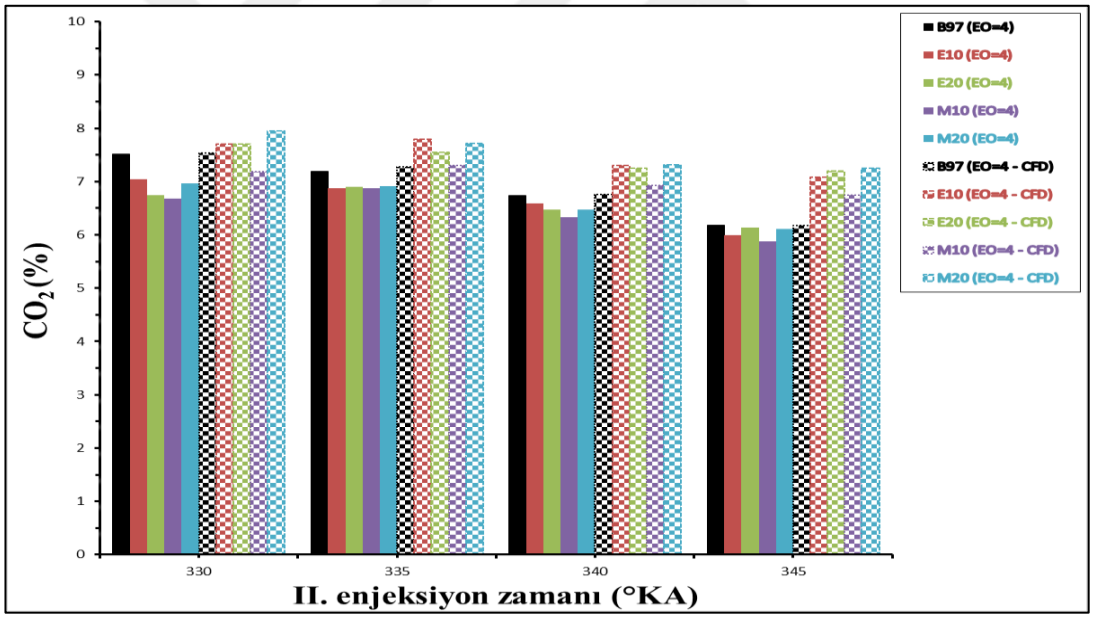
düşmesi CA_{Pmaks} değerlerinin daha geç KA'larında görülmesine neden olmuştur. B97 yakıtında 330 ve 335 °KA II. enjeksiyon zamanlarındaki silindir gaz basıncı değerleri E20 ve M10 yakıtlarına göre daha yüksek değerlerde olmasına rağmen, CA_{Pmaks} değerleri birbirine oldukça yakın noktalarda elde edilmiştir. E20 ve M10 test yakıtlarının oksijen içeriğinin daha yüksek olması, yanma reaksiyonlarını hızlandırarak CA_{Pmaks} değerlerinin B97 ile hemen hemen aynı KA'da görülmesine neden olmuştur. Analiz sonuçlarına bakıldığında, CA_{Pmaks} değerleri deneysel verilere göre 0,25-1 °KA aralığında gecikme ile elde edilmiştir. M20 ve E10 yakıtında ise bu farklar bir miktar daha fazla gerçekleşmiştir.

Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'da II. enjeksiyon zamanının CO ve CO_2 emisyonları üzerindeki etkileri deney ve CFD analiz sonuçları üzerinden gösterilmiştir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşmasıyla azalan silindir gaz basıncı ve artan soğutma etkisiyle sıcaklıkların düşmesi eksik yanmaya neden olarak CO emisyonlarını artırmaktadır. Bu durum deney ve CFD analiz sonuçlarından görülebilmektedir. II. enjeksiyonun gecikmesiyle yakıtın buharlaşmak için yeterince zaman bulamaması ve düşen yanma sonu sıcaklıkları sonucu yakıt genişleme ve egzoz zamanlarında yeterince oksitlenememiş, bu durum CO emisyonlarının artmasına neden olmuştur. Alkol-benzin karışımlarının buharlaşma gizli ısılarının benzinden yüksek olması yakıtın yeteri kadar buharlaşmasını engelleyerek CO emisyonlarını artırmıştır. Analiz sonuçlarına bakıldığında CO emisyonlarında görülen artan eğilim yakalanmış ve deneysel verilere ortalama %77 doğruluk payı ile yaklaşmıştır.

Yanmamış HC ve CO emisyonları eksik yanma ürünleri iken, CO_2 emisyonları ise tam yanmanın göstergesidir. Bu yüzden CO_2 emisyonları CO emisyonlarına zıt olarak, II. enjeksiyon zamanı sÜÖN'dan uzaklaştıkça yanma sonu sıcaklığının düşmesi ve test yakıtlarının yeterince oksitlenememesi sonucu azalan bir eğilim göstermiştir. CFD analizleri sonuçlarına bakıldığında CO_2 emisyonlarının deneysel verileri oldukça yakın bir şekilde takip ettiği ve bir miktar fazla çıktığı görülmüştür. Analiz sonuçları deneysel verilere %90 doğruluk ile yaklaşmıştır. CO ve CO_2 emisyonlarında en küçük farklar B97 yakıtı ile elde edilmiş olup CO emisyonları ortalama %85, CO_2 emisyonları ise %99,59 doğruluk payı ile deneysel verilere yaklaşmıştır. Emisyon ölçüm cihazlarının bağıl hata payı da göz önünde bulundurulduğunda analiz sonuçlarının genel olarak tutarlı olduğu söylenebilir.

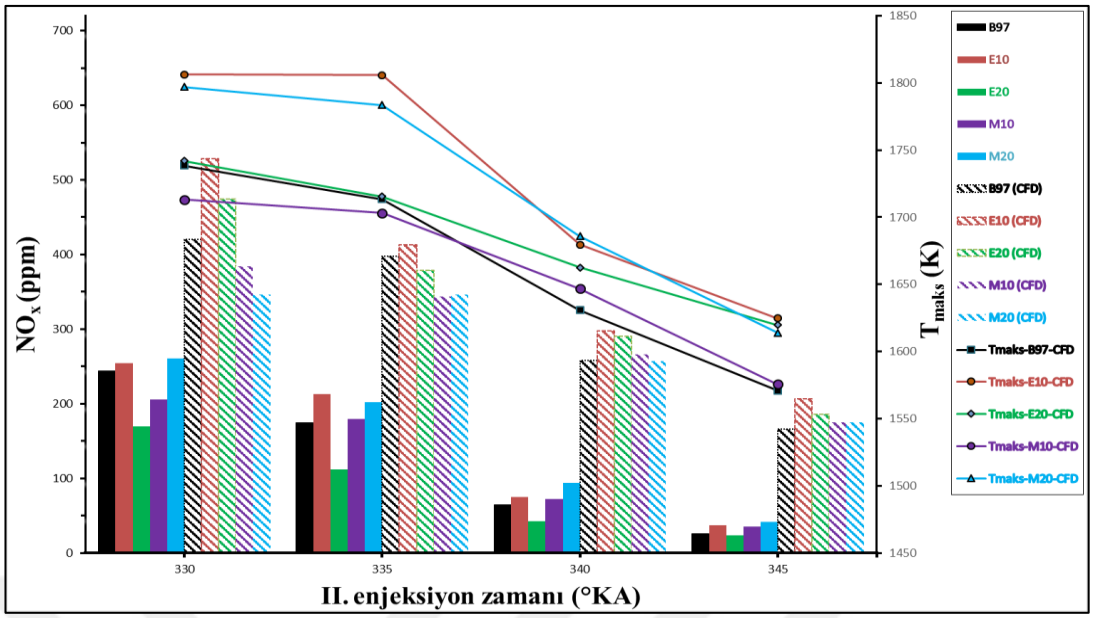


Şekil 5.5. II. enjeksiyon zamanının CO emisyonlarına etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması



Şekil 5.6. II. enjeksiyon zamanının CO_2 emisyonlarına etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması

Şekil 5.7'de II. enjeksiyon zamanının NO_x emisyonları (deneysel ve CFD) ve maksimum ortalama silindir gaz sıcaklığı (T_{maks} (CFD)) üzerindeki etkileri gösterilmiştir. CFD ve analiz sonuçlarından görüldüğü üzere, NO_x emisyonları ve T_{maks} değerleri II. enjeksiyon zamanının geciktirilmesiyle önemli miktarda azalmıştır. II. enjeksiyon zamanı sÜÖN'ya yaklaştıkça azalan silindir içi gaz sıcaklıkları, NO_x emisyonlarının azalmasındaki en önemli etken olmuştur [1].

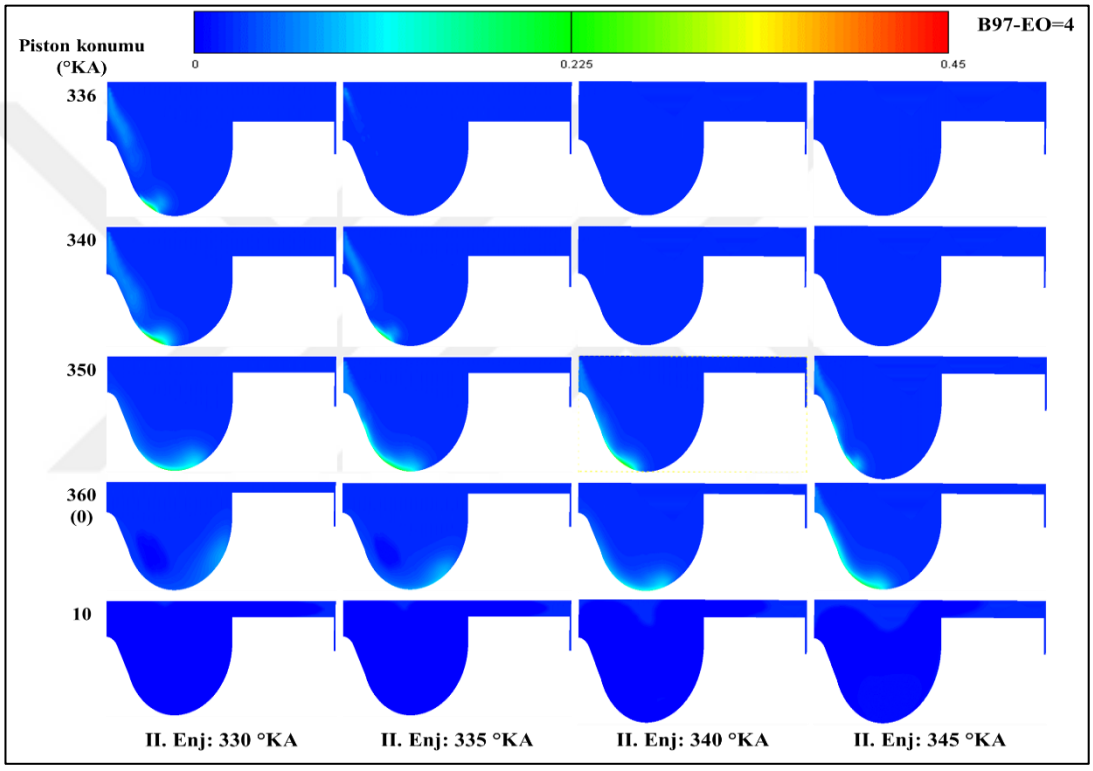


Şekil 5.7. II. enjeksiyon zamanının NO_x emisyonlarına ve T_{maks} değerlerine etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması

Bilindiği üzere NO_x emisyonları havada bulunan N_2 gazının oksijen varlığında oksitlenmesi ile oluşur. Alkol-benzin karışımları daha yüksek oranda oksijen içermesine rağmen silindir içi basınç ve sıcaklıkların NO_x emisyonlarının oluşmasında daha etkili bir faktör olduğu görülmektedir. Deneysel verilerden görüldüğü üzere NO_x emisyonları en düşük E20 ve B97 yakıtlarında, en yüksek E10 ve M20 yakıtlarında elde edilmiştir. E20 test yakıtında artan etanol içeriğiyle yükselen buharlaşma gizli ısısı ortamdan daha fazla ısı çekilmesini sağlayarak ortam sıcaklığını düşürmüş ve NO_x emisyonlarının diğer yakıtlara göre daha az seviyelerde görülmesine neden olmuştur. CFD analiz sonuçlarına bakıldığında NO_x emisyonlarının II. enjeksiyon zamanının geciktirilmesi ile deneysel verilerle uyumlu bir şekilde azaldığı görülebilir. M20 yakıtında T_{maks} yüksek olmasına rağmen NO_x emisyonları düşük seviyelerde çıkmıştır. Bunun sÜÖNÖ daha erken başlayan yanma fazı ve düşük seviyelerde çıkan ısı dağılımından kaynaklandığı tahmin edilmektedir.

Şekil 5.8'de CFD analiz sonuçlarından alınan yakıt kütle oranlarının II. enjeksiyon zamanlarına göre değişimi B97 yakıtı için görsel olarak verilmiştir. Şekil 5.8'den püskürtülen yakıtın bir kısmının erken enjeksiyon zamanlarında piston çanağı yüzeyinde toplandığı görülmektedir. Bu bölgeler yakıtça zengin olduğu için homojen olmayan yakıt-hava karışımına yol açarak piston yüzeyinde yüksek sıcaklıkta yanmaya neden olur. Bu yüksek sıcaklıkta yanma metal yüzeylerden ısı kaybını artırır

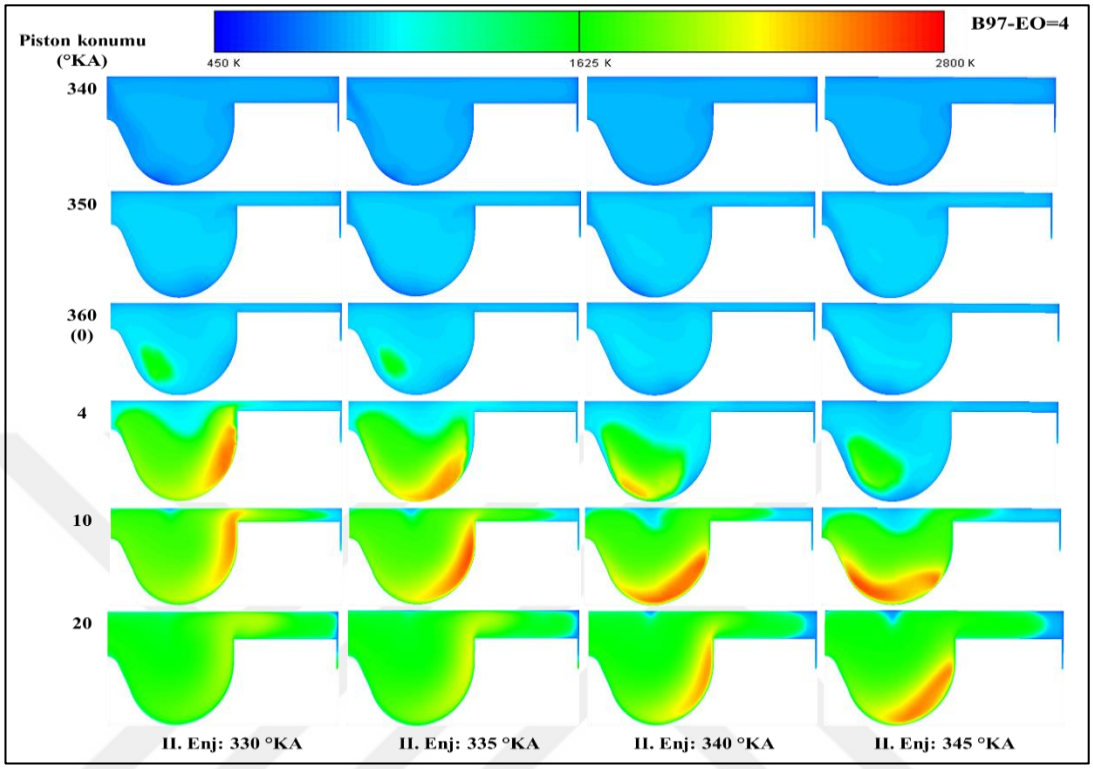
ve NO_x emisyonları oluşumunu tetikler. Geç II. enjeksiyon zamanlarında püskürtme yanma başlangıcından hemen önce bittiği için yakıt buharlaşmak ve piston çanağı yüzeyinde toplanmak için yeterince zaman bulamamış, bunun sonucu olarak yüksek sıcaklıkta yanma engellenmiş ve NO_x emisyonlarının azalmasına neden olmuştur. CO emisyonları, yakıtın çoğu yanma başlamadan önce buharlaşıp hava ile ön karışım oluşturabildiği için erken enjeksiyon zamanlarında daha az, geç enjeksiyon zamanlarında ise yakıt yeterince buharlaşamadığı için ön karışımlı olmayan yanma sonucu daha fazla oluşmuştur.



