
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

PİLOT DİZEL YAKIT İLE METAN-HİDROJEN REAKTİVİTE KONTROLLÜ SIKIŞTIRMA ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN YANMA KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Yaşarata KORKMAZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAYIS 2026

Yaşarata KORKMAZ tarafından hazırlanan "PİLOT DİZEL YAKIT İLE METAN-HİDROJEN REAKTİVİTE KONTROLLÜ SIKIŞTIRMA ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN YANMA KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Fatih AKTAŞ

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum. ..……

Başkan: Doç. Dr. Erdem ÇİFTÇİ

Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum. ……...

Üye: Doç. Dr. Emre Aşkın ELİBOL

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Ankara Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum. ……...

Tez Savunma Tarihi: 20/05/2026

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

……..……

Prof. Dr. Uğur GÖKMEN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Yaşarata KORKMAZ

20/05/2026

PİLOT DİZEL YAKIT İLE METAN-HİDROJEN REAKTİVİTE KONTROLLÜ SIKIŞTIRMA ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN YANMA KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Yaşarata KORKMAZ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mayıs 2026

ÖZET

Bu tez çalışmasında, ağır hizmet tipi bir dizel motorunda hidrojen ve metan yakıtlarının pilot dizel ile birlikte kullanıldığı üç yakıtlı Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma ile Ateşlemeli Yanma (RCCI) stratejisinin yanma ve emisyon karakteristikleri sayısal yöntemlerle incelenmiştir. AVL CRUISE M ile oluşturulan 0/1-B model başlangıç koşullarını belirlemek amacıyla kullanılmış, ANSYS Forte ile gerçekleştirilen 3-B HAD analizleri ise 1/8 sektör modeli üzerinde yürütülmüştür. Her iki model deneysel verilerle doğrulanmış; maksimum silindir basıncında %0,24, performans parametrelerinde %2'nin altında hata elde edilmiştir. İlk aşamada dizel pilot oranı (%5, %10, %20) ve enjeksiyon zamanlamasının metan–dizel RCCI yanması üzerindeki etkileri incelenmiştir. Dizel referans enjeksiyon zamanlamasının RCCI moduna doğrudan uygulanmasının yanmayı etkin biçimde başlatamadığı görülmüş; 710 °CA'na çekilen enjeksiyon zamanlamasının indike termal verimi %7'den %30'a yükselttiği belirlenmiştir. İkinci aşamada kütlece %2,5 hidrojen ilavesiyle oluşturulan 5D-2,5H-92,5M ve 10D-2,5H-87,5M kompozisyonları için 706-716 °CA aralığında parametrik enjeksiyon zamanlaması çalışması yürütülmüştür. 706 °CA'da maksimum basınç artış oranının, vuruntu sınırını aştığı görülmüş; 710-712 °CA aralığının %46-49 indike termal verimlilik elde edilirken NO_x ve THC açısından en dengeli çalışma noktasını oluşturduğu belirlenmiştir. Erken enjeksiyon koşullarında soğuk alev (cool flame), dizel kaynaklı ön karışım yanması ve metan-hidrojen ana yanmasından oluşan üç aşamalı bir yanma yapısı gözlemlenmiştir. Kontur analizleri, NO oluşumunun ~2500 K'lik birinci sıcaklık bölgesiyle, CO ve is oluşumunun ise dizel püskürtme çevresindeki zengin bölgelerle ilişkili olduğunu ortaya koymuştur.

Bilim Kodu	:	91413
Anahtar Kelimeler	:	Metan, hidrojen, silindir içi yanma, emisyon, çift yakıt
Sayfa Adedi	:	78
Danışman	:	Doç. Dr. Fatih AKTAŞ
İkinci Danışman	:	Dr. Öğr. Üyesi Fevzi ŞAHİN

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE COMBUSTION CHARACTERISTICS OF A METHANE-HYDROGEN REACTIVITY CONTROLLED COMPRESSION IGNITION ENGINE USING PILOT DIESEL FUEL

(M. Sc. Thesis)

Yaşarata KORKMAZ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

May 2026

ABSTRACT

In this thesis, the combustion and emission characteristics of a tri-fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) strategy employing hydrogen and methane alongside a diesel pilot in a heavy-duty engine were numerically investigated. A zero/one-dimensional (0/1-D) model developed in AVL CRUISE M provided initial boundary conditions, followed by three-dimensional CFD analyses performed with ANSYS Forte on a 1/8 sector model. Both models were validated against experimental data, with errors below 2% for performance parameters and 0.24% for maximum in-cylinder pressure. In the first stage, the effects of diesel pilot mass fractions of 5%, 10%, and 20% and injection timing on methane–diesel RCCI combustion were examined. Applying the diesel baseline injection timing directly in RCCI mode failed to sustain stable combustion; advancing to 710 °CA restored stability and increased indicated thermal efficiency from 7% to 30%. In the second stage, a parametric injection timing study over 706–716 °CA was conducted for the 5D-2.5H-92.5M and 10D-2.5H-87.5M compositions formed by adding 2.5% hydrogen by mass. At 706 °CA, the maximum pressure rise rate exceeded the knock threshold. The 710–712 °CA window was identified as the most balanced operating range, yielding 46–49% indicated thermal efficiency while offering the most favorable NO_x and THC trade-off. Under early injection conditions, a three-stage heat release structure was observed, consisting of a cool flame, a diesel-ignited premixed combustion peak, and a methane-hydrogen main combustion peak. Contour analysis confirmed that NO formation is spatially correlated with the ~2500 K high-temperature zone, while CO and soot are concentrated in the locally rich regions near the diesel spray.

Science Code	:	91413
Key Words	:	Methane, hydrogen, in-cylinder combustion, emission, dual fuel
Page Number	:	78
Supervisor	:	Assoc. Prof. Dr. Fatih AKTAŞ
Co-Supervisor	:	Asst. Prof. Dr. Fevzi ŞAHİN

TEŞEKKÜR

Bu tezin planlanması, yürütülmesi ve tamamlanması sürecinde akademik birikimi, tecrübesi ve sabrıyla bana yol gösteren, her türlü desteğini esirgemeyen danışman hocam Sayın Doç. Dr. Fatih AKTAŞ'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmamın gelişim sürecinde paylaştığı kıymetli bilgiler, teknik yönlendirmeler ve akademik vizyonuyla katkı sağlayan Sayın Dr. Gonca KETHÜDAOĞLU'na teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Üniversite Ortaklığı kapsamında kullanılan AVL CRUISE M programının lisansı için AVL LIST GmbH'ye ve ANSYS lisansı için Gazi Üniversitesi'ne teşekkür ederim.

Son olarak, hayatımın her aşamasında olduğu gibi lisansüstü eğitim sürecinde de her türlü, maddi ve manevi desteklerini sunan aileme derin minnet ve sevgilerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

ÇİZELGELERİN LİSTESİ ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ xi

SİMGELER VE KISALTMALAR xiii

1. GİRİŞ 1

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 3

3. SAYISAL MODELLEME 13

3.1. Türbülanslı Tepkimeli Akış için Korunum Denklemleri 13

3.1.1. Tür korunum denklemi 13

3.1.2. Süreklilik denklemi 14

3.1.3. Momentum korunum denklemi 14

3.1.4. Enerji korunum denklemi 14

3.1.5. Gaz fazı karışım hal denklemi 15

3.2. Türbülans Modeli 15

3.3. Kimyasal Kinetik Formülasyonu 16

3.3.1. Yarı ampirik is modeli 17

3.4. G-Denklemi Yanma Modeli 18

3.5. Sınır Koşulları ve İlk Değerler 18

3.5.1. Sınır koşulları 18

3.5.2. İlk değerler 19

3.6. Sprey Modeli 20

3.6.1. Katı koni sprey 20

4. 0/1 BOYUTLU AKIŞ SİSTEMİ MODELİ ANALİZLERİ 23

Sayfa

4.1. AVL Cruise M Programında Kullanılan Matematiksel Denklemler 23
4.1.1. Türlerin transferi ve gaz özelliklerinin hesabı 24
4.1.2. Temel korunum denklemleri 24
4.1.3. Emme ve egzoz portlarındaki kütle akış hesabı 24
4.1.4. Isı transferi 25
4.1.5. Yanma modeli 25
4.1.6. Emisyon modelleri 26
4.2. 0/1 Boyutlu Model ve Doğrulaması 29
4.2.1. Modelin oluşturulması 29
4.2.2. Modelin deneysel veri ile doğrulanması 30
5. SEKTÖR MODEL AKIŞ ANALİZLERİ 35
5.1. Üç Boyutlu Model ve Sınır Şartları 35
5.2. Ağ Yapısı Bağımsızlığı ve Deneysel Verilerle Doğrulama 36
5.2.1. Richardson ekstrapolasyonuna dayalı ağ yakınsama endeksi yöntemi 36
5.2.2. Deneysel veriler ile dizel analizinin doğrulanması 40
5.3. Pilot-Dizel ve Ön Karışımlı Metan Yakıtlı Analizler 43
5.3.1. Motor performansı 44
5.4. Pilot Dizel ve Ön Karışımlı Hidrojen Katkılı Metan Yakıtlı Analizler 48
5.4.1. Motor performansı 49
5.4.2. Emisyon değerleri 62
6. SONUÇ VE ÖNERİLER 69
KAYNAKLAR 73
ÖZGEÇMİŞ 77

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 2.1. Literatürde bulunan RCCI temelli çalışmalar 9

Çizelge 3.1. Kullanılan ilk değerler 20

Çizelge 3.2. Kullanılan sayısal modellemeler 21

Çizelge 4.1. NO_x oluşum denklemleri 27

Çizelge 4.2. Karbon monoksit reaksiyonları 28

Çizelge 4.3. Motor özellikleri 29

Çizelge 4.4. Motor parametreleri 30

Çizelge 4.5. 0/1-B modelden elde edilen motor performans değerlerinin deneysel veri ile karşılaştırılması 32

Çizelge 4.6. Emisyon değerlerinin deneysel veri ile karşılaştırılması 33

Çizelge 5.1. Ağ bağımsızlığı analizleri için kullanılan ağ inceltme oranı, eleman sayıları, karakteristik eleman sayıları ve eleman boyutları 39

Çizelge 5.2. Ağ bağımsızlığı analizlerinin sonuçları 40

Çizelge 5.3. Seçilen eleman sayısının motor performans değerlerinin deneysel veri ile karşılaştırılması 42

Çizelge 5.4 Seçilen eleman sayısının emisyon değerlerinin deneysel veri ile karşılaştırılması 43

Çizelge 5.5. Yakıt özellikleri 43

Çizelge 5.6. Farklı test durumlarının yakıt oranları ve enjeksiyon zamanı değerleri 44

Çizelge 5.7. Kütlece farklı oranlardaki dizel-metan yakıtlarının motor performansı değerlerine etkisi 47

Çizelge 5.8. Kütlece farklı oranlardaki dizel-metan yakıtlarının ısı açığa çıkma karakteristiklerine etkisi 47

Çizelge 5.9. İki kompozisyon durumunda yakıt oranları ve enjeksiyon zamanı değerleri 48

Çizelge 5.10. 5% ve 10% dizel oranları için farklı enjeksiyon zamanlarında motor performans değerleri 58

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 5.11. 5% ve 10% dizel oranları için farklı enjeksiyon zamanlarında ısı açığa çıkma karakteristikleri 60

Çizelge 5.12. Farklı enjeksiyon başlangıçlarında normalize emisyon değerleri 64

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.1. AVL Cruise M üzerinde oluşturulan 0/1B Model 23

Şekil 4.2. 0/1-B modelin silindir içi basınç değerinin deneysel veri ile karşılaştırılması 31

Şekil 4.3. 0/1-B modelin ısı salım oranı değerinin deneysel veri ile karşılaştırılması 31

Şekil 5.1. Üç boyutlu sektör modeli..... 35

Şekil 5.2. Dairesel aynalanmış dizel enjeksiyonu ve piston üst profili 36

Şekil 5.3. Aynalanmış silindir ağ yapısı 36

Şekil 5.4. Deneysel veri ile farklı eleman sayılı HAD analizlerinin silindir içi basınç karşılaştırılması 40

Şekil 5.5. Deneysel veri ile farklı eleman sayılı HAD analizlerinin silindir içi tepe basınç detay görüntüsü 41

Şekil 5.6. Deneysel veri ile HAD analizlerinin ısı salım oranının karşılaştırılması 41

Şekil 5.7. Kütlece farklı oranlardaki dizel-metan yakıtlarının silindir içi basınç değerlerine etkisi..... 45

Şekil 5.8. Kütlece farklı oranlardaki dizel-metan yakıtlarının silindir içi sıcaklık değerlerine etkisi 45

Şekil 5.9. Kütlece farklı oranlardaki dizel-metan yakıtlarının ısı salım oranı değerlerine etkisi..... 46

Şekil 5.10. Farklı enjeksiyon başlangıçlarında silindir içi basınç değerleri (a) 5D-2,5H-92,5M, (b) 10D-2,5H-87,5M 50

Şekil 5.11. Farklı enjeksiyon başlangıçlarında silindir içi sıcaklık değerleri (a) 5D-2,5H-92,5M, (b) 10D-2,5H-87,5M 51