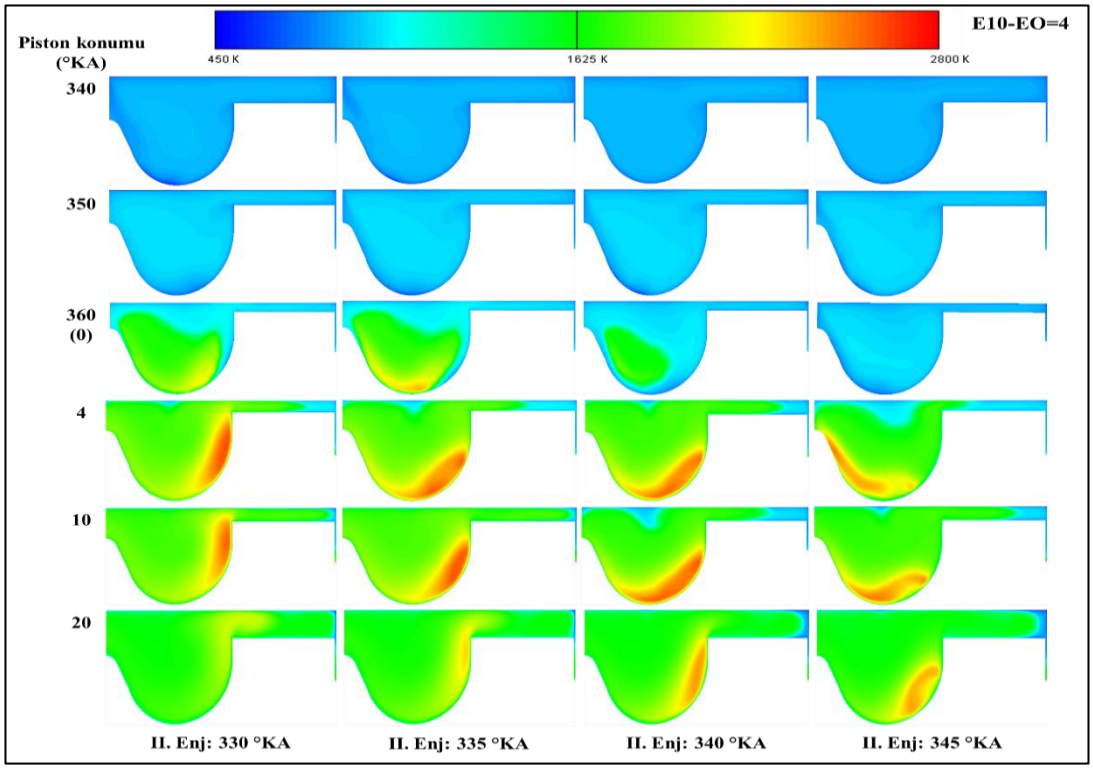
Şekil 5.8. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi yakıt kütle oranları (B97)

Şekil 5.9-5.13'te CFD analiz sonuçlarından alınan silindir içi sıcaklık dağılımı görüntüleri tüm yakıtlar için (sırasıyla B97, E10, E20, M10 ve M20) II. enjeksiyon zamanlarına göre verilmiştir. Özellikle 350 °KA görüntülerinde yakıtın soğutma etkisi yakıtın püskürtüldüğü bölge etrafındaki sıcaklık dağılımlarından görülebilmektedir. Erken enjeksiyon zamanlarındaki görüntüler daha geniş kırmızı ve yeşil renk dağılımı göstermekte, bu durum daha yüksek ortalama sıcaklıkların görüldüğü anlamına gelmektedir. 330 ve 335 °KA enjeksiyon zamanları için Şekil 5.8 ve Şekil 5.9'daki 350 °KA eÜÖNS ve 360 °KA (sÜÖN) piston konumu görüntülerine bakıldığında, yanmanın II. enjeksiyonda püskürtülen yakıtın hava ile homojen bir şekilde karıştığı

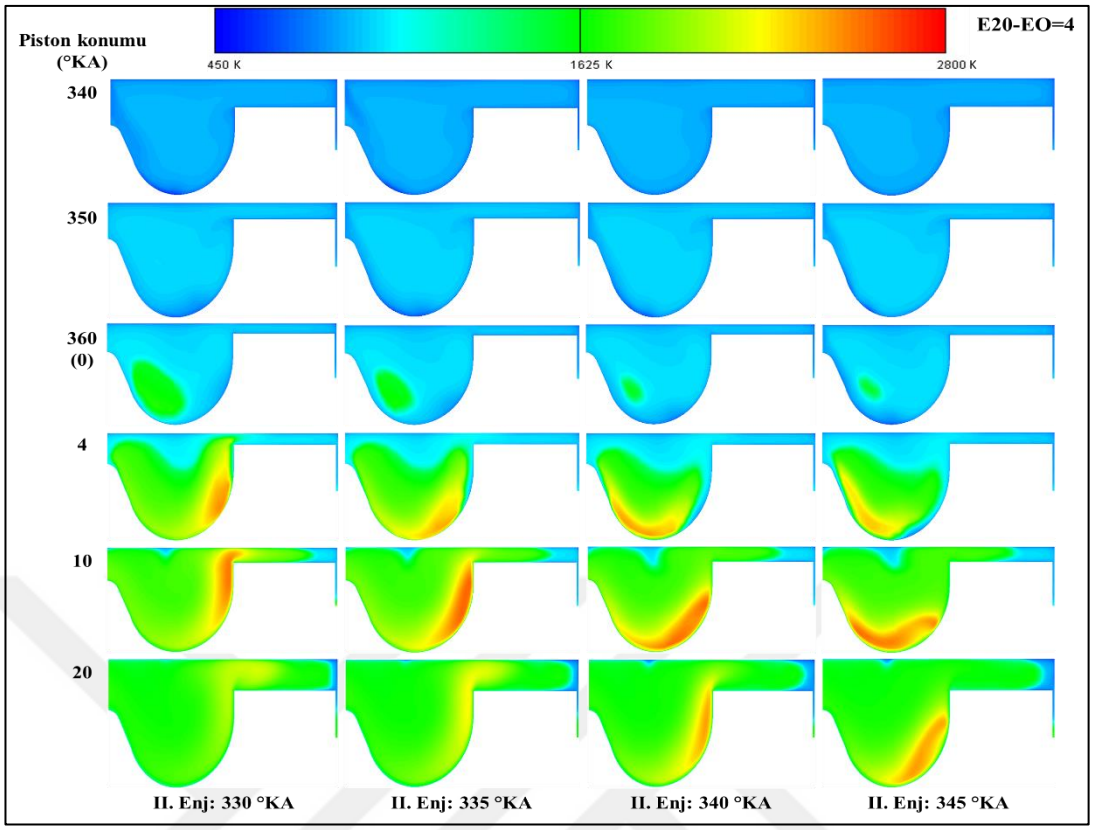
piston çanağına yakın bölgede (püskürtülen yakıt çevresindeki önkarışımlı bölgede) başladığı ve yaklaşık 10 °KA içinde tüm yanma odasına yayıldığı görülebilir [70].



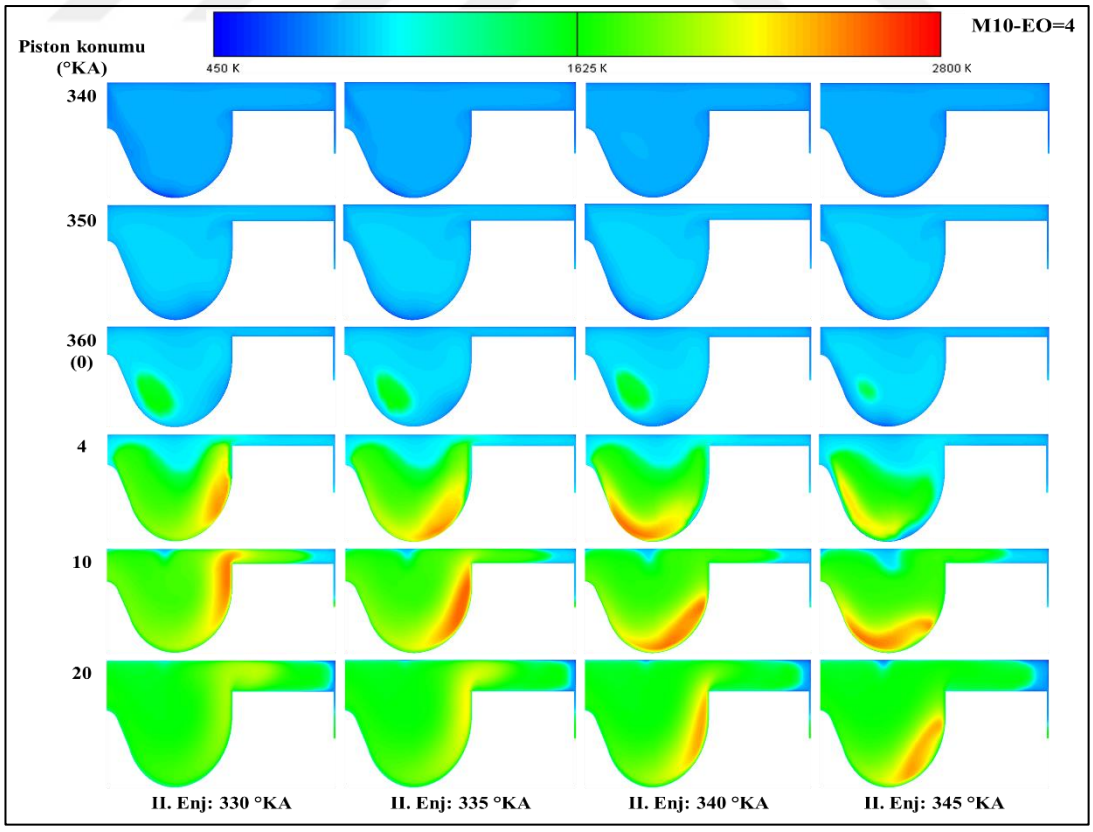
Şekil 5.9. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (B97)



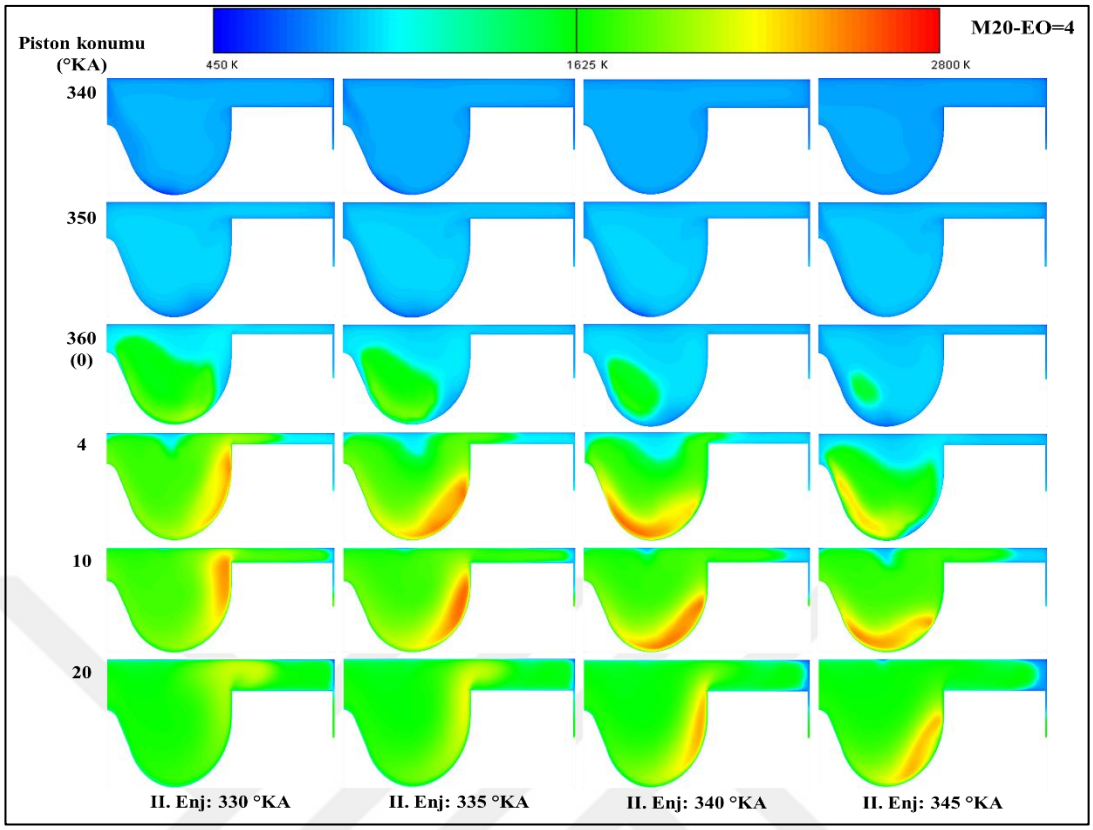
Şekil 5.10. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (E10)



Şekil 5.11. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (E20)



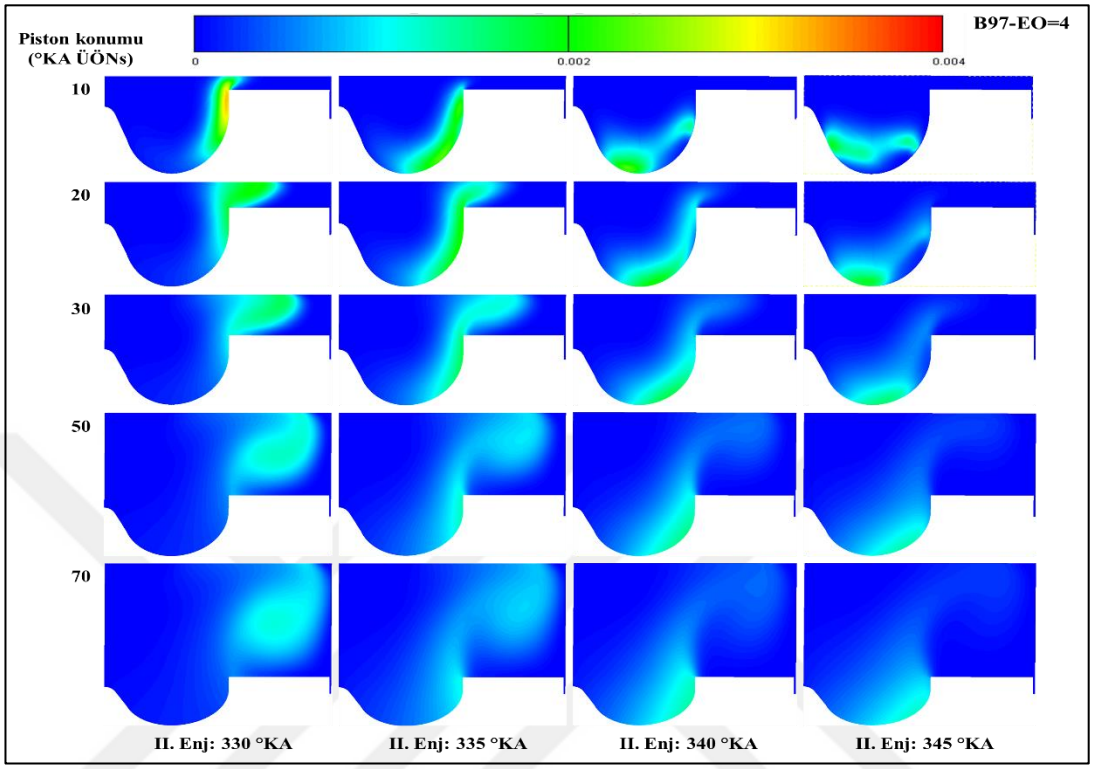
Şekil 5.12. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (M10)



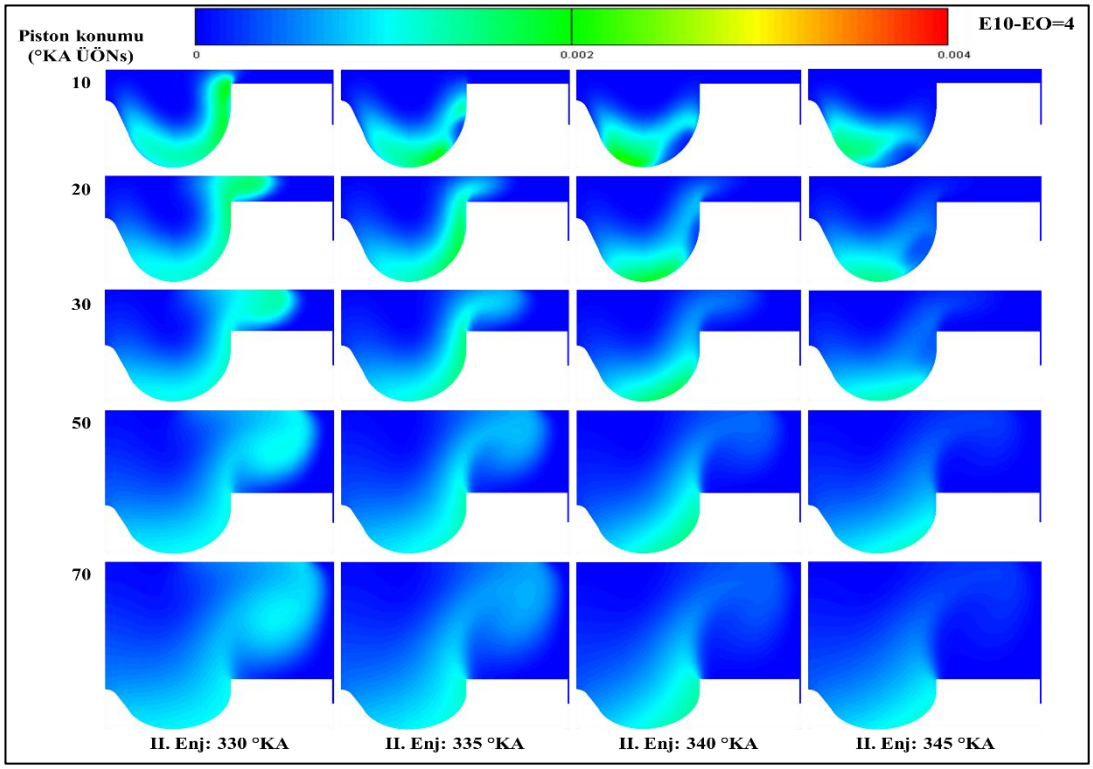
Şekil 5.13. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (M20)

Şekil 5.14-5.18'de CFD analiz sonuçlarından alınan NO kütle oranlarının II. enjeksiyon zamanlarına göre değişimi görsel olarak verilmiştir. Şekillerden NO_x emisyonlarının II. yakıt enjeksiyonu ile oluşan katmanlı dolguyla elde edilen yüksek lokal sıcaklıkların etkisiyle oluştuğu görülebilmektedir [71]. Katmanlı dolgu görünümü özellikle 50 ve 70 °KA görüntülerinden anlaşılmaktadır. Silindir sıcaklık dağılımları ve NO_x emisyonları görüntüleri karşılaştırıldığında, II. enjeksiyon zamanındaki değişimlere paralel olarak aynı eğilimi gösterdikleri görülebilir. II. enjeksiyon zamanının gecikmesi ile yakıtın artan soğutma etkisi ve azalan silindir içi sıcaklıklar NO_x emisyonlarının azalmasına neden olmuştur. Özellikle 10 ve 20 °KA piston konumlarındaki görüntüler karşılaştırıldığında, yakıtça zengin bölgede gerçekleşen yanma sonucu oluşan yüksek sıcaklık bölgelerinde yetersiz miktarda hava bulunması NO oluşumunu engellemiştir. Yakıtın hava ile yeteri kadar karıştığı ön karışımlı bölgelerde sıcaklığın da yüksek olması NO oluşumunu tetiklemiştir. Benzin kullanımında maksimum basınç ve sıcaklıklar daha geç KA'larında meydana geldiği için, NO_x emisyonlarının yanan yakıtın ilerlemesine bağlı olarak yanma odasının üst bölgelerinde (piston başında) oluşmaya başladığı; alkol karışımlarında maksimum

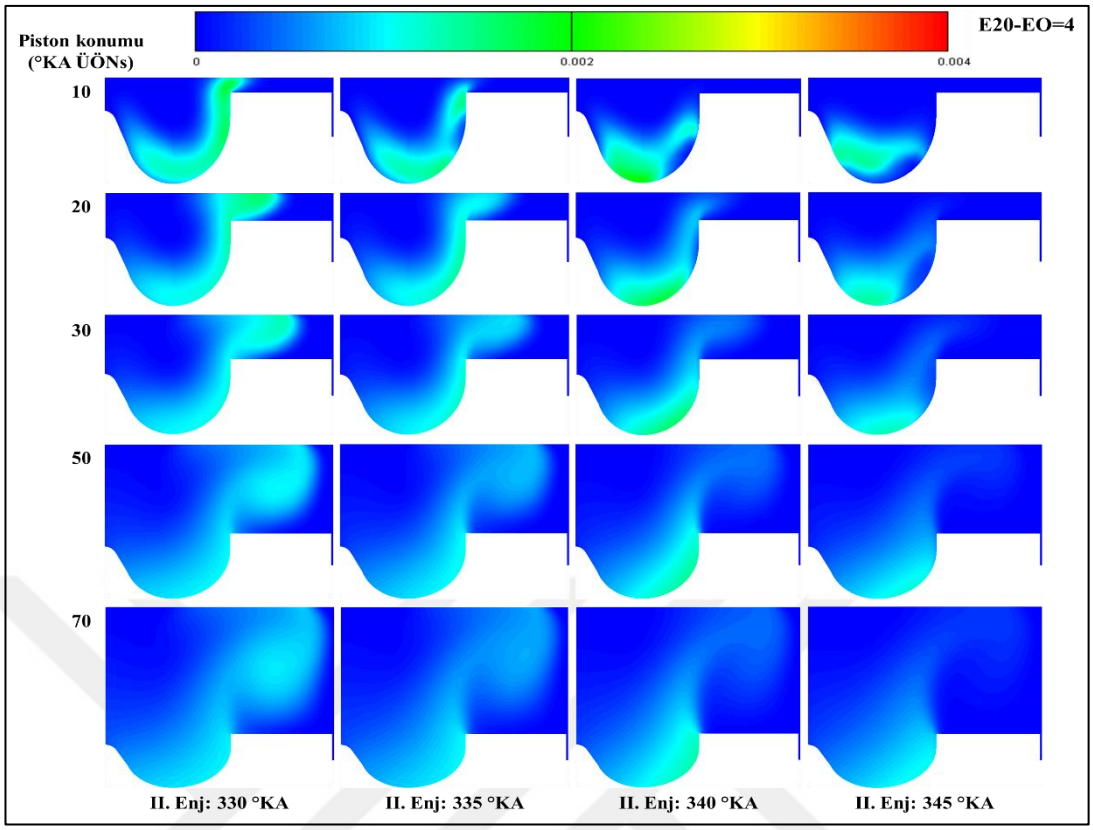
basınç ve sıcaklıklar daha erken KA'larında meydana geldiği için NO_x emisyonlarının daha çok piston çanağı bölgesinde oluşmaya başladığı görülmüştür.



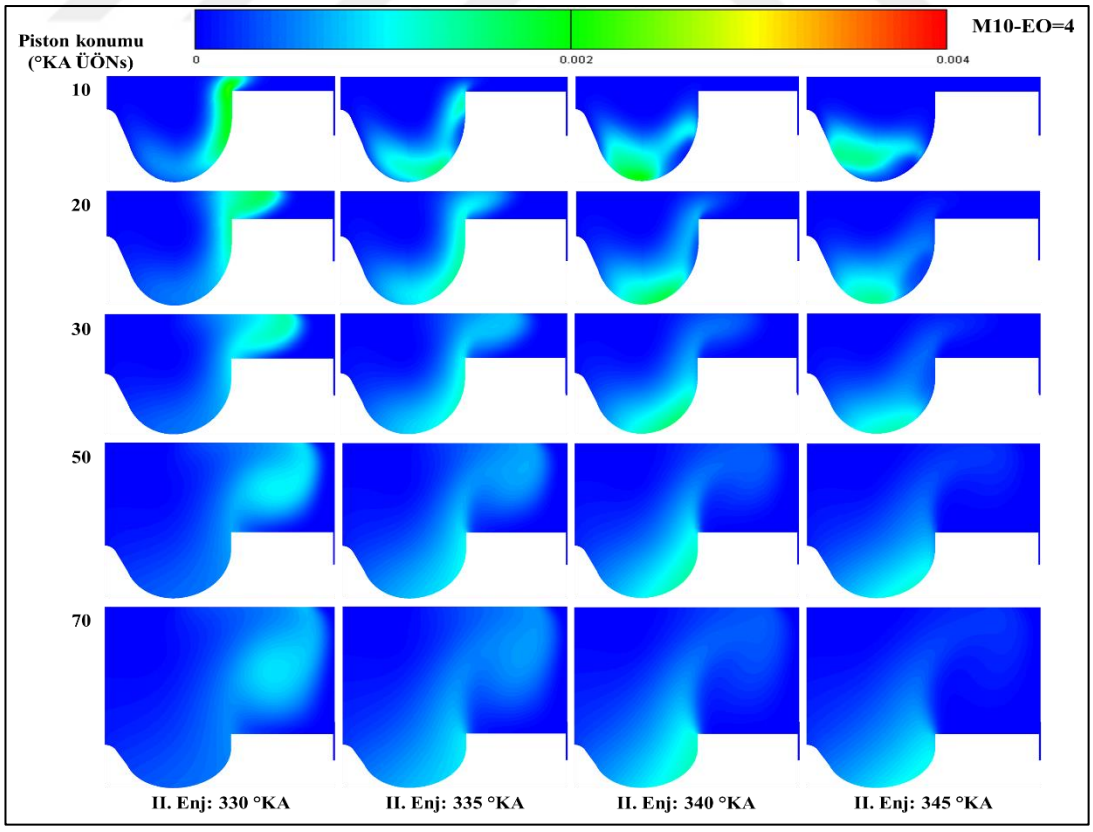
Şekil 5.14. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi NO kütle oranları (B97)



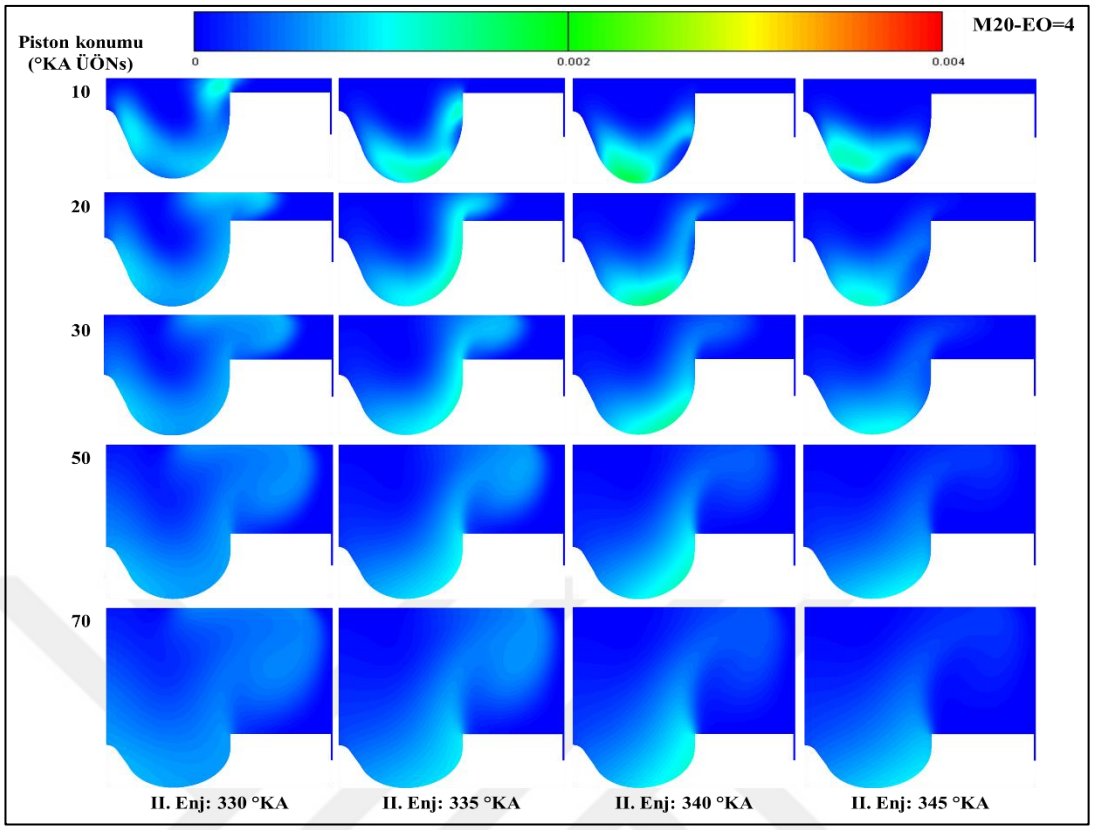
Şekil 5.15. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi NO kütle oranları (E10)



Şekil 5.16. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi NO kütle oranları (E20)



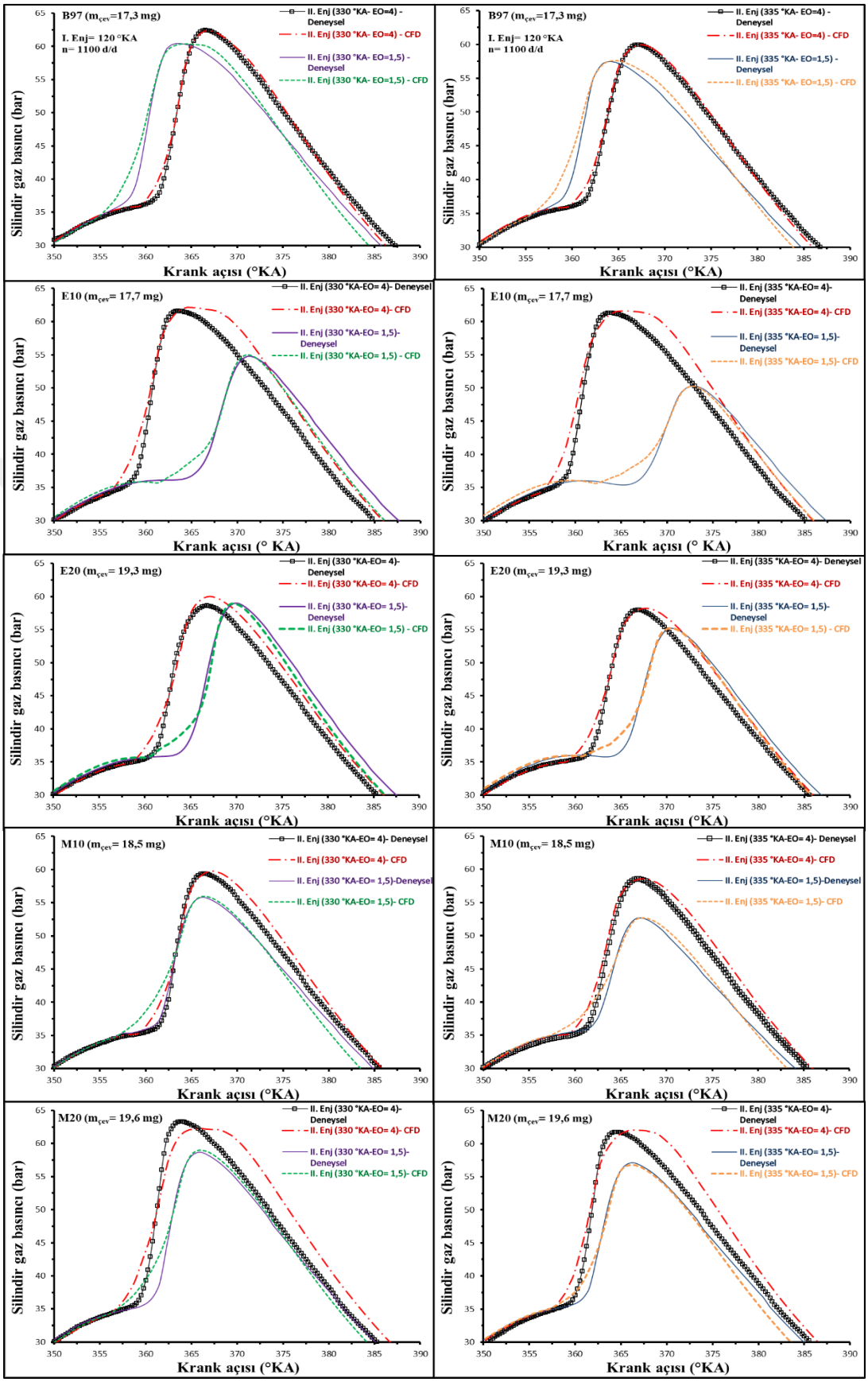
Şekil 5.17. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi NO kütle oranları (M10)



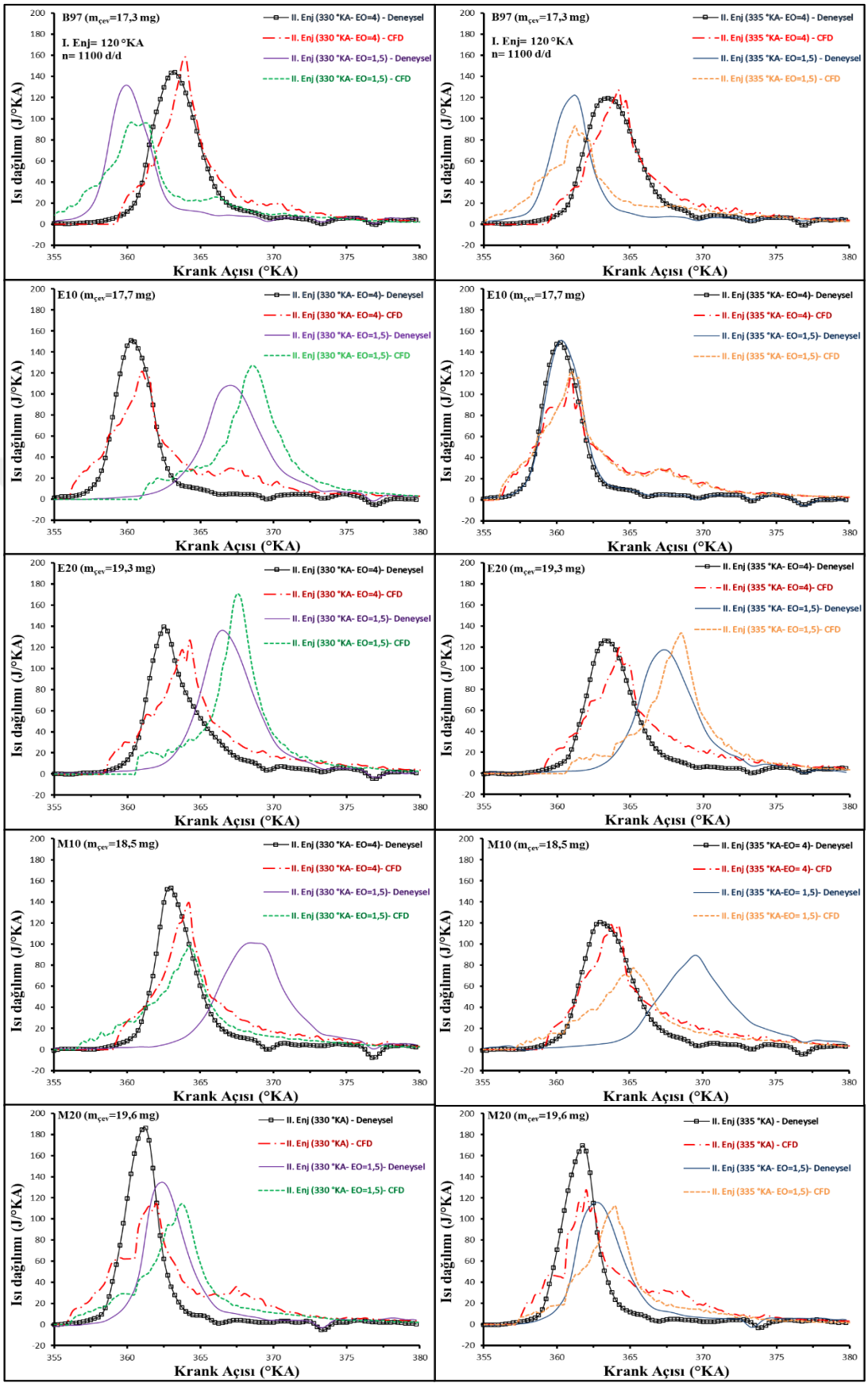
Şekil 5.18. II. enjeksiyon zamanına bağlı silindir içi NO kütle oranları (M20)

5.2. Enjeksiyon Oranının HCCI Yanma Üzerine Etkileri

HCCI yanma modunun günümüz araçlarında yaygın olarak kullanılamamasının en büyük nedenlerinden biri de çalışma alanının yeteri kadar genişletilememesidir. Özellikle yüksek yüklerde çalışma aralığının yeterince genişletilememesinin nedeni, artan yakıt oranıyla birlikte ısı dağılım oranının çok hızlı gerçekleşmesi, MBAO'nun artarak vuruntu sınırlarının aşılması ve NO_x emisyonlarının yükselmesidir. II. enjeksiyon zamanının HCCI çalışma alanının genişletilmesindeki etkisi bir önceki bölümde incelenmişti. Elde edilen deneysel sonuçlardan, yüksek eşdeğerlik oranlarında alkol-benzin karışımlarının MBAO değerleri 10 bar/°KA değerini geçtiği için B97 yakıtına göre daha dar bir çalışma aralığına sahip olduğu görülmüştür [64]. Bunu engellemek ve alkol-benzin karışımlarının yüksek yüklerdeki çalışma alanını genişletilebilmek adına EO deneysel prosedürde belirtildiği gibi (bkz. Şekil 4.10), 4'ten 1,5'e düşürülmüştür. Şekil 5.19 ve Şekil 5.20'de EO değişiminin silindir gaz basıncı ve ısı dağılımları üzerindeki etkileri deneysel ve CFD analiz sonuçları üzerinden verilmiştir. CFD ve analiz sonuçlarından EO'nun HCCI yanma fazlarının kontrolünde doğrudan etkili bir parametre olduğu görülebilir.