Şekil 5.12. Farklı enjeksiyon başlangıçlarında ısı salım oranı değerleri (a) 5D-2,5H-92,5M, (b) 10D-2,5H-87,5M 53

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.13. 5D-2,5H-92,5M kompozisyonunun 706, 712 ve 716 enjeksiyon zamanlarındaki ısı salım faz zamanları 54

Şekil 5.14. Farklı enjeksiyon başlangıçlarında toplam ısı salımı değerleri (a) 5D-2,5H-92,5M, (b) 10D-2,5H-87,5M 56

Şekil 5.15. 5% ve 10% pilot dizel oranı koşullarında ve belirli ısı salım fazlarında silindir içi sıcaklık konturları 61

Şekil 5.16. 5% ve 10% pilot dizel oranı koşullarında ve belirli ısı salım fazlarında türbülanslı kinetik enerji dağılım hızı konturları 62

Şekil 5.17. 5% ve 10% pilot dizel oranı koşullarında ve belirli ısı salım fazlarında NO kütle oranları konturları 65

Şekil 5.18. 5% ve 10% pilot dizel oranı koşullarında ve belirli ısı salım fazlarında CO kütle oranları konturları 66

Şekil 5.19. 5% ve 10% pilot dizel oranı koşullarında ve belirli ısı salım fazlarında is kütle oranları konturları 67

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
%	Yüzde ifadesi
m	Metre
Bar	Bar
MPa	Megapaskal
°C	Derece santigrat
K	Kelvin
°CA	Krank milinin açısal konumu
kW	Kilowatt
g/kWh	Özgül emisyon veya yakıt tüketim
J	Joule enerji birimi
J/°CA	Krank açısına bağlı ısı salım oranı
Kg	Kilogram
kg/s	Kütlesel debi
m/s	Hız
ρ	Yoğunluk
μ	Dinamik viskozite
ϕ	Eşdeğerlik oranı
P	Basınç
T	Sıcaklık
V	Hacim
Q	Isı
W	İş
NO_x	Azot oksitler
NO	Azot monoksit
NO_2	Azot dioksit
CO	Karbonmonoksit

Simgeler	**Açıklamalar**
CO_2	Karbondioksit
HC	Hidrokarbonlar
CH4	Metan
H_2	Hidrojen
PM	Partikül madde
$C_{10}H_{22}$	Dekan
$C_{11}H_{10}$	α-methylnaphthalene

Kısaltmalar	**Açıklamalar**
0/1D	Zero/One dimensional
AHR	Accumulated heat release
AÖN	Alt ölü nokta
EGR	Exhaust gas recirculation
GCI	Grid convergence index
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HCCI	Homogeneous charge compression ignition
HCNG	Hydrogen enriched compressed natural gas
HRR	Heat release rate
IDT	Ignition delay time
IMEP	Indicated mean effective pressure
OMEn	Oxymethylene ether
RCCI	Reactivity controlled compression ignition
SCR	Selective catalytic reduction
ÜÖN	Üst ölü nokta

1. GİRİŞ

Küresel ölçekte artan enerji talebi, iklim değişikliğiyle mücadele hedefleri ve hava kalitesine yönelik sıkı düzenlemeler, içten yanmalı motorların geleceğini doğrudan etkilemektedir. Özellikle ağır hizmet (heavy-duty) motorları, taşımacılık ve lojistik sektörlerindeki yüksek payları (70%) [1] nedeniyle hem karbondioksit (CO_2) hem de azot oksitler (NO_x), partikül madde (PM), karbon monoksit (CO) ve hidrokarbon (HC) gibi kirletici emisyonların başlıca kaynakları arasında yer almaktadır. Bu bağlamda, Avrupa Birliği tarafından yürürlüğe konulan ve sürekli güncellenen Euro emisyon standartları, motor teknolojilerinin evriminde belirleyici bir rol oynamaktadır. Güncel Euro VI standardı, ağır hizmet motorları için NO_x ve partikül emisyonlarını ciddi biçimde sınırlandırmış; yakın dönemde kabul edilen Euro VII standardı ise yalnızca emisyon limitlerini daha da düşürmekle kalmayıp, gerçek sürüş koşullarında emisyon kontrolü, daha uzun dayanıklılık gereklilikleri ve daha geniş çalışma koşullarında emisyon uyumunu zorunlu kılmıştır. Bu gelişmeler, geleneksel dizel yanma stratejilerinin tek başına yeterli olmadığını açıkça ortaya koymaktadır.

Alternatif enerji kaynaklarının içten yanmalı motorlarda kullanımı, özellikle ağır hizmet uygulamalarında, kısa ve orta vadede tam elektrikli çözümlere geçişin sınırlamaları nedeniyle büyük önem taşımaktadır. Bu kapsamda doğal gaz, hidrojen ve bunların dizel ile birlikte kullanıldığı çift yakıtlı sistemler, düşük karbon ayak izi ve daha temiz yanma potansiyelleri sayesinde öne çıkmaktadır. Doğal gaz, düşük karbon içeriği ve partikül oluşumuna yatkınlığının az olmasıyla dikkat çekerken; hidrojen ise yüksek alev yayılma hızı ve geniş yanabilirlik sınırları sayesinde yanma süreçlerinin iyileştirilmesinde güçlü bir katkı sunmaktadır. Ancak bu yakıtların tek başına kullanımı; tutuşma kontrolü, yanma kararlılığı ve emisyon yönetimi açısından çeşitli zorluklar barındırmaktadır.

Bu noktada, mevcut dizel ağır hizmet motorlarının ileri yanma konseptlerine dönüştürülmesi hem maliyet hem de altyapı açısından uygulanabilir bir çözüm olarak değerlendirilmektedir. Özellikle Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli Yanma (HCCI) ve Reaktif Kontrollü Sıkıştırma ile Ateşlemeli Yanma (RCCI) gibi ileri yanma teknikleri, düşük yanma sıcaklıkları sayesinde NO_x ve is emisyonlarını eş zamanlı olarak azaltabilme potansiyeline sahiptir. HCCI konsepti, yakıt-hava karışımının silindir içerisinde homojenleştirilmesine dayanırken, yanma zamanlamasının kontrolü açısından sınırlamalar içermektedir. RCCI ise düşük reaktiviteye sahip bir ana yakıtın emme hattından verilmesi ve yüksek reaktiviteye

sahip bir pilot yakıtın silindir içine püskürtülmesi prensibiyle, yanma fazının daha etkin biçimde kontrol edilmesine olanak tanımaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında, hidrojen ilaveli metan–dizel üç yakıtlı bir ağır hizmet motorunda, dizel pilot yakıt oranı ve enjeksiyon zamanlamasının yanma ve emisyon karakteristikleri üzerindeki etkileri detaylı olarak incelenmiştir. Çalışmanın temel amacı, dizelin minimum seviyede sadece ateşleyici olarak kullanıldığı, hidrojen ve doğal gaz destekli ileri yanma stratejilerinin, yüksek verimli ve düşük emisyonlu bir motor konsepti oluşturma potansiyelini araştırmaktır. Bu bağlamda elde edilen sonuçların, mevcut dizel ağır hizmet motorlarının daha sürdürülebilir ve çevreci çözümlere dönüştürülmesine katkı sağlaması hedeflenmektedir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli (RCCI) yanma stratejileri, farklı reaktiviteye sahip iki yakıtın kontrollü bir şekilde kullanılmasıyla düşük emisyon ve yüksek verimlilik hedefleyen sıkıştırma ateşlemeli motor konseptlerindendir. RCCI modunda genellikle doğal gaz, metan veya alkol yakıtlar gibi düşük reaktivite yakıtlar emme hattına port enjekte edilirken, dizel veya biyodizel gibi yüksek reaktivite yakıtları doğrudan silindire püskürtülerek tutuşma kontrolü sağlanır.

Birçok çalışma, dizel-doğal gaz RCCI konfigürasyonunun performans ve emisyon avantajlarını ortaya koymuştur. Örnek bir çalışmada, doğal gaz-dizel RCCI modunda enjeksiyon zamanlamalarının ve yüksek-düşük reaktivite yakıt dağılımının yanma fazlamasını ve emisyon profillerini etkilediği, NO_x ve kurum oluşumunun önemli ölçüde azaldığı ancak hidrokarbon (HC) emisyonlarında artışla birlikte gözlemlenmiştir [2].

Pilot dizel yakıt oranının RCCI üzerindeki etkisi de literatürde kritik bir parametre olarak incelenmiştir. Yenilikçi deneysel çalışmalar, dizel-biyogaz RCCI motorlarında biyogaz payının artmasının tutuşma gecikmesini uzattığını ve yanma stabilitesini düşürdüğünü göstermiştir; bununla birlikte daha yüksek pilot dizel oranlarının bu olumsuz etkiyi bir ölçüde hafiflettiği belirtilmiştir. Buna ek olarak, pilot yakıt oranındaki değişikliklerin silindir içi basınç, basınç artış oranı ve yanma süreleri üzerindeki etkileri de araştırılmıştır [3].

Yakıt bileşimleri RCCI performansını doğrudan etkilediği için düşük reaktivite yakıt türleri açısından da birçok çalışma bulunmaktadır. Metanol ve diğer alkol yakıtlarının RCCI modundaki potansiyeline yönelik çalışmalarda, düşük reaktivite yakıtın yanma sıcaklıklarını düşürmeye yardımcı olduğu; termal verimlilikte olumlu eğilimler sağladığı, ancak HC ve CO emisyonlarının artış eğilimi gösterebildiği görülmüştür [4].

Son dönemde RCCI çalışmalarında pilot dizel zamanlaması, yük ve reaktivite oranı gibi kontrol parametrelerinin önemi vurgulanmaktadır. Enjeksiyon zamanlamasının fazlamayı öne veya ileriye çekerek hem emisyon hem de verimlilik üzerinde doğrudan etkileri olduğu birçok deneysel ve sayısal çalışmada rapor edilmiştir [5, 6]. Bu parametreler, hem düşük sıcaklık yanma hedeflerini gerçekleştirmek hem de performansı optimize etmek için kritik kontrol değişkenleri olarak kabul edilmektedir.

Genel olarak literatürde RCCI çalışmalarının, dizel pilot yakıt oranı, ana yakıt reaktivitesi, yük-çeşitliliği ve enjeksiyon zamanlaması gibi çok sayıda parametrenin birbirine bağlı olarak incelendiği, bu değişkenlerin yanma karakteristikleri, termal verimlilik ve emisyon çıktıları üzerinde belirleyici olduğu görülmektedir. Bu nedenlerle, mevcut literatür RCCI'nin özellikle ağır hizmet motorlarında düşük NO_x ve partikül emisyonu ile birlikte yüksek verimlilik potansiyeline sahip bir ileri yanma stratejisi olduğunu göstermektedir.

Yapılan sayısal bir çalışmada, doğal gazın düşük reaktivite yakıtı olarak kullanıldığı RCCI yanma stratejisi incelenmiştir. Tek silindirli dizel bir motor geometrisi kullanılarak oluşturulan üç boyutlu model deneysel verilerle doğrulanmış ve doğal gaz ön karışım oranının (15%, 30% ve 45%) yanma ve emisyon karakteristikleri üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Sonuçlar, doğal gaz oranı arttıkça maksimum silindir basıncı ve ısı salım oranının azaldığını, ateşleme gecikmesinin ise arttığını göstermiştir. Emisyon açısından NO_x ve HC emisyonlarında artış gözlenirken, CO ve C_2H_2 emisyonlarında belirgin azalma elde edilmiştir. Çalışma, RCCI motorlarda doğal gaz kullanımının yanma kontrolü ve bazı emisyonların azaltılması açısından avantaj sağladığını, ancak yakıt oranının dikkatli şekilde optimize edilmesi gerektiğini ortaya koymuştur [7].

Etil alkol ve hidrojen içeren çok yakıtlı RCCI sistemlerini inceleyen bir derleme çalışmasında, düşük reaktivite yakıtı olarak etanol ve yüksek difüzyon özelliğine sahip hidrojenin birlikte kullanılmasının motor verimini artırabildiği ve emisyonları azaltabildiği belirtilmiştir. Çalışmada, bu yakıt kombinasyonunun özellikle küçük bir dizel pilot enjeksiyonu ile birlikte kullanıldığı üç yakıtlı RCCI mimarisinin pratik uygulamalarda daha yaygın olduğu vurgulanmıştır. Literatürde bu yapı ile fren termal veriminde yaklaşık 4-7% artış ve partikül emisyonlarında 20-50% azalma rapor edildiği ifade edilmektedir. Ancak hidrojenin yüksek reaktivitesi nedeniyle yanma fazı iyi kontrol edilmediğinde NO_X emisyonlarında artış görülebileceği ve bu nedenle egzoz gazı devridaimi (EGR) gibi kontrol stratejilerinin gerekli olduğu belirtilmiştir [8].