Şekil 5.19. EO değişiminin silindir gaz basıncı üzerindeki etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması



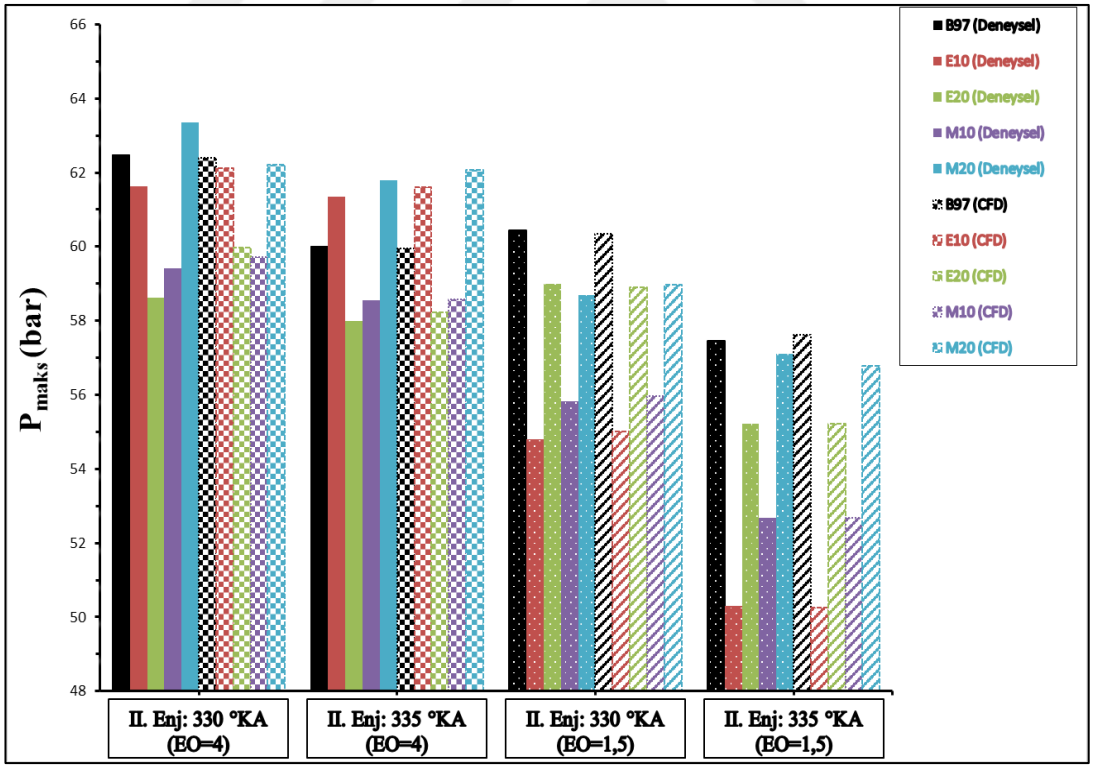
Şekil 5.20. EO değişiminin ısı dağılım oranı üzerindeki etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması

Şekil 5.19 ve 5.20'den EO'nun 4'ten 1,5'e düşürülmesi ile maksimum basınçlar ve maksimum ısı dağılımlarının düştüğü deney ve CFD analiz sonuçlarından görülmektedir. Alkol-benzin karışımlarında EO'nun düşmesi ile yanma başlangıcı gecikerek maksimum ısı dağılımı değerleri azalmıştır. E20 ve M20 yakıtlarında maksimum basınç ve ısı dağılımı değerleri E10 ve M10'a göre daha yüksek çıkmıştır. Bunun sebebi olarak II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının artması ve metanol ve etanol oranlarının artışı ile oksijen içeriğinin artması, dolayısıyla E20 ve M20 yakıtlarının daha hızlı reaksiyona girmesi sonucu ani yanma fazının gelişmesi gösterilebilir. CFD analiz sonuçlarına bakıldığında ısı dağılım oranlarının genel olarak deneysel verilerle aynı eğilim gösterdiği ve MHRR değerlerinin 10-20 J/°KA arasında değişen farklarla deneysel verilere yaklaştığı görülmüştür. Fakat II. enjeksiyonlardaki yakıt miktarlarının artması sonucu ani yanma fazının deneysel sonuçlardan daha erken başladığı görülmektedir. MHRR değerleri, E10 ve E20 yakıtları için 330 °KA enjeksiyon zamanında sırasıyla 19 ve 34 J/°KA değerlerinde fazla çıkmıştır. M10 yakıtı için yanma fazının çok daha erken başladığı görülmüştür.

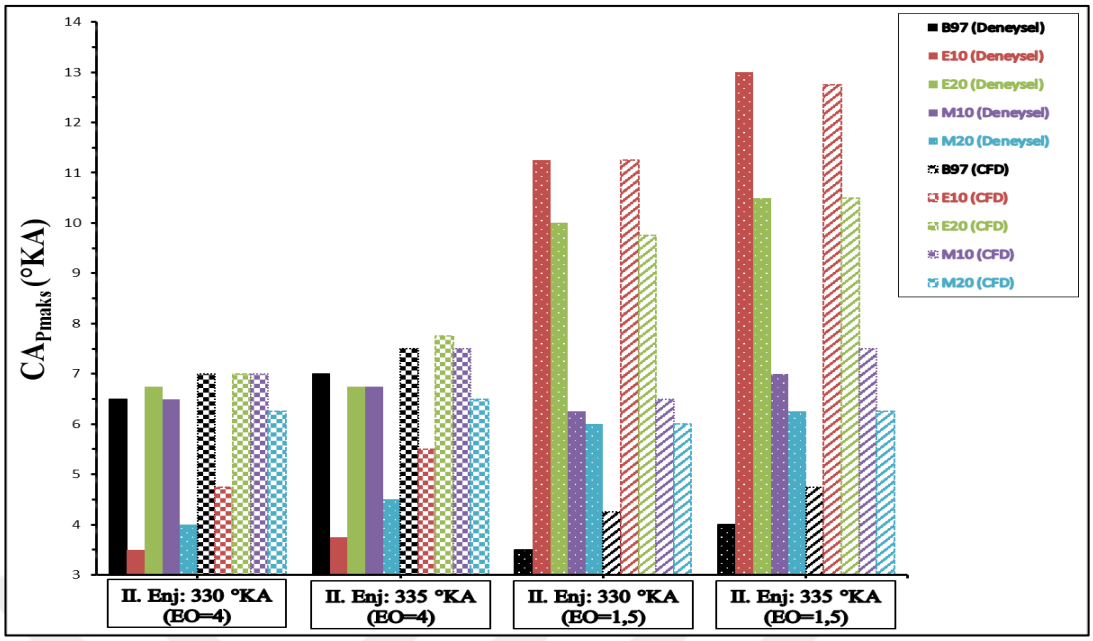
EO'nun azaltılması ile B97 için silindir gaz basıncının düştüğü, yanmanın daha erken başladığı ve CA_{Pmaks} değerlerinin daha erken KA'larda oluştuğu deneysel ve CFD analizleri sonuçlarından görülmektedir. Alkol-benzin karışımları kullanıldığında EO'nun azalması ile yanma fazlarının geciktiği, silindir gaz basınçlarının düştüğü ve CA_{Pmaks} değerlerinin daha geç KA'larında oluştuğu tespit edilmiştir. Önceki bölümde de belirtildiği gibi, yanma başlangıcının gecikmesindeki en önemli faktör alkol-benzin karışımlarının buharlaşma gizli ısısının yüksek olmasıdır. II. aşama testleri ve CFD analizleri sonucunda, düşük ve yüksek EO'larında II. enjeksiyon zamanının HCCI yanma fazlarının kontrolünde etkili olduğu sonucuna varılabilir.

Şekil 5.21 ve 5.22'de EO değişiminin P_{maks} ve CA_{Pmaks} değerlerine etkisi deneysel ve CFD analiz sonuçları üzerinden verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, EO'nun azaltılmasının tüm test yakıtlarında P_{maks} değerlerini azalttığı görülebilir. P_{maks} değerleri deneysel sonuçları %99,4-99,9 doğruluk ile yakalamıştır. B97 yakıtında II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının artmasıyla oluşan bölgesel zengin karışım, yanma başlangıcını öne çekerek CA_{Pmaks} değerlerinin sÜÖN'ya daha yakın açılarda oluşmasını sağlamıştır. EO'nun azalması ile alkol-benzin karışımlarının CA_{Pmaks} değerlerinde M10 için önemli bir değişiklik görülmezken, diğer test

yakıtlarında CA_{Pmaks} daha geç KA'larında gerçekleşmiştir. Etanol ve metanolün benzinden daha yüksek laminer alev hızına sahip olmasına rağmen, alkol karışımlarında püskürtülen yakıt miktarının artması ile artan buharlaşma gizli ısısı yanma başlangıcının gecikmesine neden olmuştur. Özellikle E10 ve E20 yakıtlarında CA_{Pmaks} değerleri EO=4 durumuna göre sırasıyla yaklaşık 8 ve 4 °KA kadar gecikmiştir. Metanol karışımlarında ise M10 yakıtı için EO=4 durumuna göre CA_{Pmaks} yaklaşık aynı KA'da görülmüş, M20'de II. enjeksiyonda artan metanol miktarı ile ortamdan çekilen ısının artması CA_{Pmaks} değerini 2 °KA kadar artırmıştır. Simülasyon sonuçlarına bakıldığında CA_{Pmaks} değerleri, alkol-benzin karışımlarında deneysel verilere göre 0-0,5 °KA aralığında sapma ile elde edilirken, B97 yakıtında her iki enjeksiyon zamanında 0,75 °KA gecikme ile elde edilmiştir. II. enjeksiyon zamanlarındaki yakıt miktarlarının artmasından dolayı B97 için basınç artışının genişleme zamanında bir süre daha devam etmesinin, CA_{Pmaks} değerinin deneysel sonuçtan uzaklaşmasına neden olduğu tahmin edilmektedir.

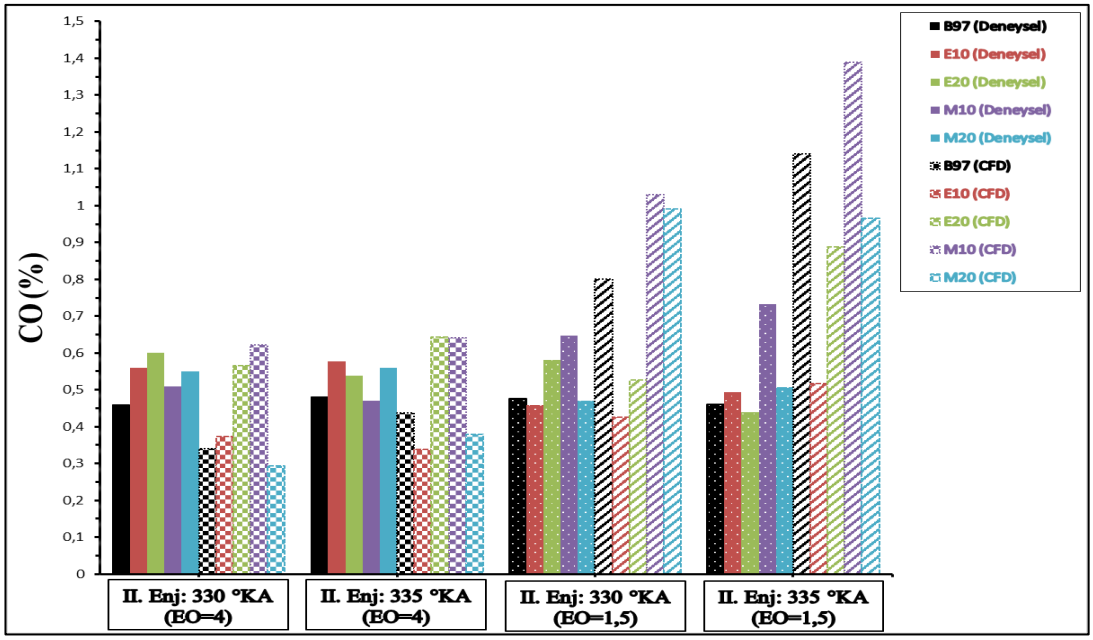


Şekil 5.21. EO=1,5 için P_{maks} değerlerinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması

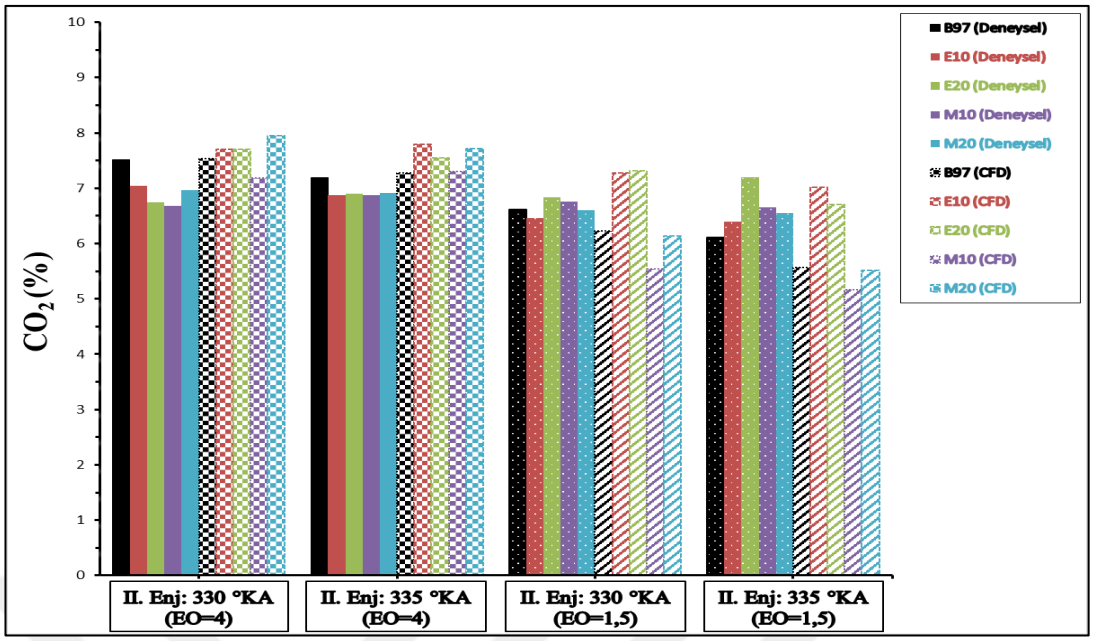


Şekil 5.22. EO=1,5 için CA_{Pmaks} değerlerinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması

Şekil 5.23 ve Şekil 5.24'te EO değişiminin CO ve CO_2 emisyonlarına olan etkisi deney ve analiz sonuçları üzerinden verilmiştir. EO'nun 4'ten 1,5'e düşmesiyle, alkol-benzin karışımlarında alkol oranları arttıkça CO emisyonları genel olarak azalırken, B97 kullanılması durumunda bir miktar artmıştır. CFD analiz sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında, E20 ve M20 yakıtı haricinde uyumlu bir eğilim görülmektedir.



Şekil 5.23. EO değişiminin CO emisyonlarına etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması



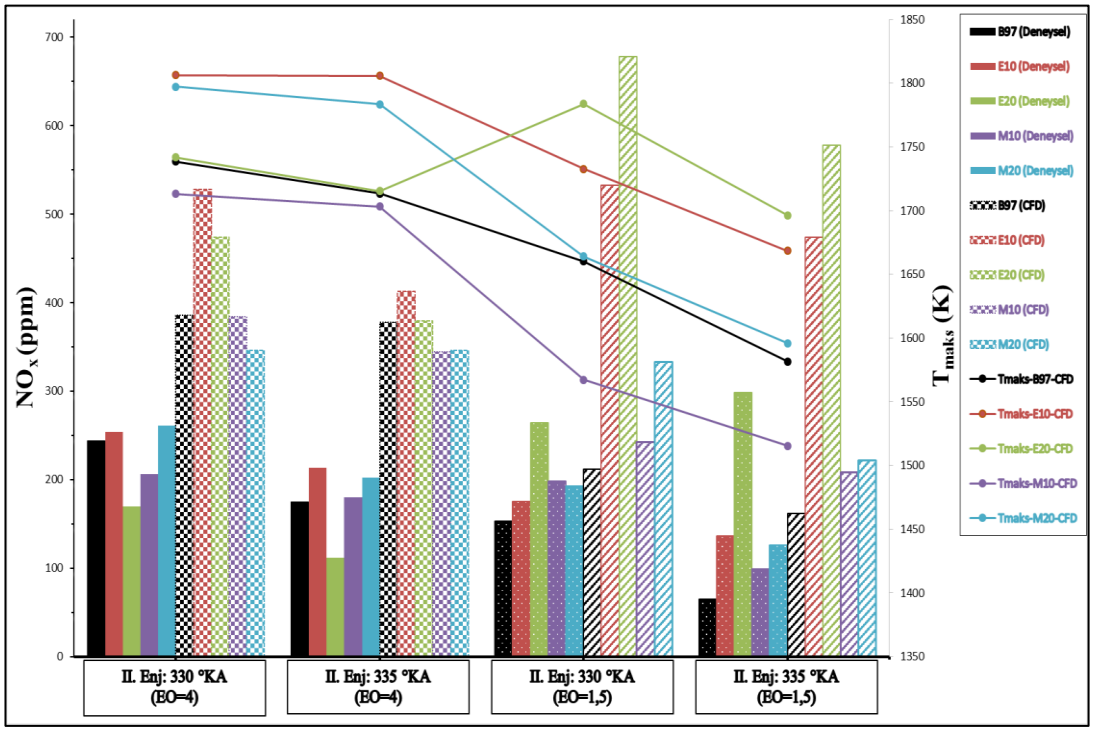
Şekil 5.24. EO değişiminin CO_2 emisyonlarına etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması

II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarının artması, B97 yakıtının ortamdan daha fazla ısı çekerek silindir dolgusunu daha fazla soğutmasına sebep olmuş ve yanma verimini az da olsa etkilemiştir. Bunun sonucunda CO emisyonları Şekil 5.23'te görüldüğü gibi bir miktar artmıştır. Bu durum CFD analiz sonuçlarında da görülmekte olup CO emisyonları daha yüksek değerlerde çıkmıştır. II. enjeksiyonda artan B97 miktarının, yapısında oksijen bulundurmamasının da etkisiyle, tamamının oksitlenememesi sonucunda CO emisyonlarının arttığı tahmin edilmektedir. Deneysel sonuçlara bakıldığında EO'nun azalması ile E10, E20 ve M20 yakıtlarında CO emisyonları bir miktar azalırken, M10 test yakıtında CO emisyonları artmıştır. E10 ve E20 yakıtlarının yüksek laminer alev hızı ve M20 yakıtının yüksek oksijen içeriğine sahip olması CO emisyonlarının azalmasına neden olmuştur. M10 yakıtında ise buharlaşma gizli ısısının yüksek olması ve yakıt miktarının artmasından dolayı CO emisyonlarının arttığı tahmin edilmektedir.

CFD analiz sonuçları E20 ve M20 yakıtı haricinde deneysel verilerle uyumlu eğilim göstermiş ve E10 yakıtı harici tüm yakıtlarda fazla değerlerde çıkmıştır. Bu durumun II. enjeksiyon zamanında artan yakıt miktarının, yanma fazlarının genişleme zamanına ilerlemesi ve azalan silindir içi sıcaklıklarından dolayı yakıtın yeterince oksitlenememesinden kaynaklandığı tahmin edilmektedir. Şekil 5.24'teki deney ve

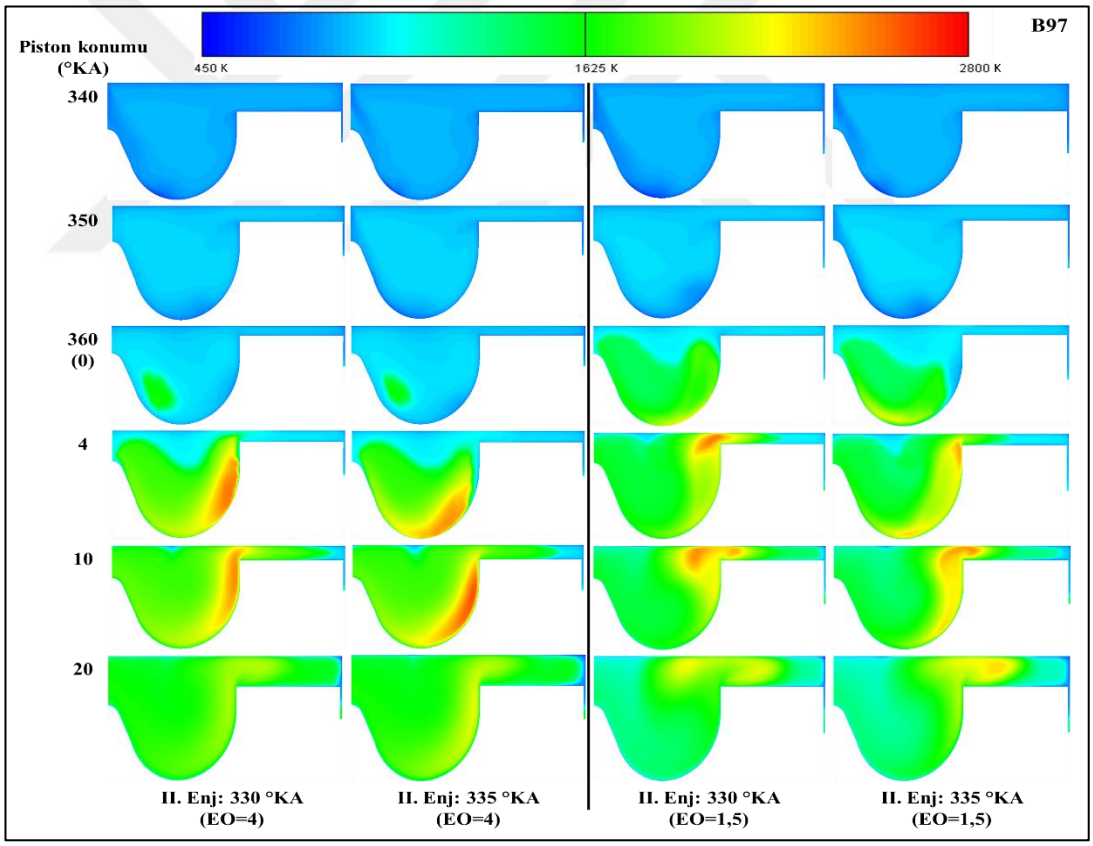
CFD analiz sonuçlarından görüldüğü gibi CO_2 emisyonları, EO azaldıkça ve enjeksiyon zamanı sÜÖN'ya yaklaştıkça yanma sonu sıcaklıklarının düşmesi ve test yakıtlarının yeterince oksitlenememesi sonucu genel olarak azalan bir eğilim göstermiştir. CFD analizlerinde CO_2 emisyonları genel olarak deneysel verilerden az çıkmış ve %90 oranında deneysel verilere yaklaşmıştır.

Şekil 5.25'te EO değişiminin NO_x emisyonlarına (deneysel ve CFD) ve T_{maks} (CFD) değerlerine etkileri gösterilmiştir. EO'nun azalması ile E20 test yakıtı haricindeki tüm test yakıtlarında NO_x emisyonlarının azaldığı görülmektedir. II. enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının artması, buharlaşmak için ortamdan çekilen ısının artarak silindir içi basınç ve sıcaklıkların düşmesine neden olmuştur. Bunun sonucunda NO_x emisyonları azalmıştır. E20 test yakıtında silindir gaz basıncı ve sıcaklığının bir miktar artması sonucu NO_x emisyonları artmıştır. CFD sonuçlarına bakıldığında NO_x emisyonları E20 yakıtı haricinde deneysel sonuçlarla uyumlu bir eğilim göstermiştir. B97, M10 ve M20 yakıtlarında deneysel sonuçlardan 44-140 ppm arasında fazla elde edilmiştir. E10 ve E20 yakıtlarında MHRR'nin ve T_{maks} değerlerinin yüksek değerlerde elde edilmesi yüksek yanma sonu sıcaklıklarına yol açtığından NO_x emisyonları deneysel verilerden ortalama 300-400 ppm aralığında fazla çıkmıştır.

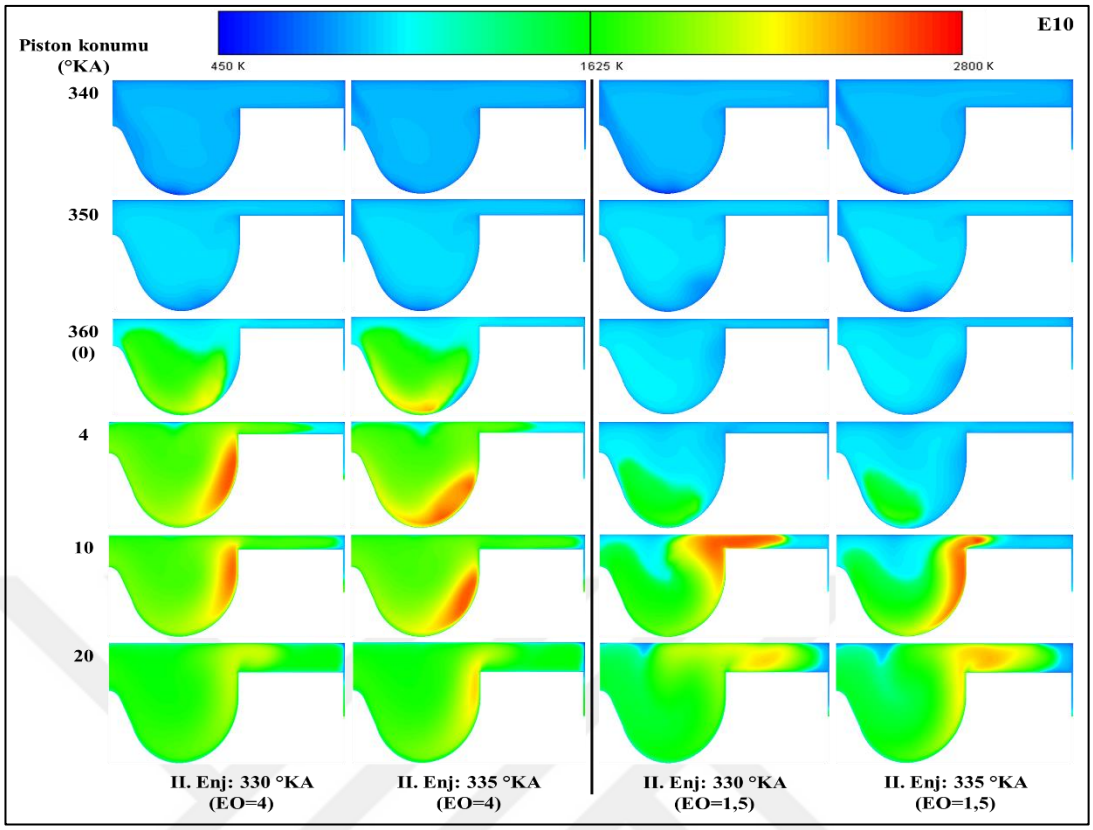


Şekil 5.25. EO değişiminin NO_x emisyonlarına ve T_{maks} değerlerine etkisinin deneysel ve hesaplamalı olarak karşılaştırılması

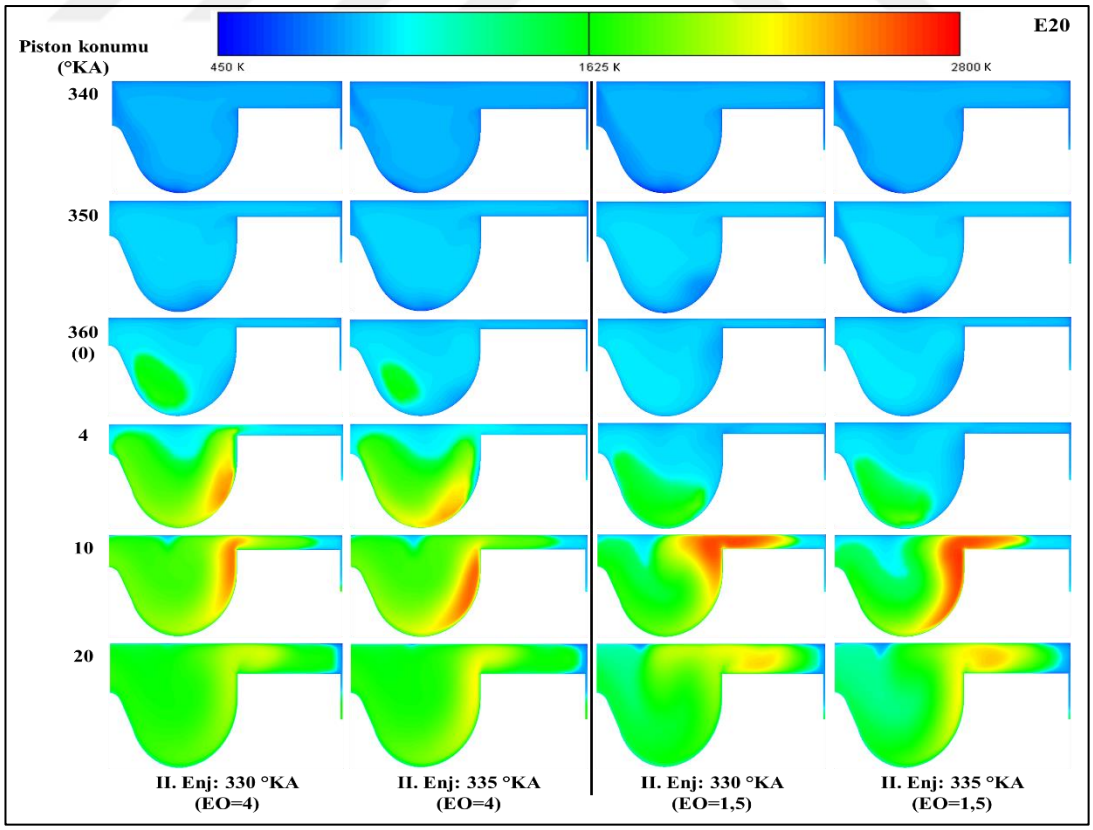
Şekil 5.26-5.30'da EO değişiminin silindir içi sıcaklık dağılımlarına etkisi CFD analiz sonuçları üzerinden tüm yakıtlar için sırasıyla (B97, E10, E20, M10 ve M20) görsel olarak verilmiştir. Görüntülerdeki renk dağılımlarına bakıldığında, B97 yakıtı haricinde yanma fazlarının geciktiği rahat bir şekilde anlaşılmaktadır. B97 yakıtı için EO'nun azalması ile II. enjeksiyonda püskürtülen miktarın artışı ve düşük buharlaşma gizli ısısı, yanmanın daha erken başlamasına neden olmuştur. Alkol-benzin karışımlarında II. enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarlarının artması ile birlikte ortamdan çekilen ısının artması (alkol-benzin karışımlarının buharlaşma gizli ısıları fazla olduğu için) silindir içi sıcaklıklarını düşürmüştür ve laminer alev hızı gelişimini engelleyerek yanma başlangıçlarını geciktirmiştir [67]. II. enjeksiyon zamanlarında artan yakıt miktarlarının sonucunda artan soğutma etkisi özellikle 340 ve 350 °KA eÜÖNS piston konumlarındaki renk dağılımlarından görülebilmektedir.