Metan/dizel yakıt çiftinin kullanıldığı RCCI motorları üzerine yapılan başka bir çalışmada ise operasyon parametrelerinin optimizasyonu incelenmiştir. Bu çalışmada motor devri, metan ve dizel miktarı ile dizel enjeksiyon süresinin motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Sonuçlar, uygun çalışma koşullarında RCCI motorunun yüksek indike termal verime ulaşabildiğini ve geleneksel dizel motorlara kıyasla

yakıt tüketimi ile emisyonlarda önemli iyileşmeler sağlanabileceğini göstermiştir. Ayrıca RCCI çalışma koşullarında güç, emisyonlar ve yakıt tüketimi arasında bir optimizasyon gerekliliği olduğu ve NO_x ile diğer emisyon türleri arasında belirli bir denge bulunduğu rapor edilmiştir [9].

Hidrojen katkılı RCCI sistemlerini inceleyen bir çalışmada, hidrojen/dizel tabanlı RCCI konfigürasyonunun yanma ve emisyon karakteristikleri detaylı olarak değerlendirilmiştir. Çalışma sonuçlarına göre, hidrojen kullanımı kurum oluşumunu önemli ölçüde azaltırken, yanma sıcaklığındaki artış nedeniyle NO_x emisyonlarında belirli koşullarda artış meydana gelebilmektedir. Ayrıca yanma fazının (CA50) öne çekilmesi durumunda NO_x oluşumunun arttığı ve bu nedenle enjeksiyon zamanlaması ile EGR gibi kontrol stratejilerinin kritik rol oynadığı belirtilmiştir. Bununla birlikte hidrojen/dizel RCCI sisteminin, uygun parametreler altında yüksek verim ve düşük kurum emisyonları sağlayabildiği rapor edilmiştir [10].

RCCI konseptinin farklı bir yaklaşımı olarak geliştirilen ters reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme (R-RCCI) yöntemi üzerine yapılan bir çalışmada ise geleneksel RCCI yapısı ile karşılaştırmalı bir analiz gerçekleştirilmiştir. Bu yöntemde klasik RCCI'den farklı olarak yakıtların reaktivite dağılımı ters çevrilmekte ve bu sayede yanma sürecinin farklı bir şekilde kontrol edilmesi hedeflenmektedir. HAD ve kimyasal kinetik tabanlı analizler sonucunda, bölünmüş enjeksiyon stratejisinin kullanıldığı R-RCCI modunda NO_x emisyonlarında önemli azalmalar sağlanabildiği ve yanma istikrarının iyileştiği belirlenmiştir. Ayrıca bu yöntemin silindir içi maksimum basıncı düşürerek vuruntu eğilimini azaltabildiği ve performans ile emisyonlar arasındaki dengeyi iyileştirme potansiyeline sahip olduğu ifade edilmiştir [11].

Navid ve diğerleri, Metan-hidrojen karışımı ile birlikte sentetik yakıtların kullanıldığı bir RCCI çalışmasında, düşük reaktivite yakıtı olarak hidrojen katkılı doğal gaz (HCNG) ve yüksek reaktivite yakıtı olarak oxymethylene etherler (OMEn) ve dizel yakıtları birlikte incelemiştir. Çalışma sonuçları, hidrojen içeren gaz yakıtların yanma hızını artırarak silindir içi maksimum basınç ve sıcaklık değerlerini yükselttiğini göstermiştir. Ayrıca HCNG kullanımı sayesinde yanma odasında daha homojen bir karışım oluştuğu ve bunun da yanma verimini artırdığı belirtilmiştir. Bununla birlikte, hidrojen katkısının yanma sıcaklığını artırması nedeniyle NO_x oluşumunun artabileceği ifade edilmiştir. Çalışmada ayrıca OMEn zincir uzunluğunun artmasının basınç ve yanma karakteristikleri üzerinde belirgin etkileri

olduğu ve RCCI modunda kurum emisyonlarının önemli ölçüde azaltılabildiği rapor edilmiştir [12].

Qin ve diğerleri tarafından gerçekleştirilmiş bir çalışmada, RCCI yanma konseptinde alternatif yakıtların performans ve emisyonlara etkisini inceleyen bu çalışmada ise özellikle doğal gaz ve dizel yakıt kombinasyonlarının motor çalışma karakteristikleri üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Araştırma sonuçları, RCCI yanma stratejisinin uygun yakıt oranları ve enjeksiyon zamanlaması ile birlikte kullanılması durumunda geleneksel dizel yanmasına kıyasla daha düşük partikül emisyonları ve iyileştirilmiş yanma kontrolü sağlayabildiğini ortaya koymuştur. Ayrıca çalışmada RCCI modunun yanma fazının kontrol edilmesine olanak tanıdığı ve bu sayede motor performansı ile emisyonlar arasında daha dengeli bir çalışma noktası elde edilebildiği belirtilmiştir [13].

RCCI yanma stratejisinin sayısal olarak doğru şekilde modellenebilmesi için uygun kimyasal kinetik mekanizmalarının geliştirilmesi literatürde önemli bir araştırma konusu haline gelmiştir. Özellikle çok yakıtlı sistemlerde kullanılan mekanizmaların hem doğruluk hem de hesaplama maliyeti açısından dengeli olması gerekmektedir. Bu kapsamda, Fakhari ve diğerleri tarafından, hidrojen katkılı doğal gaz-dizel RCCI yanmasını inceleyen bir çalışmada, HAD simülasyonları için optimize edilmiş yeni bir indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizması geliştirilmiştir. Geliştirilen mekanizma 60 tür ve 372 reaksiyon içermekte olup özellikle ateşleme gecikme süresi ve laminer alev hızı tahminlerinin iyileştirilmesine odaklanmıştır. Mekanizmanın doğrulanması deneysel veriler ile gerçekleştirilmiş ve mevcut doğal gaz-dizel modellerine kıyasla ateşleme gecikmesi tahmininde yaklaşık %20 iyileşme sağlandığı rapor edilmiştir. Ayrıca hidrojen katkısının metan kaçışı ve CO emisyonlarını azalttığı, yanma verimini artırdığı; ancak belirli oranların üzerinde NO_x emisyonlarının artma eğilimi gösterdiği belirtilmiştir [14].

Loyte ve diğerleri tarafından gerçekleştirilmiş, RCCI motorlarında sayısal modelleme çalışmalarına odaklanan bir diğer araştırmada ise doğal gaz ve dizel yakıt kombinasyonlarının yanma mekanizmalarının daha doğru temsil edilebilmesi için indirgenmiş reaksiyon mekanizmalarının geliştirilmesi ve doğrulanması incelenmiştir. Çalışmada farklı mekanizma indirgeme yöntemleri kullanılarak hem hesaplama süresini azaltan hem de yanma karakteristiklerini doğru tahmin edebilen modeller oluşturulmuştur. Sonuçlar, RCCI yanmasının doğru şekilde modellenebilmesi için özellikle düşük sıcaklık

reaksiyonlarının ve ateşleme sürecinin doğru temsil edilmesinin kritik olduğunu göstermiştir. Ayrıca bu tür mekanizmaların HAD tabanlı motor simülasyonlarında kullanılmasının silindir içi yanma süreçlerinin daha ayrıntılı analiz edilmesine olanak sağladığı vurgulanmıştır [15].

Hidrojen katkılı RCCI sistemlerine yönelik literatürde kapsamlı derleme çalışmaları da bulunmaktadır. Bu kapsamda, Eswanto ve diğerleri tarafından gerçekleştirilmiş güncel bir derleme çalışmasında, hidrojenin dizel motorlarda RCCI konsepti ile kullanımı detaylı biçimde incelenmiş; performans, yanma karakteristikleri ve emisyon eğilimleri sistematik olarak değerlendirilmiştir. Çalışmada hidrojen ilavesinin yanma hızını artırdığı, ısıl verimi iyileştirdiği ve özellikle CO, HC ve is (PM) emisyonlarında belirgin azalmalar sağladığı belirtilmiştir. Bununla birlikte yüksek alev sıcaklığına bağlı olarak bazı işletme koşullarında NO_x emisyonlarında artış eğilimi gözlenebileceği vurgulanmıştır. Ayrıca hidrojen kullanımında vuruntu riski, enjeksiyon kontrol hassasiyeti ve hidrojen altyapısına ilişkin teknik ve ekonomik zorluklar da tartışılmıştır. Derleme sonuçları, hidrojen katkılı RCCI sistemlerinin temiz yanma açısından önemli bir potansiyel taşıdığını ancak optimum yakıt oranı ve işletme parametrelerinin dikkatle belirlenmesi gerektiğini ortaya koymaktadır [16].

Longo ve diğerleri tarafından gerçekleştirilmiş bir diğer çalışmada ise hidrojen-dizel çift yakıtlı sıkıştırma ateşlemeli motorların performans ve emisyon karakteristikleri deneysel ve sayısal açıdan değerlendirilmiştir. Hidrojen enerji ikame oranının artırılmasıyla CO_2 emisyonlarının belirgin şekilde azaldığı, CO ve HC emisyonlarında iyileşme sağlandığı görülmüştür. Ancak özellikle yüksek yük koşullarında artan yanma sıcaklığına bağlı olarak NO_x emisyonlarında artış gözlenmiştir. Çalışmada ayrıca EGR oranının artırılmasının silindir içi maksimum basınç ve ortalama sıcaklığı düşürerek NO_x oluşumunu sınırladığı belirtilmiştir. Bu sonuçlar, hidrojen katkısının tek başına değil, EGR ve enjeksiyon stratejileri ile optimize edilmesi gerektiğini göstermektedir [17].

Cheng ve diğerleri [18], üç yakıtlı (RCCI) yanmada pilot yakıt özelliklerinin etkisini incelemek amacıyla kapsamlı bir deneysel çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmada, ön karışımlı metan–hidrojen-hava karışımı küçük miktarda dizel pilot enjeksiyonu ile ateşlenmiştir. Setan sayısı ve aromatik içerik gibi parametreler, farklı emme havası sıcaklıkları ve hidrojen hacim oranları altında değiştirilerek analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, pilot yakıt kimyasının motor performansı üzerinde belirleyici bir rol oynadığını

ortaya koymuştur. Ateşleme gecikme süresinin büyük ölçüde setan sayısı (CN) tarafından kontrol edildiği ve yüksek CN değerine sahip yakıtların yanma başlangıcını önemli ölçüde erkene çektiği belirlenmiştir. Buna karşılık aromatik içeriğin ateşlemenin erken evrelerini baskıladığı gözlemlenmiştir. Yüksek CN ve düşük aromatik içerik değerlerine sahip yakıtların yanma kararlılığı ve indike termal verimi artırdığı tespit edilmiş; ancak bu özelliklerin aynı zamanda son gaz (end-gas) daha erken kendiliğinden tutuşmasına yol açarak şiddetli vuruntu eğilimini artırabileceği belirtilmiştir. Sonuç olarak çalışma, bazı koşullarda %60'a kadar ulaşabilen hidrojen oranlarının optimize edilebilmesi için pilot yakıt seçiminin, enerji dönüşüm verimliliği ile operasyonel güvenlik arasında denge sağlayacak şekilde dikkatle yapılması gerektiğini ortaya koymaktadır.

Rahimi ve diğerleri, [19] ise doğal gaz ve dizel yakıt kullanılan RCCI modunda çalışan bir ağır hizmet dizel motorda hidrojen enerji payını (HES) artırmaya yönelik stratejileri incelemiştir. Çalışmada, doğrudan hidrojen ilavesi ile sentez gazı (H_2 ve CO) kullanımının, orta yük koşullarında enerji ikame sınırları üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır. Simülasyon sonuçları, doğrudan hidrojen ilavesi ile HES değerinin yaklaşık %40'a, sentez gazı kullanımı ile ise %27 seviyesine çıkarılabildiğini ve %50'nin üzerinde indike verim elde edilebildiğini göstermiştir. Ayrıca yanmamış hidrokarbon (UHC) ve karbon monoksit (CO) emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı ve EURO VI emisyon standartlarının sağlandığı belirlenmiştir. Bununla birlikte, HES artışı ile ateşleme gecikmesinin uzadığı ve özellikle doğrudan hidrojen ilavesi durumunda ısı transfer kayıplarının arttığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle çalışma, hızlı ısı salımını kontrol etmek ve kararlı düşük sıcaklık yanmasını sürdürebilmek için EGR hassas bir şekilde yönetilmesi gerektiğini ve sentez gazı kullanımının bu açıdan avantaj sağlayabileceğini vurgulamaktadır.

Literatürde yer alan çalışmalar genel olarak değerlendirildiğinde, RCCI, çift yakıtlı veya üç yakıtlı sıkıştırma ateşlemeli motorlarda düşük reaktiviteli yakıt (doğal gaz, metan, alkol vb.) ile yüksek reaktiviteli pilot yakıtın (dizel) birlikte kullanılmasının yanma faz kontrolü açısından önemli avantajlar sağladığı görülmektedir. Özellikle hidrojen katkısının; yanma hızını artırdığı, alev yayılımını hızlandırdığı ve düşük sıcaklık reaksiyonlarını destekleyerek ısıl verimde artış sağladığı birçok çalışmada rapor edilmiştir.