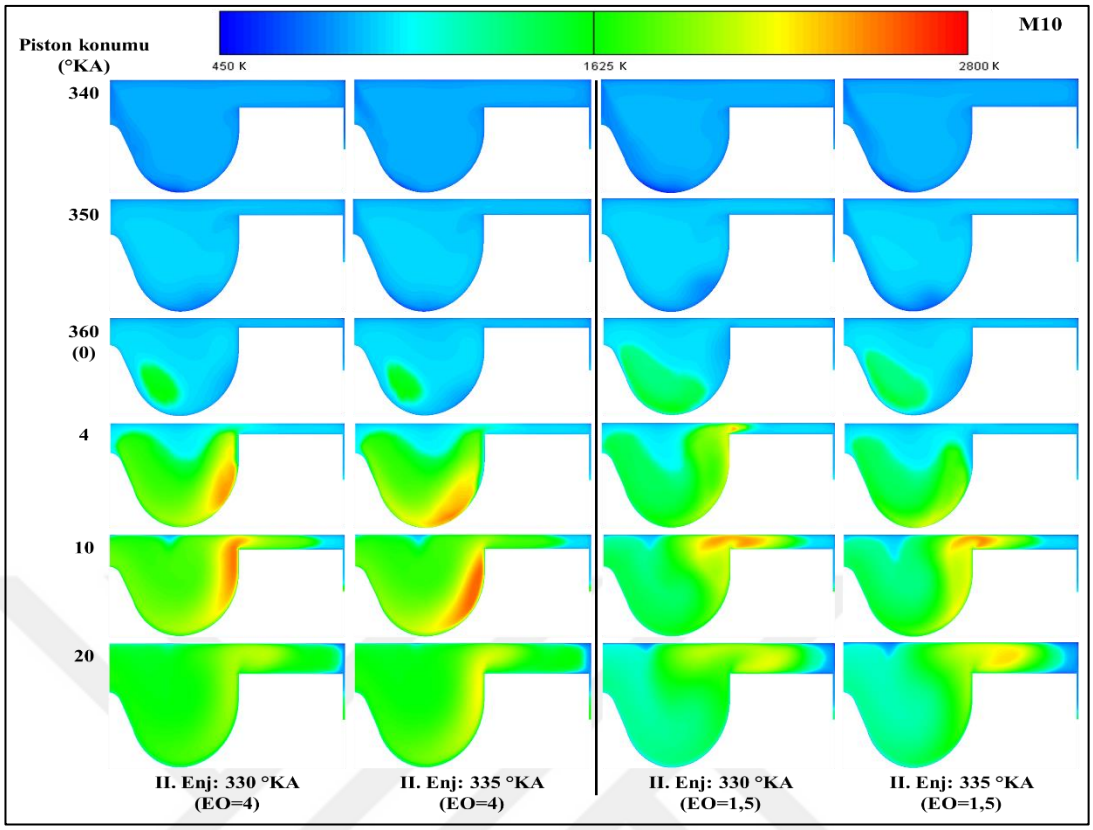
Şekil 5.26. EO değişimine bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (B97)



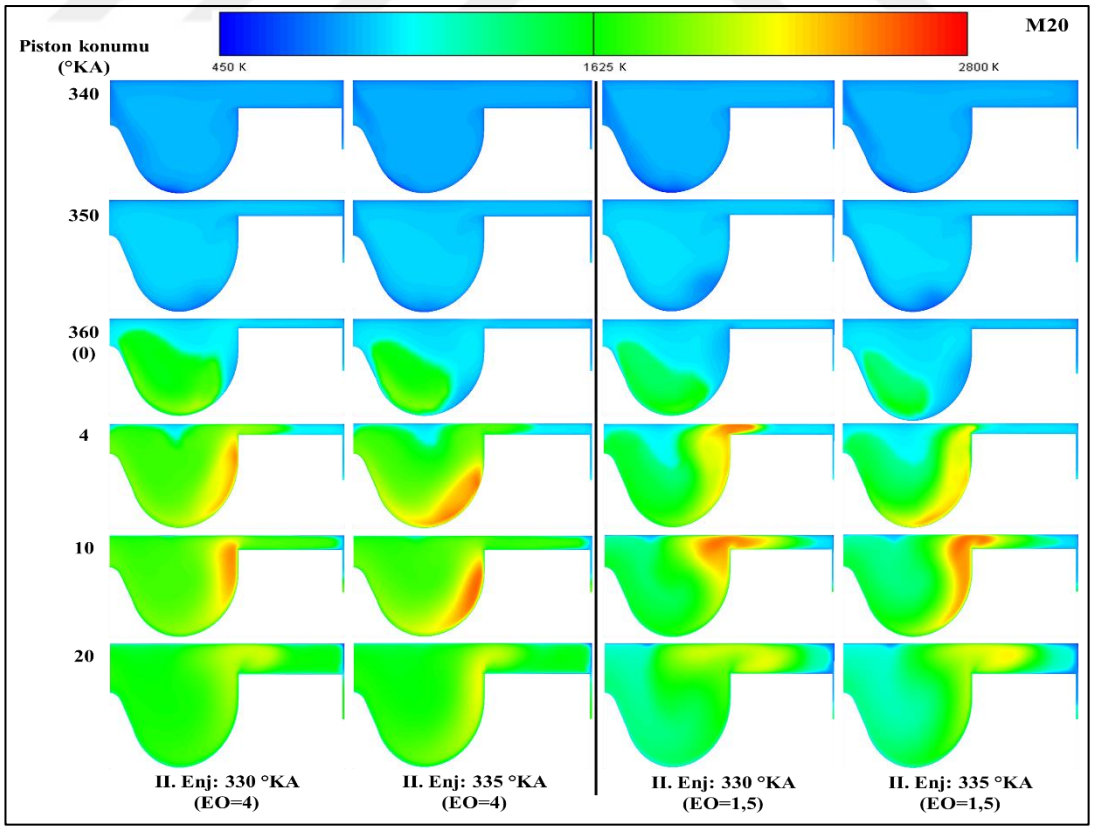
Şekil 5.27. EO değişimine bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (E10)



Şekil 5.28. EO değişimine bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (E20)

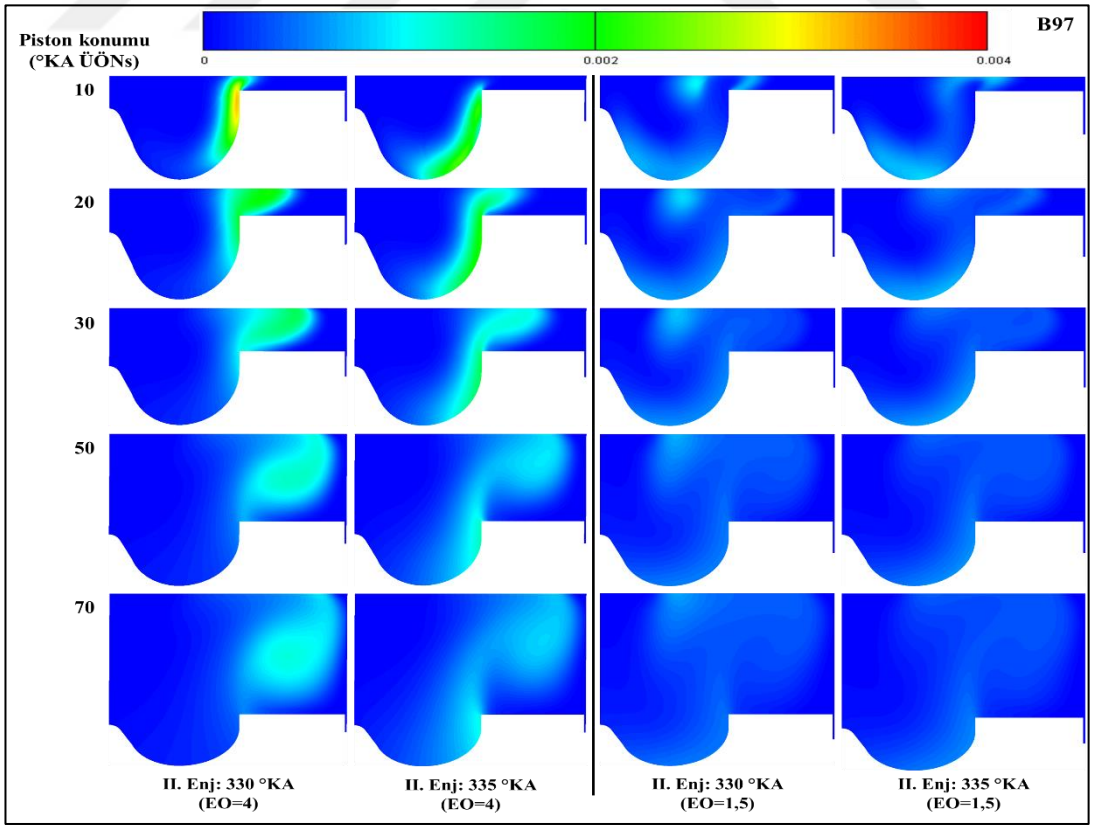


Şekil 5.29. EO değişimine bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (M10)

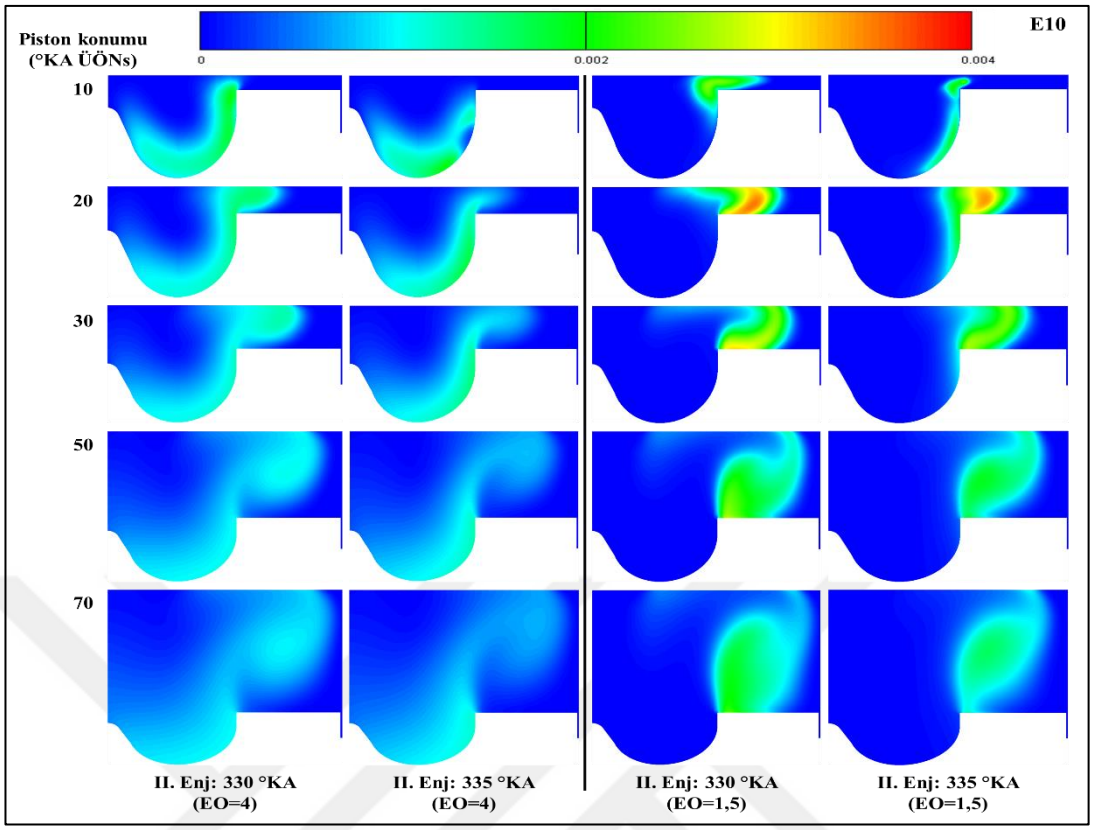


Şekil 5.30. EO değişimine bağlı silindir içi sıcaklık dağılımları (M20)

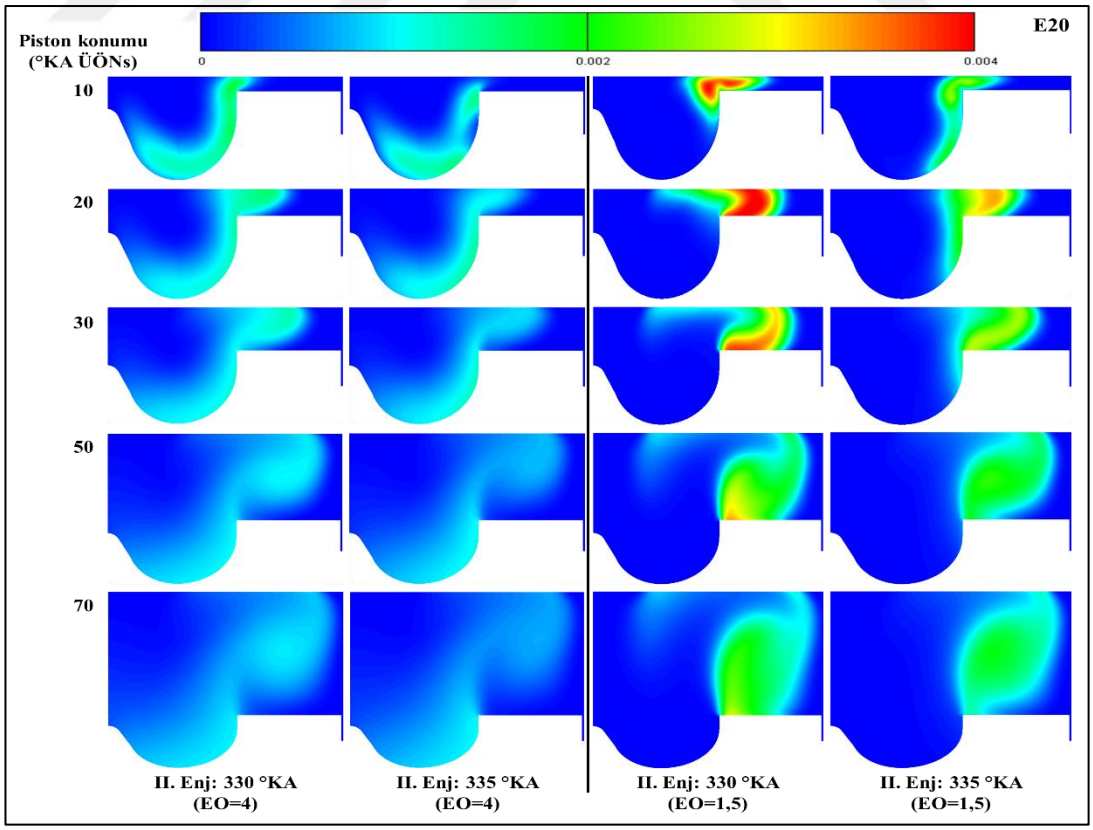
Şekil 5.31-5.35'te CFD analiz sonuçlarından alınan NO kütle oranlarının EO değişimine bağlı dağılımları görsel olarak verilmiştir. II. enjeksiyon zamanında püskürtülen yakıt miktarlarındaki artış, buharlaşmak için ortamdan çekilen ısıyı artırarak daha fazla soğutma etkisi yaratmıştır. Bunun sonucunda azalan silindir içi sıcaklıkları sonucu NO emisyonları azalmıştır. Yukarıda verilen EO değişimine bağlı sıcaklık dağılımlarına bakıldığında, EO=1,5 için verilen görüntülerde özellikle 340-360 °KA aralığında yakıtın soğutma etkisi renk dağılımlarından görülebilmektedir. B97, M10 ve M20 yakıtlarında EO'nun azalmasıyla NO emisyonlarının azaldığı görüntülerden net bir şekilde anlaşılmaktadır. Yakıtların silindir içi sıcaklık dağılımlarına bakıldığında düşük EO durumunda artan yakıt miktarına bağlı olarak soğutma etkisinin arttığı görülmektedir. Özellikle M10 ve B97 yakıtlarına bakıldığında zengin karışımın yanmasından kaynaklanan kırmızı bölgelerin daha fazla azaldığı görülebilir. E20 yakıtında artan yakıt miktarının buharlaşmayı olumsuz etkilemesi sonucu piston çanağının üst kısımlarında oluşan zengin karışımın yüksek sıcaklıkta yanmaya neden olduğu, bu durumun NO emisyonlarının artmasını tetiklediği görülebilmektedir.



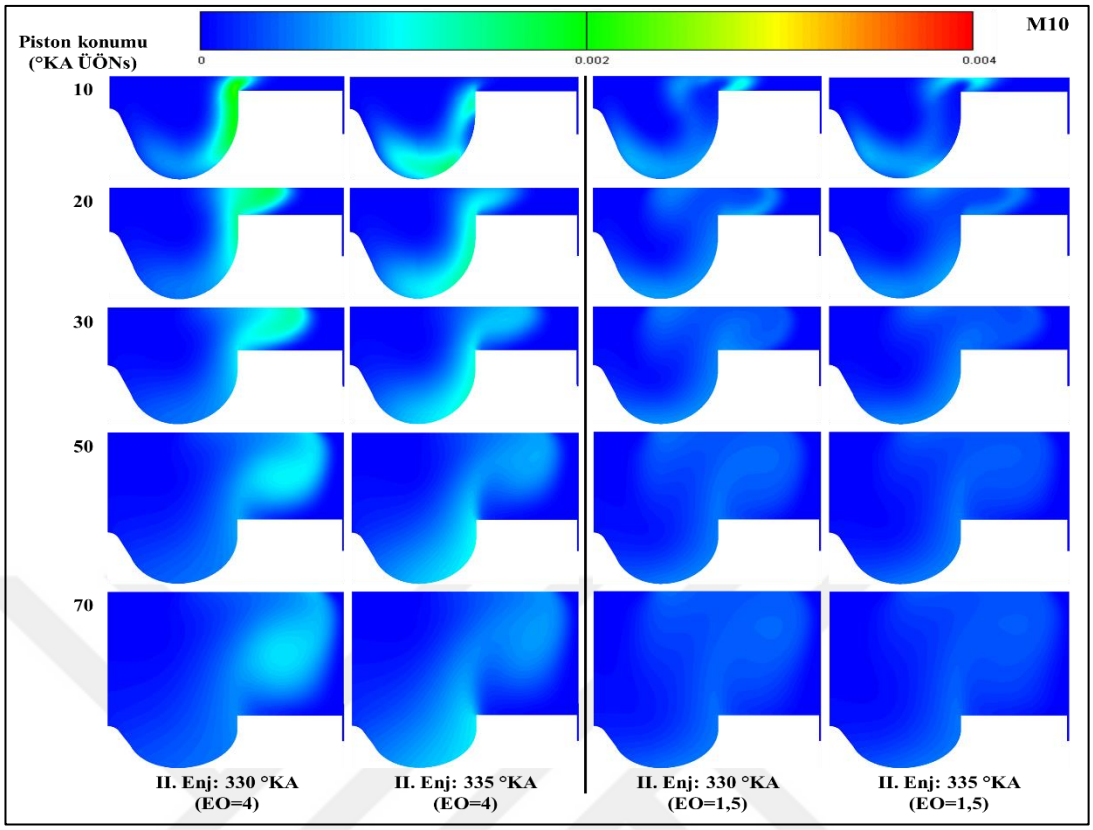
Şekil 5.31. EO değişimine bağlı silindir içi NO kütle oranları (B97)



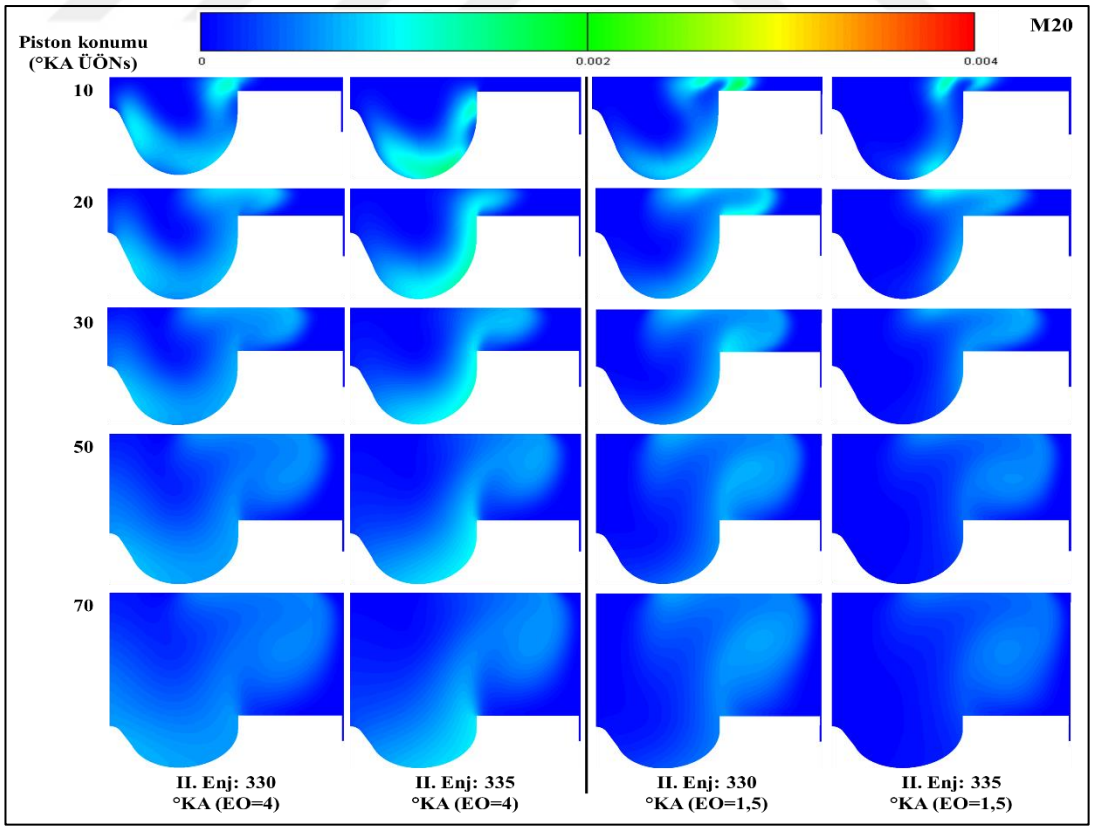
Şekil 5.32. EO değişimine bağlı silindir içi NO kütle oranları (E10)



Şekil 5.33. EO değişimine bağlı silindir içi NO kütle oranları (E20)



Şekil 5.34. EO değişimine bağlı silindir içi NO kütle oranları (M10)



Şekil 5.35. EO değişimine bağlı silindir içi NO kütle oranları (M20)

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında çift kademeli DI tekniğinin ve farklı oranlarda alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma ve emisyonları üzerindeki etkileri deney ve CFD analiz sonuçları üzerinden incelenmiştir. Deneysel akış prosedürü kapsamında ilk aşamada I. enjeksiyon zamanı sabit tutularak ve yüksek eşdeğerlik oranında II. enjeksiyon zamanı değişiminin; ikinci aşamada ise enjeksiyon oranı değişiminin HCCI yanma ve emisyon karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Her iki aşamada elde edilen deney ve analiz sonuçları sırasıyla aşağıda değerlendirilmiştir.

II. enjeksiyon zamanı değişiminin HCCI yanma ve emisyon karakteristikleri üzerine etkilerinin deneysel ve CFD sonuçları üzerinden karşılaştırılması:

Deneysel ve CFD analiz sonuçları, II. enjeksiyon zamanının yanma fazlarının doğrudan kontrolünde etkili bir parametre olduğunu göstermiş ve HCCI yanmanın en büyük handikaplarından biri olan yanma fazlarının kontrolü sorununu çözümüne büyük katkı sağlamıştır. Bununla birlikte karışımlarda metanol oranının artması ile yanma fazlarının daha erken gerçekleştiği, silindir gaz basıncı ve ısı dağılım değerlerinin arttığı tespit edilmiştir. Karışımlarda etanol oranın artması ile ısı dağılımı ve silindir gaz basıncı değerlerinin düştüğü, yanma fazlarının genişleme zamanına doğru ilerlediği görülmüştür. CFD analizlerinden elde edilen silindir gaz basıncı grafiklerinin, deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında uyum içinde olduğu görülmüştür. Özellikle B97'de CFD analizlerinin deneysel sonuçları büyük ölçüde doğrulamıştır. Alkol-benzin karışımlarında özellikle E10 ve M20 yakıtlarında yanmanın daha erken başladığı CFD analizlerinden görülmektedir.

CFD analizleri ve deney sonuçlarından II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşması ile tüm yakıtlarda P_{maks} değerlerinin düştüğü ve CA_{Pmaks} değerlerinin sÜÖN'dan genişleme zamanına doğru uzaklaştığı tespit edilmiştir. Karışımlarda etanol miktarı arttıkça P_{maks} değerlerinin düştüğü, metanol miktarı arttıkça ise P_{maks} değerlerinin arttığı görülmüştür.

Silindir gaz basıncının yüksek olduğu yakıtlarda CA_{Pmaks} değerlerinin genel olarak sÜÖN'ya yaklaştığı, düşük olduğu yakıtlarda ise sÜÖN'dan uzaklaştığı görülmüştür. CFD analiz sonuçları P_{maks} ve CA_{Pmaks} değerlerinin deneysel sonuçlarla büyük ölçüde uyum içinde olduğunu göstermiştir. Tüm yakıtlarda P_{maks} değerlerinin deneysel verilerle %97,8-%99,9 aralığında değişen doğruluk payı ile uyuştuğu tespit edilmiştir. P_{maks} değerleri çoğunlukla %1 ve altında bağıl hata ile elde edilebilmiştir. CA_{Pmaks} değerleri deneysel verilere göre 0,25-1 °KA gecikme payı ile elde edilmiştir. CA_{Pmaks} değerleri, M20 yakıtında 330 °KA II. enjeksiyon zamanında 2,25 °KA, E10 yakıtında ise 335 ve 340 °KA enjeksiyon zamanlarında 1,75 °KA gecikme ile tahmin edilmiştir. Isı dağılım oranları grafiklerine bakıldığında B97, E20 ve M10 yakıtlarının deneysel grafikleri iyi bir şekilde takip ettiği görülmüş, MHRR değerleri deneysel verilere kıyasla ortalama 10-20 J/°KA farkla elde edilmiştir. E10 ve M20 yakıtlarında da deneysel grafiklerle benzer bir eğilim göstermiş ve MHRR değerleri daha düşük çıkmıştır.

II. enjeksiyon zamanının CO, CO_2 ve NO_x emisyonları üzerinde de etkili bir parametre olduğunu hem deneysel hem de CFD analiz sonuçları göstermiştir. II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşması ile azalan silindir gaz basıncı ve sıcaklıklardan dolayı yanma veriminin düşmesi CO emisyonlarını artırmıştır. CO_2 emisyonları yanma veriminin düşmesinden dolayı azalan bir eğilim göstermiştir. Silindir içi maksimum sıcaklık ve NO_x emisyonlarının II. enjeksiyon zamanının sÜÖN'ya yaklaşması ile azaldığı, sÜÖN'dan uzaklaştıkça ise arttığı tespit edilmiştir. NO_x emisyonları ile silindir içi basınç ve sıcaklıkların birbirine paralel olarak değiştiği görülmüştür.

CFD analiz sonuçları incelendiğinde CO, CO_2 ve NO_x emisyonlarının genel olarak tüm yakıtlarda deneysel verilerle yakın değerlerde seyrettiği ve benzer eğilim gösterdiği görülmüştür. Deneysel verilerle karşılaştırıldığında, CO emisyonları ortalama %77 doğrulukla, CO_2 emisyonları ise ortalama %90 doğrulukla elde edilmiştir. En düşük farklar B97 yakıtında olup CO emisyonlarında ortalama %15, CO_2 emisyonlarında ise ortalama %0,41 bağıl hata ile elde edilmiştir. II. enjeksiyon zamanının değişmesi ile NO_x emisyonları tüm yakıtlarda deneysel sonuçlarla uyumlu bir eğilim göstermiş olup deneysel verilerden ortalama 150-250 ppm kadar fazla elde edilmiştir.

Enjeksiyon oranı değişiminin HCCI yanma ve emisyon karakteristikleri üzerine etkilerinin deneysel ve CFD sonuçları üzerinden karşılaştırılması:

Deneyler ve CFD analizleri EO'nun 4'ten 1,5'e düşürülmesi ile tüm yakıtlarda P_{maks} değerlerinin bütün test yakıtlarında düştüğü görülmüştür. Alkol-benzin karışımlarında yanmanın daha geç başladığı ve CA_{Pmaks} değerlerinin daha geç gerçekleştiği tespit edilirken, B97 yakıtında yanmanın erken başladığı ve CA_{Pmaks} değerlerinin daha erken gerçekleştiği tespit edilmiştir.

EO değişimi için (EO=1,5) 330 ve 335 °KA II. enjeksiyon zamanlarında yapılan CFD analizlerinden elde edilen silindir gaz basıncı grafikleri deneysel sonuçlarla büyük ölçüde uyum içerisindedir. EO=1,5 için alkol-benzin karışımlarında yakıt miktarının artması, silindir gaz basıncının deneysel grafiklerden daha önce yükselmesine neden olmuştur. P_{maks} ve CA_{Pmaks} değerlerinin deneysel sonuçlarla büyük ölçüde uyum içinde olduğu görülmüştür. P_{maks} değerleri tüm yakıtlarda deneysel verilerle %99,4-99,99 doğruluk payı ile uyum içinde olduğu tespit edilmiştir. CA_{Pmaks} değerleri, alkol-benzin karışımlarında deneysel verilere göre 0-0,5 °KA aralığında sapma ile elde edilirken, B97'de her iki enjeksiyon zamanında 0,75 °KA gecikme ile elde edilmiştir. CA_{Pmaks} değerleri, M20 yakıtında deneysel verilerle aynı KA'da elde edilmiştir. EO'nun azalması ile alkol-benzin karışımlarında CA_{Pmaks} daha geç KA'larında görülmüştür.

CFD analizleri ısı dağılım oranı grafiklerine bakıldığında genel olarak deneysel sonuçlara yakın bir eğilim sergilemiştir. MHRR değerleri ortalama 10-20 J/°KA farkla elde edilmiş, alkol-benzin karışımlarında yanma daha erken başlamış ve ısı dağılım oranları da deneysel verilere kıyasla bir miktar daha erken (1-2 °KA aralığında) başlamıştır. M10 yakıtında ısı dağılım oranı grafiği olması gerekenden çok önce yükselmeye başlamış, E10 ve E20 yakıtları için 330 °KA enjeksiyon zamanında sırasıyla 19 ve 34 J/°KA değerlerinde fazla çıkmıştır. E10 yakıtında ise MHRR değeri 335 °KA II. enjeksiyon zamanında 30 J kadar az çıkmıştır.

Deneysel sonuçlardan EO'nun azalması ile alkol-benzin karışımlarında CO emisyonlarının genel olarak azaldığı tespit edilmiştir. M10 yakıtının CO emisyonları artmıştır. CFD analizlerinde E20 ve M20 yakıtı haricinde deneysel verilerdeki artan eğilim yakalanmıştır. E10 yakıtı harici tüm yakıtlarda CO emisyonları daha fazla hesaplanmıştır. EO'nun düşmesi ve enjeksiyon zamanının gecikmesi ile CO_2

emisyonları ve EO'nun düşmesi sonucu E20 test yakıtı haricindeki tüm yakıtlarda NO_x emisyonları azalmıştır. E20 yakıtı kullanımında silindir gaz basıncı ve sıcaklığının bir miktar artması, NO_x emisyonlarının artmasına neden olmuştur. EO=1,5 için CO_2 emisyonları deneysel verilere göre ortalama %9,2 bağıl hata ile elde edilmiştir. NO_x emisyonları B97, M10 ve M20 yakıtlarında deneysel verilerden 44-140 ppm arasında fazla hesaplanmıştır. E10 ve E20'nin silindir gaz basınçları daha yüksek, MHRR değerleri daha geç KA'larında ve yüksek değerlerde bulunmuştur. NO_x emisyonları ise deneysel verilerden ortalama 300-400 ppm fazla çıkmıştır.

Deney ve CFD analizleri sonucunda, optimum P_{maks} ve emisyon değerleri için kullanılması gereken optimum enjeksiyon stratejisinin her yakıtta farklılık gösterdiği görülmüştür. II. enjeksiyon zamanının 330 °KA'dan 340 °KA'ya geciktirilmesi ile; NO_x emisyonları B97 için %73,4, E10 için %70,5, E20 için %74,7, M10 için %65 ve M20 için %64 oranında azalırken, P_{maks} değerlerinin ortalama %7,64 azaldığı, CO emisyonlarının ise ortalama %4,87 oranında arttığı deneysel sonuçlardan görülmüştür. E20 için CO emisyonlarının da %1,17 oranında azaldığı görülmüştür.

Enjeksiyon oranının sırasıyla 330 ve 335 °KA enjeksiyon zamanları için azaltılması ile deneysel NO_x emisyonları B97 için %37,3 ve %62,9, E10 için %31,1 ve %36,15, M10 için %7,9 ve %45, M20 için %26 ve %37,63 azalırken, E20 için %55 ve %166 oranında artmıştır. Bununla beraber P_{maks} değerlerinin ortalama %8,05 azaldığı ve CO emisyonlarının ortalama %0,38 oranında arttığı tespit edilmiştir. CFD analiz sonuçlarına bakıldığında NO_x emisyonlarındaki azalmanın deneysel sonuçların yaklaşık yarısı kadar olduğu ve P_{maks} değerlerinin ortalama %8,11 oranında azaldığı tespit edilmiştir.

Deneysel sonuçlara bakıldığında minimum toplam emisyon değerleri (CO ve NO_x), P_{maks} değerleri (II. enjeksiyon: 330 °KA ve EO=4 durumundaki P_{maks}'a göre) %8 ve altındaki oranlarda azalarak, B97 ve E20 yakıtları için 335 °KA ikinci enjeksiyon zamanı ve EO=1.5 durumunda elde edilmiştir. CFD analiz sonuçları değerlendirildiğinde, minimum NO_x emisyonları deneysel sonuçlara benzer şekilde 345 °KA ikinci enjeksiyon zamanında B97, E20 ve M10 yakıtlarında elde edilmiştir. Ayrıca B97 yakıtında, P_{maks} değerinde önemli miktarda düşme olmadan 335 °KA enjeksiyon zamanı ve EO=1.5 şartında minimum NO_x emisyonları elde edilmiştir.

Sınırlı çalışma aralığı, yanma başlangıcının kontrolü, yüksek HC ve CO emisyonları düşük sıcaklıkta yanma konseptinin motorlara uygulanmasındaki engellerin başında gelmektedir. HCCI, PPC, RCCI vb. farklı düşük sıcaklıkta yanma stratejileri geniş çapta araştırılmakta olup her biri belirli çalışma aralıklarında kararlı çalışma göstermektedir. Motorun farklı çalışma şartlarına göre hibrit bir enjeksiyon stratejisinin hassas olarak uygulanabilmesi HCCI motorun yüksek ve düşük yüklerdeki çalışma alanın genişletilmesinde daha etkili olabilecektir.

Yapılan tez çalışması sonucunda II. enjeksiyon zamanı, enjeksiyon oranı değişimi ve farklı oranlardaki alkol-benzin karışımlarının HCCI yanma fazlarının kontrolünde ve yüksek yük limitlerinin genişletilebilmesinde etkili parametreler olduğu CFD analizleri ve deney sonuçlarından görülmüştür. Bu çalışmada kullanılan parametreler farklı oranlarda ve daha farklı çalışma koşullarında test edilebilir. Elde edilen sonuçlardan her bir çalışma koşulunda performans ve emisyon parametreleri için optimum şartlar belirlenerek yeni enjeksiyon stratejilerinin geliştirilmesinde kullanılabilir. Birden fazla yakıtı depolayan ve farklı çalışma koşullarında farklı oranlarda karıştırıp püskürtebilen yakıt enjeksiyon sistemlerinin gelişmesi ile istenen yakıt karışımı çalışma sırasında sağlanabilir. Tez çalışması sonuçlarından basit bir örnek verilecek olursa; etanol ile benzin kullanan bir motorda yüksek motor yüklerinde E20 karışımı kullanılarak NO_x emisyonlarının azaltılması sağlanabilir. Daha farklı karışımlar farklı yükler ve devirlerde test edilerek motor performansı ve emisyonlar açısından en iyi yakıt karışım oranları belirlenebilir. Bunların yanında emme havası sıcaklığı kontrolü, dış EGR ve supap zamanlarının farklı tekniklerle değiştirilerek (NVO, egzoz supaplarının ikinci kez açılması) iç EGR kullanılması, değişken sıkıştırma oranı gibi yöntemler de gelişmiş bir motor kontrol ünitesi kontrolünde yanmamış HC ve CO emisyonlarının azaltılmasında kullanılabilir.