Çizelge 2.1. Literatürde bulunan RCCI temelli çalışmalar

Çalışma	Yakıt Kombinasyonu	İncelenen Parametreler	Temel Bulgular	Sınırlamalar
Fırat ve diğerleri [7]	Doğal Gaz (Metan) + Dizel (n-heptane)	NG ön karışım oranı; %15, %30, %45 Sıkıştırma Oranı:18,1:1	NG oranının artması, ısı salım hızını (HRR) ve basıncı düşürürken, yanma gecikmesi (ID) artırır; CO emisyonu %29'a, C2H2 emisyonu ise %97'ye kadar azalır; daha yüksek NG oranlarında motor verimliliği düşer.	Sadece sayısal çalışma (deneyle doğrulanmıştır); gaz yakıt olarak sadece metan ile sınırlıdır.
Eswanto ve diğerleri [16]	Hidrojen + Dizel (Derleme)	Çeşitli hidrojen katkılı RCCI motorlarda, termal verimlilik; yanma hızı; emisyonlar (NO_x, PM, CO, HC); Sıkıştırma Oranları:17,5:1-20,5:1	Hidrojen, termal verimliliği artırır ve CO/PM'yi azaltır; ancak daha yüksek yanma sıcaklıkları nedeniyle NO_x'i artırabilir.	Derleme makalesi, hidrojen seviyelerinin %10 üzerinde olmasının operasyonel sorunlara yol açabileceğini belirtiyor.
Longo ve diğerleri [17]	Hythane (20% H_2, 80% CH_4) + Dizel	Hythane enerji oranı; %76'ya kadar, Sıkıştırma Oranı: 16,8:1	Hidrojen enerji oranı %76'ya ulaştı; optimize edilmiş mod ile CO_2-termal verimlilik dengesi sağlandı; EGR ve enjeksiyon kontrolü sayesinde NO_x düşük seviyede tutuldu.	H_2 enerji oranı %76'nın üzerinde olduğunda şiddetli vuruntu ve kararsız yanma meydana geldi.
Alone ve diğerleri [8]	Etanol + Hidrojen + Dizel	BTE; BSFC; NO_x; PM/is; HC/CO; yanma kararlılığı; yaşam döngüsü etkisi, çeşitli sıkıştırma oranları	Etanol tutuşmayı geciktirir ve kurum oluşumunu azaltır; hidrojen yanmayı hızlandırır ve termal genleşmeyi artırır; bu kombinasyon en yüksek verimlilik artışını göstermektedir.	Uzun süreli dayanıklılık testlerinin azlığı; çoğu çalışma dar yük aralıklarıyla sınırlıdır.
Alattwani ve diğerleri [9]	Metan + Dizel (n-heptane)	Motor devri; metan/dizel kütlesi; SOI; dizel enjeksiyon süresi; Sıkıştırma Oranı: 17,5:1	Lambda 2,22-2,37 aralığında uygulanabilir sonuçlar elde edildi; yakıt tüketimi dizel yakıta kıyasla %27,8 azaldı ve verimlilik %21,9 arttı; güç ve NO_x arasında bir denge söz konusu.	Yüksek motor yüklerinde uygulanabilir çözümler azalmaktadır.
Duan ve diğerleri [10]	Hidrojen + Dizel	Tekli ve çiftli DI stratejileri; SOI; giriş basıncı; ön karışımlı enerji oranı; Sıkıştırma Oranı: 16,7:1	H_2 RCCI, benzinli RCCI'ye kıyasla belirgin şekilde daha yüksek ITE değerine sahiptir; çift DI, ITE'yi iyileştirir ve NO_x'i azaltır;	Çalışma, 1500 rpm'lik sabit bir hızda gerçekleştirilmiştir.
Shayesteh ve diğerleri [11]	Dizel + Benzin	Standart ve Ters RCCI modları; SOI; emme sıcaklığı; Sıkıştırma Oranı: 17:1	R-RCCI, daha düzgün basınç profilleri ve daha uzun yanma süreleri sergileyerek, standart RCCI'de görülen vuruntu eğilimlerini azaltır.	Sınırlı motor devrinde (1500 rpm) sayısal doğrulama
Navid ve diğerleri [12]	HCNG (CH_4/H_2) + OME2–4 ve Dizel	OME zincir uzunluğu; basınç; sıcaklık; emisyonlar (NO, CO, kurum); IMEP; termal verimlilik Sıkıştırma Oranı: 19,5:1	OME zincirinin uzatılması, en yüksek HRR'yi öne çekiyor ancak ikinci fazı geciktiriyor; OME2+HCNG en iyi termal verimliliği sunuyor; H_2 ilavesi en yüksek sıcaklığı %16 artırıyor.	Simülasyonda doğrudan karşılaştırma yapılabilecek şekilde hem dizel hem de OME2'yi kapsayan tek bir kimyasal mekanizma bulunmamaktadır.

Çizelge 2.1. (devam) Literatürde bulunan RCCI temelli çalışmalar

Çalışma	Yakıt Kombinasyonu	İncelenen Parametreler	Temel Bulgular	Sınırlamalar
Qin ve diğerleri [13]	Dizel pilot + Metan ve Hidrojen	H_2 ilave oranı (%0, %20, %40, %60); basınç artış hızı; HRR; sıcaklık; emisyonlar Sıkıştırma Oranı: 16,7:1	H_2 ilavesi CO, THC ve kurum oluşumunu azaltır ancak daha yüksek sıcaklıklar nedeniyle NO_x'i artırır; H_2 oranı %60'a ulaştığında vuruntu meydana gelir.	Yüksek hidrojen oranlarında vuruntu riski, çalışma aralığını sınırlandırır.
Fakhari ve diğerleri [14]	HCNG + Dizel	Mekanizma doğruluğu (IDT/LFS); H_2 enerji oranı (%30'a kadar); yanma verimliliği, emisyonlar Sıkıştırma Oranı: 17,1:1	Geliştirilen mekanizma, IDT tahmin doğruluğunu %20 oranında artırıyor; %30 H_2 enerji oranı verimliliği %3 artırıyor ve metan kaçağını %79 oranında azaltıyor.	Aşırı yüksek ikame oranlarında (>%60) NG değiştirme oranlarına ilişkin mekanizma tahminleri sınırlı olabilir.
Loyte ve diğerleri [15]	HCNG + Dizel (n-heptane)	Dizel enjeksiyon zamanlaması (-11 ila -21 ATDC); yük (7, 13, 23 bar IMEP); emisyonlar, Sıkıştırma Oranı: 16:1	H_2 ilavesi düşük ve yüksek yüklerde yanmayı iyileştirir; düşük yük için ileri enjeksiyon zamanlaması en iyisidir, orta yükte ise NO_x için geciktirilmiş zamanlama daha iyidir.	Tek silindirli ağır hizmet tipi motor modeline odaklanan sayısal çalışma.
Cheng ve diğerleri [18]	HCNG ve üç pilot yakıt (PA2, HVO, EN590)	Setan sayısı (CN); aromatik içerik (AC); H_2 oranı; şarj sıcaklığı; kararlılık; IDT; ITE Sıkıştırma Oranı: 16,7:1	Yüksek CN ve/veya düşük AC'ye sahip pilot yakıtlar tutuşmayı ve kararlılığı artırır; daha düşük CN (PA2), bazı koşullarda HVO'dan daha yüksek verimlilik göstermiştir.	Yüksek H_2 oranlarında veya yüksek hava sıcaklıklarında şiddetli vuruntu oluşmaktadır.
Rahimi ve diğerleri [19]	Metan, Hidrojen veya Syngas + Dizel	HES Enerji payı (%40'a kadar); brüt gösterge verimliliği (GIE); Sıkıştırma Oranı: 14,88:1	Hidrojen ikamesi yakıt tüketimini %30'dan fazla azaltmakta; GIE %50'nin üzerinde bir artış sağlamaktadır; CO/UHC emisyonları EURO VI seviyelerine düşürüldü.	Yüksek hidrojen oranlarında NO_x emisyonlarını yönetmek için EGR gereklidir.

Hidrojen ilavesi ile CO, HC ve kurum (PM) emisyonlarında belirgin azalmalar sağlanırken, artan silindir içi sıcaklık ve basınç seviyelerine bağlı olarak bazı çalışma koşullarında NO_x emisyonlarının yükseldiği belirtilmiştir. Bu nedenle EGR oranı, pilot yakıt miktarı ve enjeksiyon zamanlaması gibi parametrelerin optimize edilmesi gerektiği vurgulanmaktadır.

Ayrıca literatürde, doğal gaz-dizel RCCI sistemlerinde reaktivite farkının yanma süresini uzattığı ve basınç artış oranını düşürerek vuruntu eğilimini azalttığı; buna karşılık çok düşük pilot oranlarında yanma kararlılığının zorlaşabileceği ifade edilmektedir. Sayısal modelleme çalışmalarında ise indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizmaların doğruluğu ve düşük sıcaklık kimyasının temsil edilmesi kritik bir araştırma alanı olarak öne çıkmaktadır.

Mevcut çalışmalar incelendiğinde, hidrojen katkılı RCCI sistemlerinin performans ve emisyon karakteristiklerine yönelik çok sayıda araştırma bulunmasına rağmen, aşağıdaki konularda sınırlı sayıda çalışma olduğu görülmektedir:

- Düşük oranlı dizel pilot yakıt kullanımı (%5-10 seviyesinde) ile yanma kararlılığının detaylı incelenmesi,
- Metan-hidrojen-dizel üçlü yakıt kombinasyonunun birlikte optimize edilmesi,
- Düşük pilot yakıt oranlarında enjeksiyon zamanlamasının (özellikle ÜÖN çevresinde 706-716 KA aralığında) sistematik analiz edilmesi,
- NO_x-verim-basınç artış oranı arasında çok parametreli optimizasyon yaklaşımı.

Literatürde çoğu çalışmada hidrojen oranı artırılırken dizel pilot oranının genellikle %15-30 seviyelerinde tutulduğu görülmektedir. Ancak dizelin yalnızca ateşleme başlatıcı (ignitor) olarak minimum seviyede kullanıldığı ve ana enerjinin gaz yakıtlardan sağlandığı sistemlere yönelik kapsamlı analizler sınırlıdır. Bu durum, özellikle karbon yoğunluğunun azaltılması ve dizel tüketiminin minimuma indirilmesi açısından önemli bir araştırma boşluğu oluşturmaktadır. Bu tez çalışması, literatürdeki söz konusu boşluğu doldurmayı hedeflemektedir. Çalışmanın özgün katkıları aşağıdaki şekilde özetlenebilir:

- Dizel pilot yakıt oranı ağırlıkça yalnızca %5 ve %10 seviyelerinde tutularak, dizelin yalnızca ateşleme başlatıcı olarak kullanıldığı ileri bir RCCI yaklaşımı incelenmiştir.
- Metan ana yakıt olarak kullanılmış, performans iyileştirmesi amacıyla belirli oranlarda hidrojen ilavesi gerçekleştirilmiştir.
- Enjeksiyon zamanlaması ÜÖN çevresinde 706-716 KA aralığında sistematik olarak analiz edilerek yanma faz kontrolü detaylı şekilde değerlendirilmiştir.
- Silindir içi basınç, sıcaklık, ısı salım oranı, birikimli ısı salımı ve emisyon karakteristikleri birlikte incelenerek çok yönlü bir performans değerlendirmesi yapılmıştır.

Bu yönleriyle çalışma, düşük karbonlu ve yüksek verimli ağır hizmet tipi motor uygulamalarına yönelik alternatif yakıtlı RCCI sistemlerinin geliştirilmesine katkı sağlamaktadır. Özellikle düşük pilot yakıt oranlarında yanma kararlılığının sağlanması ve enjeksiyon zamanlamasının optimizasyonu konularında literatüre yeni bulgular sunmaktadır.

3. SAYISAL MODELLEME

Bu bölümde, içten yanmalı bir motorun performansı ve emisyon oluşum süreçleri, bir silindirin 1/8 sektör modeli oluşturularak, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi ile kapalı çevrim (IVC ile EVO arasında geçen zaman) olarak incelenmiştir. HAD analizleri için ANSYS Forte 2024 R2 programı kullanılmıştır.

Sayısal çözümlemede kullanılan temel denklemler ve alt modeller aşağıda özetlenmiştir. [20]

3.1. Türbülanslı Tepkimeli Akış için Korunum Denklemleri

Silindir içi tepkimeli akışın sayısal çözümü, kütle, momentum, enerji ve kimyasal tür konsantrasyonlarının eş zamanlı olarak ele alınmasını gerektirmektedir. Bu bölümde ANSYS Forte'nin temel aldığı Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) çerçevesinde türbülanslı tepkimeli akış için kullanılan korunum denklemleri sunulmaktadır.

3.1.1. Tür korunum denklemi

Eş. 3.1'de gösterilen tür korunum denklemi [20], hesaplama alanındaki kimyasal türlerin bileşimini ve evrimini yöneten temel denklemlerden biridir. Tür taşınımı denklemi, her bir tür için ayrı ayrı çözülmekte olup, kimyasal reaksiyon hızları ile doğrudan ilişkilidir.

$$\frac{\partial \overline{\rho}_k}{\partial t} + \nabla.\left(\overline{\rho}_k \tilde{u}\right) = \nabla.\left[\bar{\rho}\, D \nabla \overline{y}_k\right] + \nabla.\Phi + \dot{\overline{\rho}}_k^{c} + \dot{\overline{\rho}}_k^{s} (k = 1, \dots, K) \qquad (3.1)$$

Burada, ρ yoğunluğu, alt simge k tür indeksini, K toplam tür sayısını, u akış hızı vektörünü ve $y_k = \rho_k/\rho$ ise k türünün kütle oranını temsil etmektedir. Karışım için tanımlanan ortalama moleküler difüzyon katsayısı D kullanılmıştır. Φ terimi, konveksiyon teriminin grup ortalaması veya filtrelenmesi sonucunda ortaya çıkan ve modellenmesi gereken ek terimi ifade etmekte olup $\Phi = \bar{\rho}_k \tilde{u} - \overline{\rho_k u}$ şeklinde tanımlanmaktadır. $\dot{\rho}_k^c$ ve $\dot{\rho}_k^s$ terimleri sırasıyla kimyasal reaksiyonlar ve püskürtme buharlaşmasından kaynaklanan kaynak terimleridir.

3.1.2. Süreklilik denklemi

Eş. 3.1'in tüm türler üzerindeki toplamı, Eş. 3.2'de gösterildiği gibi, akışkanın genel kütle süreklilik denklemini verir [20].

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla(\bar{\rho}\tilde{u}) = \dot{\bar{\rho}}^{s} \tag{3.2}$$

3.1.3. Momentum korunum denklemi

Akış alanındaki hız bileşenleri, Newton'un ikinci yasasına dayanan momentum korunum denklemleri ile hesaplanmaktadır. Bu denklemler; basınç gradyanı, viskoz gerilmeler, türbülans etkileri ve varsa gövde kuvvetleri içermektedir [20].

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{u}}{\partial t} + \nabla.(\bar{\rho}\tilde{u}\tilde{u}) = -\nabla\overline{P} + \nabla.\bar{\sigma} - \nabla.\Gamma + \overline{F}^{s} + \bar{\rho}\overline{g} \tag{3.3}$$

Burada $\overline{F}^{s}$ püskürtme nedeniyle birim hacim başına elde edilen momentum kazanım oranıdır. $\bar{\sigma}$ ise Eş. 3.4'te verildiği gibi viskoz kayma gerilimini temsil etmektedir. RANS yaklaşımında Reynolds stresi olarak tanımlanan $\Gamma = \bar{\rho}(\overline{uu} - \tilde{u}\tilde{u})$, doğrusal olmayan konveksiyon teriminin topluluk ortalaması veya filtrelenmesinin etkilerini hesaba katmaktadır.

$$\bar{\sigma} = \bar{\rho}v\left[\nabla\tilde{u} + (\nabla\tilde{u})^{T} - \frac{2}{3}(\nabla\tilde{u})I\right] \tag{3.4}$$

Burada v laminer kinematik viskoziteyi, I birim tensörünü ifade etmektedir.

3.1.4. Enerji korunum denklemi

Enerji korunum denklemi, sistemdeki sıcaklık ve enerji dağılımını belirleyen temel denklemlerden biridir. Bu denklem, viskoz gerilme ve türbülanslı taşınım etkilerinin yanı sıra, kimyasal reaksiyonlardan kaynaklanan kimyasal ısı salımı; $\dot{Q}^{C}$ ve sprey etkileşimlerinden kaynaklanan; $\dot{Q}^{S}$ terimlerini içerir. Denklemin çözümünde, termal iletkenlik λ, akışkan sıcaklığı T ve türlerin özgül entalpisi $\tilde{h}_{k}$ gibi termal özellikler rol oynar.

Enerji denkleminde yer alan H terimi, ortalama alma veya filtreleme etkilerini hesaba katar. $\dot{\bar{Q}}_{rad}$ ise radyasyon ile ısı kaybını temsil eder. Eş. 3.5'te verilen iç enerji taşımımı, Eş. 3.6'da J ile temsil edilen ısı iletimi ve entalpi difüzyonunu temsil eden ısı vektörü verilmiştir [20].

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{I}}{\partial t} + \nabla.(\bar{\rho}\tilde{u}\tilde{I}) = -\bar{p}\nabla.\tilde{u} - \nabla.\bar{J} - \nabla.H + \bar{\rho}\tilde{\varepsilon} + \dot{\bar{Q}}^{C} + \dot{\bar{Q}}^{S} - \dot{\bar{Q}}_{rad} \tag{3.5}$$

$$\bar{J} = -\lambda\nabla\overline{T} - \bar{\rho}D\sum_{k}\tilde{h}_{k}\,\nabla\bar{y}_{k} \tag{3.6}$$

3.1.5. Gaz fazı karışım hal denklemi

Silindir içi gaz fazı karışımının termodinamik davranışı, ideal gaz varsayımı altında modellenmiştir. Basınç, sıcaklık ve yoğunluk arasındaki ilişki Eş. 3.7'de verilen ideal gaz hal denklemi kullanılarak tanımlanmıştır [20].

$$\bar{p} = R_{u}\bar{T}\sum_{k}\frac{\bar{\rho}_{k}}{W_{k}} \tag{3.7}$$

3.2. Türbülans Modeli

Akış alanındaki türbülans etkileri, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) yaklaşımı kapsamında RNG k-ε türbülans modeli kullanılarak modellenmiştir. Bu model, özellikle yüksek gerinim oranlarına ve döngüsel akış yapılarına sahip motor içi akışlar için daha uygun olup, standart k-ε modeline kıyasla daha iyi doğruluk sunmaktadır [20].

Türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans enerji yayılım hızı (ε) için kullanılan taşınım denklemleri sırasıyla Eş. 3.8 ve Eş. 3.9'da verilmiştir.

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{k}}{\partial t} + \nabla.\left(\bar{\rho}\tilde{u}\tilde{k}\right) = -\frac{2}{3}\bar{\rho}\tilde{k}\nabla.\tilde{u} + (\bar{\sigma} - \Gamma):\nabla\tilde{u} + \nabla.\left[\frac{(\mu + \mu_{T})}{Pr_{k}}\nabla\tilde{k}\right] - \bar{\rho}\tilde{\varepsilon} + \dot{\bar{W}}^{s} \tag{3.8}$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \nabla.(\bar{\rho}\tilde{u}\tilde{\varepsilon}) = -\left(\frac{2}{3}c_{\varepsilon 1} - c_{\epsilon 3}\right)\bar{\rho}\tilde{\varepsilon}\nabla.\tilde{u} + \nabla.\left[\frac{v + v_{T}}{Pr_{\varepsilon}}\nabla\tilde{\varepsilon}\right] + \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}}\left(c_{\varepsilon 1}(\sigma - \Gamma):\nabla\tilde{u} - c_{\varepsilon 2}\bar{\rho}\tilde{\varepsilon} + c_{s}\dot{\bar{W}}^{s}\right) - \bar{\rho}R \tag{3.9}$$

3.3. Kimyasal Kinetik Formülasyonu

Kimyasal kinetik formülasyonu, yanma simülasyonlarında türlerin konsantrasyon değişimlerine yol açan reaksiyon yollarını ve hızlarını tanımlayan mekanizmalar ile sağlanır. Forte, bu amaçla ANSYS Chemkin kimya çözücüsünü kullanır, bu bölümde verilen reaksiyon denklemlerinin ayrıntıları ilgili referansta bulunabilir [21]. Kimyasal türlerin K türünün üretim hızı, reaksiyonun ilerleme hızı q_i cinsinden ifade edilir. K adet kimyasal türü içeren tersinir veya tersinmez reaksiyonlar, Eş. 3.10'da gösterildiği gibi, genel bir formda ifade edilebilmektedir [20].

$$\sum_{k=1}^{K} v'_{ki} X_k \Leftrightarrow \sum_{k=1}^{K} v''_{ki} X_k (i = 1, \dots, I) \tag{3.10}$$

Eş. 3.11'de i. reaksiyondaki k. türün üretim hızı şu şekilde yazılabilir.

$$\dot{\omega}_{ki} = (v''_{ki} - v'_{ki}) q_i \; (k = 1, \dots, K) \tag{3.11}$$

Tüm reaksiyonlar üzerinden $\dot{\omega}_{kr}$ teriminin toplamı, Eş. 3.1'de bulunan tür süreklilik denklemindeki kimyasal kaynak terimini, $\dot{\rho}_k^c$ terimini verir. Bu ilişki Eş. 3.12'de gösterilmiştir.

$$\dot{\rho}_k^c = W_k \sum_{i=1}^{I} \dot{w}_{ki} \tag{3.12}$$

Buna bağlı olarak, enerji denklemindeki kimyasal ısı salımı terimi Eş. 3.13'te verilmiştir.

$$\dot{Q}_c = -\sum_{i=1}^{I} Q_i q_i = \sum_{i=1}^{I} \sum_{k=1}^{K} (v''_{ki} - v'_{ki}) (\Delta h_f^0)_k q_i \tag{3.13}$$

$$Q_i = \sum_{k=1}^{K} (v''_{ki} - v'_{ki}) (\Delta h_f^0)_k \tag{3.14}$$

Burada Q_i tepkimenin mutlak sıfırdaki tepkime ısısıdır. Δh_f^0 ise mutlak sıfırda k türlerinin oluşum ısısıdır.

Simülasyonlar, ANSYS Forte'de bulunan Diesel_2comp_191sp__soot-pseudo-gas indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizmasını kullanmaktadır. Bu mekanizma 191 tür ve 1392 reaksiyon içerir ve gaz halindeki hidrokarbonlar için oksidasyon yollarını da dahil ederek dizeli iki bileşenli bir vekil madde kullanarak temsil eder. CHEMKIN formatında uygulanır ve ANSYS Forte'ye entegre edilmiş detaylı kimya çözücüsü kullanılarak çözülür. Mekanizma, ateşleme gecikmesini ve yanma davranışını tahmin etmek için gerekli olan baskın düşük ve yüksek sıcaklık oksidasyon reaksiyonlarını korur, 3 boyutlu motor HAD simülasyonları için hesaplama açısından uygundur.

3.3.1. Yarı ampirik is modeli

Yarı ampirik is modeli, ANSYS Forte'de kimyasal kinetik formülasyonu içinde sunulur. Bu modelin ayrıntıları Vishwanathan ve Reitz'in [22] çalışmalarına dayanır. Eş. 3.15-3.18'de is modelinde kullanılan denklemler verilmiştir.

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{dM_{sf}}{dt} - \frac{dM_{so}}{dt} \tag{3.15}$$

$$\frac{dM_{sf}}{dt} = K_f M_{pre} \tag{3.16}$$

$$K_f = A_{sf} p^n \exp\left(-E_f/RT\right) \tag{3.17}$$

$$\frac{dM_{so}}{dt} = \frac{6MW_c}{\rho_s D_s} M_s R_{total} \tag{3.18}$$

Burada R_{total} ise Nagle ve Strickland-Constable oksidasyon oranı, M_s is kütlesi, p basınç, M_{pre} kurum öncülünün kütlesi, n bir sabit, K_f is oluşum hızı ve MW_c karbonun moleküler ağırlığıdır. Forte'de bu model için kullanılan varsayılan sabit değerler şunlardır: n = 0,5, küresel is oluşum reaksiyonu için ön-üstel faktör A_{sf} = 40 cm^3/mol-s, is oluşumu için aktivasyon enerjisi E_f = 12.500 cal/mol, is yoğunluğu ρ_s = 2 g/cm^3 ve varsayılan is parçacık çapı D_s = 25 nm.

3.4. G-Denklemi Yanma Modeli

Türbülanslı bir yanma modeli olan G-denklemi, yanma denklemlerini çözmek için kullanılır. G-denklemi modeli, taşıma denklemlerine kimyasal kaynak terimlerini dahil etmeden silindir içi türbülanslı alev yanmasını tahmin eder. G-denklemi'nde kullanılan yerel türbülanslı alev hızı, ANSYS Forte'nin yerleşik laminer alev hızları kütüphanesinden tahmin edilir. Laminer alev hızı daha sonra, güç yasası/Gulder denkleminin doğrusal en küçük kareler uyumu kullanılarak önceki adımda hesaplanan tablodaki noktaların örneklenmesiyle yerel koşullara ekstrapole edilir. G-denklemi modeli, bir dizi Favre ortalama denkleminden oluşur. Bu, Favre ortalaması $\tilde{G}$ ve varyansı $\tilde{G}^{n2}$ için denklemlerin yanı sıra türbülanslı/laminer alev yüzey alanı oranı σ_T için bir model denklemini içerir. Türbülanslı/laminer alev yüzey alanı oranı denkleminin uygulanması, türbülanslı alev hızının sonucu olan S_T^0 ifadesidir. RANS ve türbülans modelleme denklemleriyle birlikte, bunlar önceden karıştırılmış türbülanslı alev ön yayılımını tanımlamak için eksiksiz bir denklem kümesi sağlar. ANSYS Forte'de kullanılan denklem kümesi Eş. 3.19 ve 3.20'deki gibidir [20]:

$$\frac{\partial \tilde{G}}{\partial t} + \left(\tilde{\vec{u}} - \vec{u}_{vertex}\right).\nabla \tilde{G} = \frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} S_T^0 \left|\nabla \tilde{G}\right| - D_T \tilde{K} \left|\nabla \tilde{G}\right| \tag{3.19}$$

$$\frac{\partial \widetilde{G''^2}}{\partial t} + \tilde{\vec{u}}.\nabla \widetilde{G''^2} = \nabla_| \left(\frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} D_T \nabla_| \widetilde{G''^2}\right) + 2D_T \left(\nabla \tilde{G}\right)^2 - c_s \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \widetilde{G''^2} \tag{3.20}$$

3.5. Sınır Koşulları ve İlk Değerler

Simülasyonun fiziksel ortamını tanımlamak için Sınır Koşulları ve İlk Değerler zorunludur.