Tez çalışmasında gerçekleştirilen analiz sonuçları, deneysel verilerle uyumlu sonuçlar vererek çift kademeli HCCI-DI yanmanın CFD yöntemi ile daha detaylı incelenebileceğini göstermiştir. Bölüm 3.1'de bahsedildiği gibi, HCCI yanmayı CFD analizleri ile daha detaylı inceleyebilmek ve gerçek sonuçları daha iyi yakalamak için kimyasal mekanizma içeren tam entegre veya çok bölgeli modellerin kullanılması gerekmektedir. Hava akışlarının etkisini tam olarak görebilmek, varsa NVO gibi teknikleri uygulayabilmek için emme, egzoz portlarını ve supapları içeren, bütün

motor çevriminin analiz edilebildiği 3B bir model kullanılması çok daha tutarlı sonuçlar verecektir. Gerçek motor üzerinde çeşitli optik tanılama yöntemleri ile görsel olarak elde edilebilecek yanma ve emisyon parametreleri, CFD modelinin daha da geliştirilmesini sağlayabilir. En iyi CFD modeli oluşturulduktan sonra birçok parametre kontrollü bir şekilde değiştirilerek yapılacak deneylerin sayısı azaltılabilir ve bir parametrede iyileştirme yakalandığında doğrulamak için kontrollü deneylerle test edilebilir.

KAYNAKLAR

[1] Wang Z., Srinivasan K. K., Krishnan S. R., Som S., A computational investigation of diesel and biodiesel combustion and NO_x formation in a light-duty compression ignition engine, *Spring Technical Meeting of the Central States Section of the Combustion Institute*, Dayton, 22-24 April 2012.

[2] Yao M., Zheng Z., Liu H., Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines, *Prog. Energy Combust. Sci.*, 2009, **35**(5), 398-437.

[3] Agarwal A. K., Singh A. P., Maurya R. K., Evolution, challenges and path forward for low temperature combustion engines, *Prog. Energy Combust. Sci.*, 2017, **61**, 1-56.

[4] Bendu H., Murugan S., Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: Mixture preparation and control strategies in diesel engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, **38**, 732-746.

[5] Cinar C., Uyumaz A., Solmaz H., Sahin F., Polat S., Yılmaz E., Effects of intake air temperature on combustion, performance and emission characteristics of a HCCI engine fueled with the blends of 20% n-heptane and 80% isooctane fuels, *Fuel Processing Technol.*, 2015, **130**, 275-281.

[6] Marriott C. D., Reitz R. D., Experimental Investigation of Direct Injection-Gasoline for Premixed Compression Ignited Combustion Phasing Control, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2002-01-0418.

[7] Canakci M., Reitz R. D., Experimental optimization of a DI-HCCI gasoline engine using split injections with fully automated microgenetic algorithms, *Int. J. Engine. Res.*, 2003, **4**(1), 47–60.

[8] Wang Y. J., Wang J. X., Shuai S. J., Lei X. H., An X. L., Study of injection strategies of two-stage gasoline direct injection (TSGDI) combustion system, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2005-01-0107.

[9] Cao L., Zhao H., Jiang X., Kalian N., Mixture formation and controlled auto-ignition combustion in four-stroke gasoline engines with port and direct fuel injections, *Int. J. Engine. Res.*, 2005, **6**(4), 311-329.

[10] Turkcan A., Ozsezen A. N., Çanakcı M., Effects of second injection timing on combustion characteristics of a two stage direct injection gasoline–alcohol HCCI engine, *Fuel*, 2013, **111**, 30-39.

[11] Das P., Subbarao P. M. V., Subrahmanyam J. P., Effect of main injection timing for controlling the combustion phasing of a homogeneous charge compression ignition engine using a new dual injection strategy, *Energ. Convers. Manage.*, 2015, **95**, 248-25

[12] Das P., Selokar M., Subbarao P. M. V., Subrahmanyam J. P., Effect of Injection Timing, Premixed Equivalence Ratio and EGR on Combustion Characteristics of an HCCI-DI Combustion Engine Using In-Cylinder Dual Injection Strategy, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2016-01-0752.

[13] Benajes J., Molina S., Garcia A., Monsalve-Serrano J., Durrett R., Conceptual model description of the double injection strategy applied to the gasoline partially premixed compression ignition combustion concept with spark assistance, *Applied Energy*, 2014, **129**, 1-9.

[14] Shen M., Lonn S., Johansson B., Transition from HCCI to PPC Combustion by Means of Start of Injection, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2015-01-1790.

[15] Misztal J., Xu H. M., Wyszynski M. L., Price P., Stone R., Qiao J., Effect of injection timing on gasoline homogeneous charge compression ignition particulate emissions, *Int. J. Engine. Res.*, 2009, **10**(6), 419-430.

[16] Tang Q., Liu H., Li M., Yao M., Study on the Double Injection Strategy of Gasoline Partially Premixed Combustion under a Light-Duty Optical Engine**,** *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2016-01-2299.

[17] Woo C., Goyal H., Kook S., Hawkes E. R., Chan Q. N., Double Injection Strategies for Ethanol-Fuelled Gasoline Compression Ignition (GCI) Combustion in a Single-Cylinder Light-Duty Diesel Engine, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2016-01-2303.

[18] Tuner M., Review and Benchmarking of Alternative Fuels in Conventional and Advanced Engine Concepts with Emphasis on Effciency, CO2, and Regulated Emissions, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2016-01-0882.

[19] Onuki S., Koziel J. A., Leeuwen J. H., Jenks W. S., Grewell W. S., Grewell D., Cai L., Ethanol production, purification, and analysis techniques: a review, *ASABE Annual International Meeting*, Rhode Island, 29 June - 2 July 2008.

[20] Zhen X., Wang Y., An overview of methanol as an internal combustion engine fuel, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015, **52**, 477-493.

[21] Earl W. B., Alcohol use in engines, *Energ. Agriculture*, 1984, **3**, 351-362.

[22] Ariello A. F., Zanoelo E. F., Predicted Nitric Oxide Emission from an Ethanol/Gasoline HCCI Engine, *Combust. Sci. Technol.*, 2012, **185**, 160-179.

[23] Çanakcı M., Özsezen A. N., Alptekin E., Eyidoğan M. Impact of alcohol-gasoline fuel blends on the exhaust emission of an SI engine, *Renewable Energy*, 2013, **52**, 111-117.

[24] He B. Q., Liu M. B., Zhao H., Comparison of combustion characteristics of n butanol/ethanol–gasoline blends in a HCCI engine, *Energ. Convers. Manage.*, 2015, **95**, 101-109.

[25] Turner D., Xu H., Cracknell R. F., Natarajan V., Chen X., Combustion performance of bio-ethanol at various blend ratios in a gasoline direct injection engine, *Fuel*, 2011, **90**, 1999-2006.

[26] Chen R., Okazumi R. Nishida K., Ogata Y., Effect of Ethanol Ratio on Ignition and Combustion of Ethanol-Gasoline Blend Spray in DISI Engine-Like Condition, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2015-01-0774.

[27] Xie H., Wei Z., He B., Zhao H., Comparison of HCCI Combustion Respectively Fueled with Gasoline, Ethanol and Methanol through the Trapped Residual Gas Strategy, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2006-01-0635.

[28] Shayan S. B., Seyedpour S. M., Ommi F., Moosavy S. H., Alizadeh M., Impact of Methanol–Gasoline Fuel Blends on the Performance and Exhaust Emissions of a SI Engine, *International Journal of Automotive Engineering*, 2011, **1**, 219-227.

[29] Zhang C., Wu H., Combustion characteristics and performance of a methanol fueled homogenous charge compression ignition (HCCI) engine, *J. Energy Inst.*, 2016, **89**, 346-353.

[30] Zhang C., Pan J. R., Tong J. J., Li J., Effects of Intake Temperature and Excessive Air Coefficient on Combustion Characteristics and Emissions of HCCI Combustion, *Procedia Environ. Sci.*, 2011, **11**, 1119-1127.

[31] Maurya R. K., Agarwal A. K., Experimental investigations of performance, combustion and emission characteristics of ethanol and methanol fueled HCCI engine, *Fuel Process. Technol.*, 2014, **126**, 30-48.

[32] Zhao H., Overview of modeling techniques and their applicaton to HCCI/CAI engines, Zhao H., *HCCI and CAI engines for the automotive industry*, 1st ed., Woodhead Publishing Limited, Cambridge, 456-470, 2007.

[33] Onishi S., Hong Jo S., Shoda K., Do Jo P., Kato S., Active thermo-atmosphere combustion (ATAC) – A new combustion process for internal combustion engines, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/790507, 1979.

[34] Aceves S. M., Flowers D. L., Westbrook C. K., Smith J. R., Pitz W., Dibble R., Christensen M., Johansson B., A Multi-Zone Model for Prediction of HCCI Combustion and Emissions, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2000-01-0327.

[35] Tanaka S., Ayala F., Keck J. C., Heywood J. B., Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives, *Combust. Flame*, 2003, **132**, 219-239.

[36] Warnatz J., Maas U., Dibble R. W., *Combustion*, 4th Ed., Springer-Verlag, Berlin, 2006.

[37] Sjöberg M., Dec. J. E., Combined Effects of Fuel-Type and Engine Speed on Intake Temperature Requirements and Completeness of Bulk-Gas Reactions for HCCI Combustion, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2003-01-3173.

[38] Heywood J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Inc., United States, 1988.

[39] Wang Z., Wang J. X., Shuai S. J., Zhang F., Numerical Simulation of HCCI Engine With Multi-Stage Gasoline Direct Injection Using 3D-CFD With Detailed Chemistry, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2004-01-0563.

[40] Coşkun G., Soyhan H. S., Demir U., Türkcan A., Özsezen A. N., Çanakcı M., Influences of second injection variations on combustion and emissions of an HCCI-DI engine: Experiments and CFD modelling, *Fuel*, 2014, **136**, 287–294.

[41] Kim B. S., Yoon W. H., Ryu S. H., Ha J. S., Effect of the Injector Nozzle Hole Diameter and Number on the Spray Characteristics and the Combustion Performance in Medium-Speed Diesel Marine Engines, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2005-01-3853.

[42] Yu H., Guo Y., Li D., Liang X., Shu G. Q., Wang Y., Wang X., Dong L., Numerical Investigation of the Effect of Spray Cone Angle on Mixture Formation and CO/Soot Emissions in an Early Injection HCCI Diesel Engine, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2015-01-1070.

[43] Jamrozik A., CFD modelling of combustion in HCCI engine using avl fire software, *Econtechmod: an International Quarterly Journal on Economics of Technology and Modelling Processes*, 2012, **1**, 51-56.

[44] Syed I. Z., Mukherjee A., Naber J. D., Numerical Simulation of Autoignition of Gasoline-Ethanol/Air Mixtures under Different Conditions of Pressure, Temperature, Dilution, and Equivalence Ratio, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2011-01-0341.

[45] Renganathan M., Rajagopal T. K. R., Computational Study of HCCI-DI Combustion at Preheated and Supercharged Inlet Air Conditions, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2014-01-1108.

[46] Komninos N. P., Hountalas D. T., Improvement and validation of a multi-zone model for HCCI engine combustion concerning performance and emissions, *Energ. Convers. Manage.*, 2008, **49**, 2530-2537.

[47] Qian Y., Li H., Han D., Ji L., Huang Z., Lu X., Octane rating effects of direct injection fuels on dual fuel HCCI-DI stratified combustion mode with port injection of n-heptane, *Energy*, 2016, **111**, 1003-1016.

[48] Ghorbanpour M., Rasekhi R., A parametric investigation of HCCI combustion to reduce emissions and improve efficiency using a CFD model approach, *Fuel*, 2013, **106**, 157–165.

[49] https://en.wikipedia.org/wiki/K-epsilon_turbulence_model, (Ziyaret tarihi: 24 Ekim 2016).

[50] AVL List GmbH, Standard Species Transport Model Variables and Equations *FIRE v2013.1 Species Transport Module User's Guide*, AVL List GmbH, Graz, 2013.

[51] Spalding D. B., *Combustion and Mass Transfer*, 1st ed., Pergamon Press Ltd., Oxford, 1979.

[52] AVL List GmbH, ECFM-3Z Model, *FIRE v2013.1 Combustion Module User's Guide*, AVL List GmbH, Graz, 2013.

[53] Colin O., Benkenida A., The 3-zones extended coherent flame model (ECFM3Z) for computing premixed/diffusion combustion, *Oil & Gas Science and Technology*, 2004, **59**(6), 593-609.

[54] Sharma T. K., Rao G. A. P., Murthy K. M., Numerical investigations on HCCI engine with increased induction induced swirl and engine speed, *Journal of Central South University*, 2015, **22**(10), 3837-3848.

[55] Tunér M., Stochastic Reactor Models for Engine Simulations, Doctoral Thesis, Lund University, Faculty of Engineering, Lund, 2008.

[56] AVL List GmbH, WAVE Standard, *FIRE v2013.1 Spray Module User's Guide*, AVL List GmbH, Graz, 2013.

[57] Liu A. B., Mather D., Reitz R. D., Modeling the effects of drop drag and break-up on fuel sprays, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/930072.

[58] AVL List GmbH, Heat and Mass Transfer Analogy, *FIRE v2013.1 Spray Module User's Guide*, AVL List GmbH, Graz, 2013.

[59] AVL List GmbH, Multi-component Evaporation Model, *FIRE v2013.1 Spray Module User's Guide*, AVL List GmbH, Graz, 2013.

[60] Dukowicz J. K., Quasi-steady droplet change in the presence of convection, *Los Alamos Scientific Laboratory*, LA-7997-MS, 1-18, 1979.

[61] Brenn G., Deviprasath L. J., Durst F., Computations and Experiments on the Evaporation of Multi-Component Droplets, *Proc. 9th Int. Conf. Liquid Atomiz. Spray Syst. (ICLASS)*, Sorrento, Italy, 13-17 July 2003.

[62] Fink C., A Multi-Component Evaporation Model for the 3D-CFD-Code FIRE 8 – Development and Validation with Experimental Data, Diploma Thesis, TU Graz, 2005.

[63] AVL List GmbH, Extended Zeldovich Model, *FIRE v2013.1 Emission Module User's Guide*, AVL List GmbH, Graz, 2013.

[64] Türkcan A., Direkt Püskürtmeli HCCI Bir Motorda Püskürtme Parametrelerinin Yanma ve Emisyon Karakteristiklerine Etkisinin İncelenmesi, Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 2013, 342561.

[65] Kong S. C., Reitz R. D., Numerical study of premixed HCCI engine combustion and its sensitivity to computational mesh and model uncertainties, *Combust. Theor. Model.*, 2003, **7**, 417-433.

[66] https://en.wikipedia.org/wiki/Different_types_of_boundary_conditions_in_fluid_dynamics, (Ziyaret tarihi: 20 Mayıs 2017).

[67] Wang Z., Shuai S., Wang J. X., Tian G. H., A computational study of direct injection gasoline HCCI engine with secondary injection, *Fuel*, 2006, **85**, 1831-1841.

[68] Veloo P. S., Wang Y. L., Egolfopoulos F. N., Westbrook C. K., A comparative experimental and computational study of methanol, ethanol, and n-butanol flames, *Combust. Flame*, 2010, **157**, 1989-2004.

[69] Li Q., Jin W., Huang Z., Laminar Flame Characteristics of C1–C5 Primary Alcohol-Isooctane Blends at Elevated Temperature, *Energies*, 2016, **9**(7), 1-17.

[70] Liu X., Tong L., Wang H., Zheng Z., Yao M., Experimental and Modelling Investigations of the Gasoline Compression Ignition Combustion in Diesel Engine, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2017-01-0741.

[71] Wang Z., Wang J. X., Shuai S., Ma Q. J., New Gasoline Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion System Using Two-state Direct Injection and Assisted Spark Ignition, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2006, **220**, 367-378.

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

[1] **Altınkurt M. D.**, Türkcan A., Coşkun G., Investigation of the effects of injection variations and EGR on gasoline-ethanol HCCI engine through experiments and CFD Analyses, *AVL International Simulation Conference 2017*, Graz, Austria, 27-29 June 2017.

[2] Coşkun G., **Altınkurt M. D.**, Türkcan A., Demir U., Effects of Using Methanol-Gasoline Fuel Blends with Different Injection Strategies in an HCCI engine: Comparison of experimental results with CFD Simulation, *AVL International Simulation Conference 2017*, Graz, Austria, 27-29 June 2017.

[3] **Altınkurt M. D.**, Türkcan A., A Computational and experimental investigation of the effects of second injection timing on a DI-HCCI engine fueled with gasoline-ethanol blends, *Istanbul International Conference on Progress in Applied Science (ICPAS 2017)*, İstanbul, 4-6 January 2017.

[4] **Altınkurt M. D.**, Türkcan A., Çanakcı M., Experimental and computational studies on the combustion and emissions of a gasoline HCCI-DI engine using second injection strategy, *8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi (OTEKON 2016)*, Bursa, 23-24 Mayıs 2016.

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa Deniz ALTINKURT, 1989 yılında Burdur'da doğdu. İlköğrenimini Burdur'da tamamladı. Orta öğrenimini Isparta Süleyman Demirel Fen Lisesi'nde tamamladıktan sonra, 2009 yılında girdiği Çukurova Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nden 2013 yılında mezun oldu. 2014 yılında askerlik hizmetini tamamladıktan sonra aynı yıl Kocaeli Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı. Mustafa Deniz Altınkurt, halen Kocaeli Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.