3.5.1. Sınır koşulları

Geometri yüzeylerinde uygulanan Duvar Sınırları, Giriş/Çıkış Sınırları gibi girdileri içerir.

<u>Duvar koşulları</u>

Momentum denkleminde, Duvar Kayma Koşulu (Wall Slip Condition) kullanılabilir. Duvar ısı transferini hesaplamak için Han-Reitz [23] modeli uygulanmıştır. Duvar pürüzlülüğü,

tipik olarak 0,1 mikron (pürüzsüz yüzeyler için) ile 5 mikron (pürüzlü yüzeyler için) arasında değişen pürüzlülük yüksekliği (Roughness Height) ile tanımlanır.

Hareketli duvarlar

Piston hareketi, Kayar Krank (Slider Crank) hareket tipi kullanılarak tanımlanmıştır.

Simetri

Oluşturulan geometride silindirin 45 derecelik sektörü modellenmiş olduğundan, yan yüzeylerde periyodik sınır şartı uygulanmıştır.

Giriş/çıkış koşulları

Giriş sınırları için akış hızı, kütle debisi veya toplam basınç/sıcaklık gibi değerler tanımlanabilir. Toplam nicelikler gaz için statik niceliklere dönüştürülür. Bu çalışmada kapalı çevrim çalışıldığından dolayı, simülasyon boyunca ek bir giriş veya çıkış koşulu tanımlanmamıştır.

3.5.2. İlk değerler

Her hesaplama bölgesi için sıcaklık, basınç ve tür bileşimi gibi başlangıç değerlerinin tanımlanmıştır. Bu değerleri elde etmek için 4. bölümde anlatılan AVL CRUISE M programı kullanılarak 0/1-B (sıfır/bir boyutlu) model oluşturulmuştur.

Çizelge 3.1. Kullanılan ilk değerler

Parametre	Değer	
Sıcaklık (K)	451,93	
Basınç (bar)	3,065	
EGR	15%	
Silindir içi kompozisyon-kütlesel oranları	O_2	0,2119
	N_2	0,7627
	CO_2	0,0173
	H_2O	0,0081

3.6. Sprey Modeli

Sprey modeli, içten yanmalı motor simülasyonlarının önemli bir bileşenidir ve sıvı yakıt enjeksiyonunu simüle etmek için Lagrangian sprey modellerini kullanır. Bu model, hesaplama maliyetini azaltmak için damlacık gruplarını parsel olarak ele alır.

3.6.1. Katı koni sprey

Nozuldan çıkan sıvı çekirdeğinin parçalanması için Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor [24–26] (KH/RT) modelleri kullanılır. KH modeli, nozula yakın bölgede damlacık dökülmesini modellemek için yeni küçük parselleri üretirken, RT modeli parçalanma uzunluğunun ötesinde damlacık boyutunu azaltmak için uygulanır. Sprey modelinde ayrıca damlacık çarpışması ve birleşmesi, buharlaşma ve duvar çarpması gibi önemli fiziksel olaylar da modellenir.

Çizelge 3.2'de tüm HAD analizlerinde kullanılan öne çıkan sayısal modellemeler özetlenmiştir.

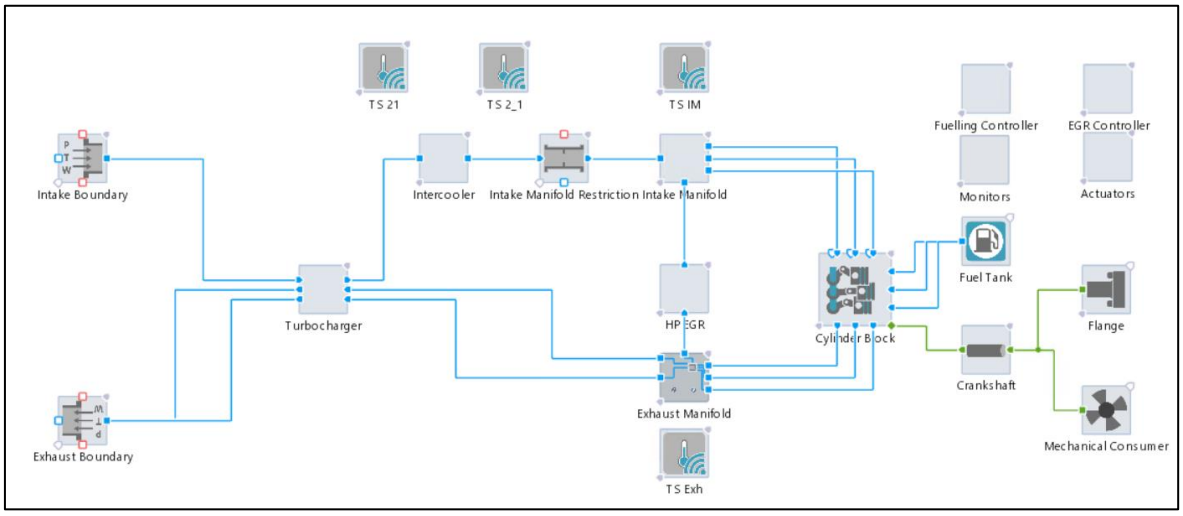
Çizelge 3.2. Kullanılan sayısal modellemeler

Türbülans modeli	RANS RNG k-ε	
Yanma modeli	G-Denklemi	
Kimyasal reaksiyon seti	CHEMKIN – Diesel 2comp 191sp soot-pseudo-gas	
Laminer alev hızı modeli	Power Law	
Türbülanslı alev hızı modeli	Forte Korelasyonu	
Yarı-ampirik is modeli	Two-Step	
Dizel enjeksiyon kompozisyonu kütlesel oranları	n-decane	66,8%
	a-methlynaphtelene	33,2%

Modelde RANS RNG k-ε türbülans, G-Denklemi yanma yaklaşımı ve CHEMKIN tabanlı 2 bileşenli dizel reaksiyon mekanizması kullanılmıştır. Alev yayılımı Power Law (laminer) ve Forte korelasyonu (türbülanslı) ile modellenirken, is oluşumu iki aşamalı yarı-ampirik model ile temsil edilmiştir. Yakıt, %66,8 n-decane ve %33,2 α-methlynaphtelene karışımından oluşmaktadır.

4. 0/1 BOYUTLU AKIŞ SİSTEMİ MODELİ ANALİZLERİ

3-B akış modellemesine geçmeden önce her bir hesaplama bölgesi için sıcaklık, basınç ve tür bileşimi gibi başlangıç koşulları belirlenmesi gerekmektedir; bu başlangıç değerlerinin elde edilmesi amacıyla bu bölümde açıklanan AVL CRUISE M programı kullanılarak 0/1-B bir motor modeli oluşturulmuştur. Model yapısında silindir, emme ve egzoz hatları (intake/exhaust boundary, intake/exhaust manifold), valf zamanlamaları, yakıt püskürtme özellikleri ve yanma alt modelleri ayrıntılı olarak tanımlanmış olup, oluşturulan modelin genel yapısı Şekil 4.1'de sunulmuştur.



Şekil 4.1. AVL Cruise M üzerinde oluşturulan 0/1B Model

4.1. AVL Cruise M Programında Kullanılan Matematiksel Denklemler

Silindir hacim değişimi krank açısına bağlı olarak hesaplanmış, kütle ve enerji korunumu denklemleri zamana bağlı olarak çözülmüştür. Gaz değişim sürecinde akış, uygun debi katsayıları kullanılarak modellenmiş; tür taşınımı ve termodinamik özellikler literatürde yaygın olarak kullanılan bağıntılar aracılığıyla belirlenmiştir. Bazı önemli temel denklemler ve modeller "AVL Cruise M Manuel" kullanılarak aşağıda sunulmuştur.

4.1.1. Türlerin transferi ve gaz özelliklerinin hesabı

AVL CRUISE M, türlerin transferi modellemesini klasik türlerin transferi ile uygulamaktadır. Burada havanın kütle oranı Eş 4.1'de verilmiştir. w_{cp} yanma ürünlerinin, w_{fv} yakıt buharının kütle kesirlerini ifade etmektedir [27].

$$w_{air} = 1 - w_{fv} - w_{cp} \tag{4.1}$$

Eş 4.2 de gösterilen denklem ile yanma ürünlerinin hava-yakıt oranını temsil eden AF_{CP} hesaplanır. w_{FB} yanmış yakıtın kütle oranını temsil etmektedir.

$$AF_{CP} = \frac{w_{CP} - w_{FB}}{w_{FB}} \tag{4.2}$$

4.1.2. Temel korunum denklemleri

Silindirin termodinamik durumunun hesaplanması, Eş. 4.3'te gösterildiği gibi, termodinamiğin birinci yasasına dayanmaktadır. Silindir içindeki kütle değişimi, Eş 4.4'te verildiği gibi içeri giren ve dışarı çıkan kütlelerin toplamından hesaplanabilir:

$$\frac{d(m_c u)}{d\alpha} = -p_c \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_W}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} h_e - q_{ev}\, f\, \frac{dQ_w}{d\alpha} \tag{4.3}$$

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{d\alpha} \tag{4.4}$$

Burada, m_c silindirdeki kütleyi, u özgül iç enerjiyi, p_c silindir basıncını, V silindir hacmini, α krank açısını, Q_F yakıt enerjisini, Q_w duvar ısı kaybını, m_i silindire giren kütle elemanını, h_i içeri giren kütlenin entalpisini, m_e silindirden çıkan kütle elemanını, h_e silindirden çıkan kütlenin entalpisini, q_{ev} yakıtın buharlaşma ısısını, f silindirdeki yakıtın buharlaşma ısısının oranını, m_{ev} buharlaşan yakıtı temsil etmektedir.

4.1.3. Emme ve egzoz portlarındaki kütle akış hesabı

Emme ve egzoz portlarındaki kütle akış hesabı için kullanılan efektif akış alanı hesabı Eş.4.5'de verilmiştir [27].

$$A_{eff} = f_{sc}.\alpha.A_{ref} \tag{4.5}$$

Burada α akış katsayısı, f_{sc} efektif akış alanı ölçeklendirme faktörü ve A_{ref} ise referansa ara yüzey alanıdır.

4.1.4. Isı transferi

Gaz ile duvarlar arasındaki ısı transfer katsayısı AVL 2000 modeli ile hesaplanır. Piston, silindir kapağı ve gömlek aynı modeli kullanır. Gaz değişimi sürecindeki ısı transferi, özellikle düşük motor hızlarında, motorun hacimsel verimini önemli ölçüde etkilemektedir. Woschni [28, 29] ısı transferi korelasyonunun modifiye edilmesiyle oluşturulan AVL 2000 modeli bu etkiyi dikkate almaktadır. Bu modelde gaz değişimi periyodu boyunca ısı transfer katsayısı Eş 4.6 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\alpha = Max\left[\alpha_{woschni}.0{,}013d^{-0{,}2}.p^{0{,}8}.T^{-0{,}53}\left(c_4\left(\frac{d_{in}}{d}\right)^2|v_{in}|\right)^{0{,}8}\right] \tag{4.6}$$

Burada α ısı transferi katsayısı, c_4 = 14 olan bir katsayıyı, d_{in} porta bağlı boru çapını ve v_{in} giriş port hızını temsil etmektedir. Bu modelde, valfin hemen üzerindeki emme portunun çapı özel bir öneme sahiptir; bu nedenle, emme portlarının çapları, portun tüm uzunluğu boyunca doğru bir şekilde belirtilmelidir.

4.1.5. Yanma modeli

Eş 4.7'de verilen Vibe fonksiyonu ortalama ısı açığa çıkma karakteristiklerini hesaplamak için kullanılır [27].

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c}(m+1)y^m e^{-ay^{(m+1)}} \tag{4.7}$$

$$dx = \frac{dQ}{Q} \tag{4.8}$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c} \tag{4.9}$$

Burada x yanmış kütle oranını, α krank açısını, a tamamlanmış yanma için 6,9 değeri olan vibe parametresini, $\Delta\alpha_c$ yanma süresini, m şekil parametresini, Q toplam yakıt ısı girişini, α_0 ise yanma başlangıcını temsil etmektedir.

Two-Zone Vibe yanma modeli ile tek bir kütle ortalama sıcaklığı yerine iki sıcaklık; Eş. 4.10'da gösterilen yanmış (b) ve Eş. 4.11'de gösterilen yanmamış bölge (u)-hesaplanır.

$$\frac{dm_b u_b}{d\alpha} = -p_c \frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{Wb}}{d\alpha} + h_u \frac{dm_b}{d\alpha} - h_{BB,b} \frac{dm_{BB,b}}{d\alpha} \tag{4.10}$$

$$\frac{dm_u u_u}{d\alpha} = -p_c \frac{dV_u}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{Wu}}{d\alpha} + h_u \frac{dm_B}{d\alpha} - h_{BB,b} \frac{dm_{BB,u}}{d\alpha} \tag{4.11}$$

Eş. 4.12'de gösterildiği gibi, hacim değişikliklerinin toplamı silindirdeki hacim değişikliklerine eşit ve bölge hacimlerinin toplamı silindir hacmine eşit olmalıdır.

$$\frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dV_u}{d\alpha} = \frac{dV}{d\alpha} \tag{4.12}$$

$$V_b + V_u = V \tag{4.13}$$

Vibe fonksiyonu ile her zaman adımında yanan karışım miktarı kullanıcı tarafından belirlenir.

4.1.6. Emisyon modelleri

<u>NO_x oluşum modeli</u>

AVL Cruise M yazılımında kullanılan NO_x oluşum modeli, Pattas ve Haefner [30] tarafından geliştirilen yaklaşıma dayanmaktadır. Model, Zeldovich mekanizmasını esas almakta olup, Çizelge 4.1'de verilen altı temel reaksiyon dikkate alınarak NO oluşumu hesaplanmaktadır.

Çizelge 4.1. NO_x oluşum denklemleri

	Stokiyometri	Tepkime oranı $k_i = k_{0,i}T^a e^{\left(\frac{-TA_i}{T}\right)}$	k_0 [cm^3,mol,s]	a [-]	T_A [K]
R1	$N_2 + O = NO + N$	$r_1 = k_1\, c_{N_2}\, c_O$	4,93x1013	0,0472	38048,01
R2	$O_2 + N = NO + O$	$r_2 = k_2\, c_{O_2}\, c_O$	1,48x108	1,5	2859,01
R3	$N + OH = NO + H$	$r_3 = k_3\, c_{OH}\, c_O$	4,22x1013	0,0	0,0
R4	$N_2O + O = NO + NO$	$r_4 = k_4\, c_{N_2O}\, c_O$	4,58x1013	0,0	12130,6
R5	$O_2 + N_2 = N_2O + O$	$r_5 = k_5\, c_{O_2}\, c_O$	2,25x1010	0,825	50569,7
R6	$OH + N_2 = N_2O + H$	$r_6 = k_6\, c_{OH}\, c_O$	9,14x107	1,148	36190,66

Tepkime oranları temsil eden r_i'nin birimi mol/cm^3s'dir, denge koşullarında molar konsantrasyonları temsil eden c_i'nin birimi ise mol/cm^3'dür.

NO üretim/yıkım oranı 4.14'de verilmiştir.

$$r_{NO} = C_{PostProcMult} \cdot C_{KineticMult} \cdot 2\,(1-\alpha^2)\frac{r_1}{1+\alpha AK_2}\frac{r_4}{1+AK_4} \tag{4.14}$$

$$\alpha = \frac{c_{NO,act}}{c_{NO,equ}C_{PostProcMult}}\,, AK_2 = \frac{r_1}{r_2+r_3}\,, AK_4 = \frac{r_4}{r_5+r_6} \tag{4.15}$$

Burada $C_{PostProcMult}$ ve $C_{KineticMult}$ NO üretim hızını ayarlama parametreleridir. α, NO oranı, AK_i ise i. reaksiyondaki Arrhenius sabitleridir.

CO ortaya çıkma modeli

Kullanılan CO oluşum modeli Onorati'ye [31] dayanmaktadır, Çizelge 4.2'deki reaksiyonlar ile oluşturulmuştur.

Çizelge 4.2. Karbon monoksit reaksiyonları

	Stokiyometri	Oran
R1	CO + OH = CO_2 +H	$r_1 = 6{,}76x10^{10}\, e^{(T/1102)}\, c_{CO}\, c_{OH}$
R2	CO + O_2 = CO_2 + O	$r_2 = 2{,}51x10^{12}\, e^{(-24055/T)}\, c_{CO}\, c_{O_2}$

CO üretim/yıkım oranı Eş. 4.16'da verilmiştir.

$$r_{CO} = C_{Const}\,(r_1 + r_2)\,(1 - \alpha) \tag{4.16}$$

$$\alpha = \frac{c_{CO,act}}{c_{CO,equ}} \tag{4.17}$$

Burada C_{Const} CO üretim oranını ayarlama parametresidir. r_{CO} tepkime oranını, α gerçek ile dengedeki durumdaki konsantrasyonlar oranıdır.

<u>İs oluşum modeli</u>

Kullanılan is modeli Schubiger [32] modeline dayanır. İlgili denklemler; Eş. 4.18 ve Eş. 4.19'da verilmiştir.

$$\frac{dm_{s,f}}{dt} = A_{s,f}\,\frac{dm_{fb,diff}}{dt} = \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{n1} (e)^{\frac{E_{s,f}}{R_m T}} \tag{4.18}$$

$$\frac{dm_{s,o}}{dt} = A_{s,o}\,\frac{1}{\tau_{char}}\,(m_{soot})^{n2}\left(\frac{p_{O_2}}{p_{O_2,ref}}\right)^{n3} (e)^{\frac{E_{s,o}}{R_m T}} \tag{4.19}$$

Burada, Eş (4.18) is oluşum oranını (kg/s) ve Eş (4.19) is oksidasyon oranını (kg/s) temsil eder. $\frac{dm_{fb,diff}}{dt}$ difüzyon yanmasının hızını, p basınçları, $E_{s,f}$ ve $E_{s,o}$ formasyon ve oksidasyonun aktivasyon enerjilerini, m_{soot} gerçekteki is kütlesini, τ_{char} karışım terimini, $A_{s,f}$ ve $A_{s,o}$ formasyon ve aktivasyon parametrelerini temsil eder.

4.2. 0/1 Boyutlu Model ve Doğrulaması

Bu bölümde, motorun tam yük altındaki performansını simüle etmek üzere AVL Cruise M yazılımı kullanılarak oluşturulan termodinamik modelin oluşturulurken kullanılan ana parametreler, motor özellikleri ve sonuçlar verilmiştir.

4.2.1. Modelin oluşturulması

Model, motorun gerçek geometrik özellikleri, çalışma koşulları ve işletme parametreleri dikkate alınarak kurulmuş ve deneysel veriler ile karşılaştırmalı doğrulama yapılmıştır.

Model girdileri arasında motor devri, toplam yakıt miktarı, püskürtme başlangıcı, emme havası koşulları ve EGR oranı gibi parametreler yer almaktadır. Hesaplamalar sonucunda silindir içi basınç, sıcaklık, ısı salım oranı, performans büyüklükleri ve silindir çıkışı emisyon değerleri elde edilmiştir. Çizelge 4.3'te modellenen motorun özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.3. Motor özellikleri

Çap x Strok (mm)	104 x 115
Sıkıştırma Oranı	17,5:1
Biyel Kol Uzunluğu (mm)	182
Motor özellikleri Güç (kW)	55 @ 2300 devir/dakika
Maksimum Tork (Nm)	341 @1400 devir/dakika
Turbo Basınç Oranı	1,4
Supap Zamanlamaları (°CA)	IVO: 28 ÜÖNö, IVC: 60 AÖNs EVO: 65 AÖNö, EVC: 33 ÜÖNs
Enjektör Delik Sayısı	8
Enjektör Delik Çapı (mm)	0,132
Rail Basıncı (bar)	1600
Sprey Açısı	151°

Çizelge 4.4'te bazı model girdileri verilmiştir. Çalışmada toplam yakıt kütlesi tüm durumlar için 64 mg/çevrim olarak sabit tutulmuş, farklı yakıt oranları bu toplam değer üzerinden hesaplanarak belirlenmiştir. Böylece, yakıt oranındaki değişimlerin yanma karakteristikleri üzerindeki etkileri izole bir şekilde incelenebilmiştir. Ayrıca, EGR oranı %15 seviyesinde

sabit tutulmuştur; bu yaklaşım, EGR'nin sabit bir arka plan etkisi oluşturmasını sağlayarak, çalışmada esas olarak yakıt kompozisyonunun etkilerinin daha net bir şekilde karşılaştırılmasına olanak tanımaktadır. Yakıt denge katsayısı (Φ) ise 0,56 olarak belirlenmiş olup, sistemin fakir karışım koşullarında çalıştığını göstermektedir.

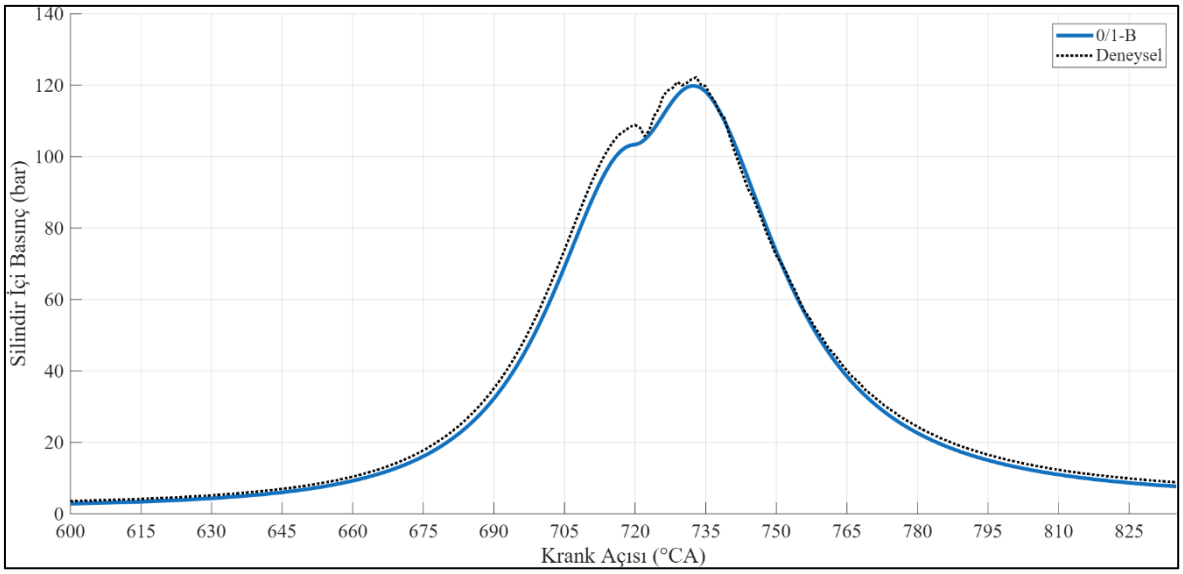
Çizelge 4.4. Motor parametreleri

Parametre	Değer
Motor Hızı (devir/dakika)	2300
Temel Enjeksiyon Zamanlaması (°CA)	719,5- 0,5 ÜÖNö
Enjeksiyon Süresi (°CA)	14
Yakıt Denge Katsayısı (Φ)	0,56
Yakıt Kütlesi (mg/çevrim)	64
EGR Yüzdesi (%)	15

4.2.2. Modelin deneysel veri ile doğrulanması

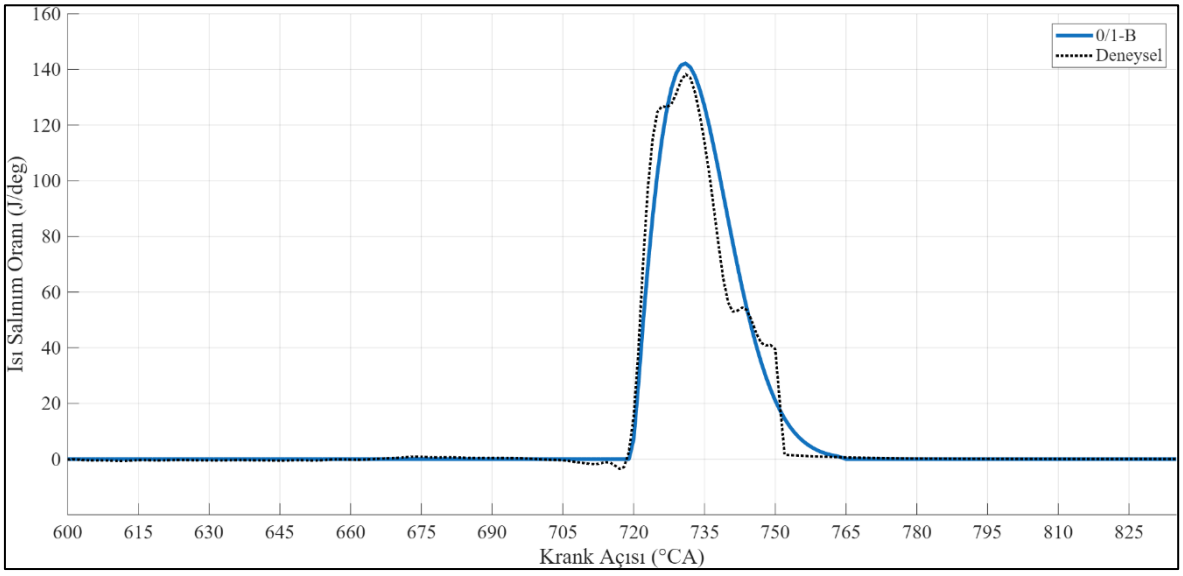
Şekil 4.2 ve 4.3'te 0/1-B modelinden elde edilen silindir içi basınç ve ısı salım oranı sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırılmaktadır. Genel olarak her iki parametre açısından da modelin yanma fazını ve karakteristik noktaları başarılı biçimde yakaladığı görülmektedir.

Şekil 4.2'de basınç eğrileri incelendiğinde, sıkıştırma süreci boyunca model ve deneysel sonuçların uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Yanmanın başlamasıyla birlikte basınçtaki hızlı artış her iki durumda da benzer krank açılarında gerçekleşmektedir. Maksimum basınç değerinin ve tepe noktasının konumu model tarafından deneysele kıyasla 1,96% farkla elde edilmiştir. Bununla birlikte, model sonucunun bazı bölgelerde deneysele kıyasla hafif sapmalar gösterdiği görülmektedir. Bu farklılıklar: ısı transferi, püskürtme atomizasyonu, karışım heterojenliği ve kimyasal reaksiyon mekanizmalarının sadeleştirilmiş temsili gibi nedenlere bağlanabilir.



Şekil 4.2. 0/1-B modelin silindir içi basınç değerinin deneysel veri ile karşılaştırılması

Şekil 4.3'de ısı salım oranı eğrileri değerlendirildiğinde de benzer bir uyum söz konusudur. Model, tutuşma başlangıcını ve ana yanma fazındaki hızlı enerji açığa çıkışını doğru zaman aralığında öngörebilmektedir. Ancak maksimum ısı salım oranının modelde (142.16 J/deg) deneysel sonuca (138,28 J/deg) göre bir miktar (2,7%) daha yüksek olduğu gözlemlenmektedir. Tepe sonrasında deneysel eğride gözlenen kademeli azalma ve küçük dalgalanmalar olduğu halde, 0/1-B'da kullanılan Two-Zone Vibe yaklaşımından kaynaklanan dalgalanma olmadan azalma gözlemlenmektedir.



Şekil 4.3. 0/1-B modelin ısı salım oranı değerinin deneysel veri ile karşılaştırılması

Basınç ve ısı salım oranı birlikte değerlendirildiğinde, modelin yanma zamanlamasını, yanma şiddetini ve genel enerji dönüşüm sürecini güvenilir bir doğrulukta yansıttığı sonucuna varılmaktadır.

Çizelge 4.5'te 0/1-B modelden elde edilen motor performans parametreleri deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar genel olarak değerlendirildiğinde, modelin motorun ortalama performans karakteristiklerini yüksek doğrulukla tahmin edebildiği görülmektedir.

BMEP değerleri incelendiğinde, model ile deneysel sonuçlar arasındaki farkın yalnızca 0,20% seviyesinde olduğu belirlenmiştir. Bu durum, modelin silindir içi ortalama efektif basıncı ve dolayısıyla çevrim boyunca üretilen net işi başarılı bir şekilde temsil ettiğini göstermektedir. Benzer şekilde tork değerleri açısından farkın 0,01% gibi ihmal edilebilir bir seviyede kalması, krank miline aktarılan mekanik enerjinin model tarafından oldukça doğru hesaplandığını ortaya koymaktadır.

Özgül yakıt tüketimi (ÖYT) açısından bakıldığında, 0,46%'lık düşük bir sapma söz konusudur. Bu sonuç, 0/1-B modelinin yakıt enerjisinin faydalı işe dönüşümünü ve genel enerji dengesini deneysel sonuçlara yakın biçimde yansıttığını göstermektedir. Maksimum silindir içi basınç değerinde ise farkın 1,96% seviyesine çıktığı görülmektedir. Bu sapma, yanma hızının ve ısı salımının tepe değerlerinin Two-Zone Vibe yanma modeli ile modellenmesinden kaynaklanan doğal sınırlamalara bağlanabilir.

Fren termal verimliliği açısından model ve deneysel sonuçlar arasındaki fark 1,16% ile sınırlı kalmıştır. Bu durum, modelin genel verimlilik trendlerini ve motorun enerji dönüşüm performansını güvenilir bir doğrulukla temsil ettiğini göstermektedir.

Çizelge 4.5. 0/1-B modelden elde edilen motor performans değerlerinin deneysel veri ile karşılaştırılması

	BMEP (bar)	ÖYT (g/kWh)	Tork (Nm)	Maksimum Basınç (bar)	Fren Termal Verimliliği (%)
0/1-B Model	10,06	234,28	234,78	119,83	35,90
Deneysel	10,04	233,20	234,80	122,22	36,32
Fark	0,20%	0,46%	0,01%	1,96%	1,16%

Çizelge 4.6'da 0/1-B modelden elde edilen emisyon değerleri deneysel ölçümler ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, performans parametrelerine kıyasla emisyon tarafında bazı farklılıkların daha belirgin olduğunu, ancak bunun önemli ölçüde modelleme koşullarından kaynaklandığını göstermektedir.

İs emisyonları incelendiğinde model ile deneysel veri arasında yaklaşık %10,5 seviyesinde bir fark bulunmaktadır. Bu sapma modelin karışım oluşumu ile yanma kalitesini makul doğrulukta temsil edebildiğini göstermektedir. 0/1-B yaklaşımının ayrıntılı püskürtme ve yerel zenginlik dağılımlarını doğrudan çözmemesine rağmen yakın sonuç elde edilmiştir.

NO_x değerlerinde ise model sonuçlarının deneysel verilere göre oldukça yüksek kaldığı görülmektedir. Ancak burada kritik nokta, deneysel NO_x değerinin SCR sistemi sonrasında ölçülmüş olmasıdır. Başka bir ifadeyle deneysel veri, silindir çıkışı ham emisyonu değil, egzoz arıtımından sonra önemli ölçüde azaltılmış değeri temsil etmektedir. Modelde ise motor çıkışındaki ham NO_x tahmin edilmektedir. Bu nedenle iki sonuç arasındaki büyük fark, yanma modelinden ziyade art arıtma sisteminin etkisinden kaynaklanmaktadır ve doğrudan model hatası olarak değerlendirilmemelidir.

CO_2 emisyonlarında farkın %6,13 seviyesinde olduğu görülmektedir. Bu nispeten düşük sapma, yakıt tüketimi ve karbon dengesi hesaplarının model tarafından deneysel eğilimlere paralel biçimde yakalandığını göstermektedir.

Çizelge 4.6. Emisyon değerlerinin deneysel veri ile karşılaştırılması

	İs (g/kWh)	NO_x (ppm)	CO_2 (%)
0/1-B Model	0,0213	1115,35	7,96
Deneysel	0,0238	443,18 (SCR Sonrası)	7,5

Genel olarak, elde edilen düşük hata oranları 0/1-boyutlu modelin hem performans hem de enerji temelli parametreler açısından deneysel verilerle uyumlu olduğunu ortaya koymaktadır. Bu bağlamda söz konusu modelin, daha ayrıntılı HAD analizleri öncesinde sınır şartlarının belirlenmesi, temel performans değerlendirmeleri ve parametre çalışmaları için güvenilir bir ön model olarak kullanılabileceği sonucuna varılmaktadır.

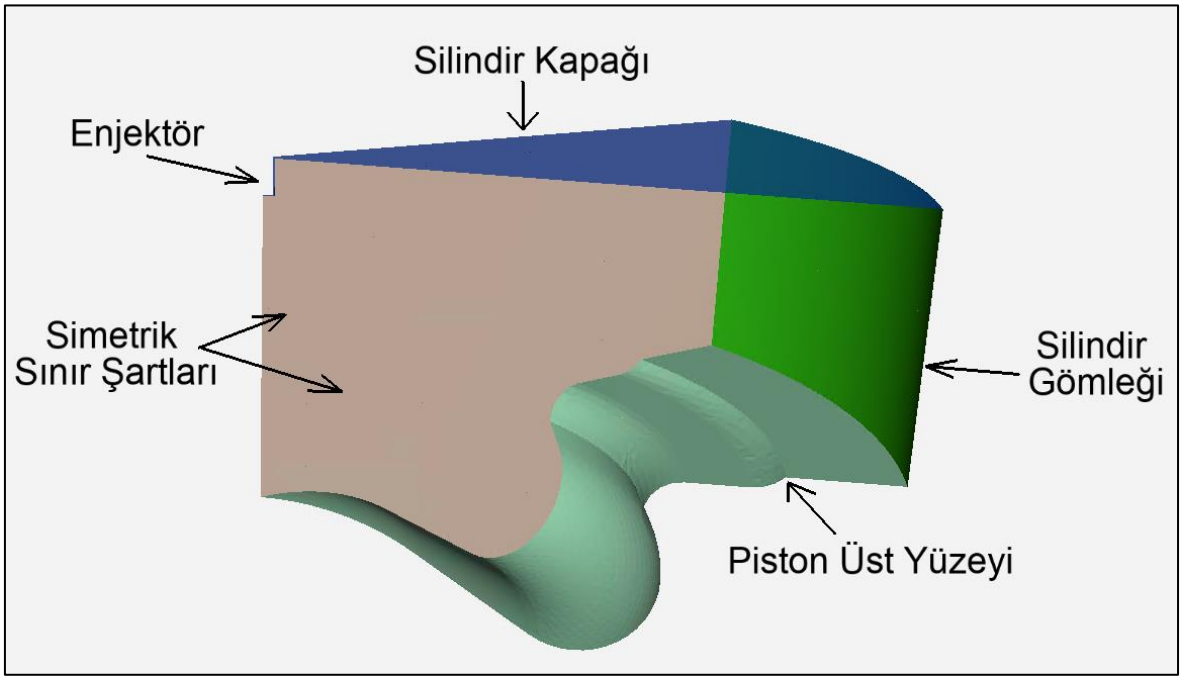
Emisyon değerlerinde ise, özellikle is ve CO_2 açısından elde edilen yakın sonuçlar 0/1-boyutlu modelin emisyon tahminlerinde kullanılabilirliğini desteklemektedir. NO_x tarafındaki yüksek fark ise deneysel ölçümün SCR sonrası olması nedeniyle beklenen bir durumdur ve motor çıkışı ham değerleri ile karşılaştırma yapıldığında uyumun artacağı öngörülmektedir.

5. SEKTÖR MODEL AKIŞ ANALİZLERİ

Baz alınan dizel motorda 8 delikli enjektör kullanımından yararlanarak bir silindirin 1/8 kısmı alınarak sektör modeli oluşturulmuştur. Kullanılan sektör modelin, tam modele göre kıyaslanması ve deneysel veri ile doğrulanması ilgili çalışma [33] kullanılarak faydalanılmıştır, bu çalışmada sektör modelin, tam modele göre daha hızlı sonuçlar elde ettiğini, motor performans ve emisyon eğilimlerini doğru bir şekilde hesapladığı vurgulanmıştır.

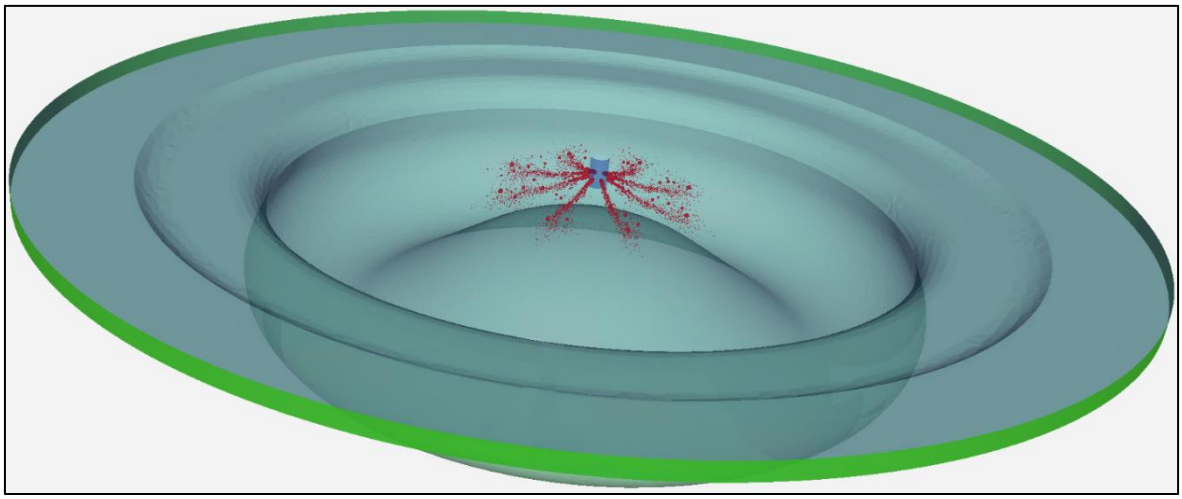
5.1. Üç Boyutlu Model ve Sınır Şartları

Şekil 5.1'de ANSYS Forte ortamında simüle edilen sektör silindir geometrisi ve kullanılan sınır şartları gösterilmiştir. Burada simetrik sınır şartları sektör modeli kullanılmasından dolayı tanımlanmıştır.



Şekil 5.1. Üç boyutlu sektör modeli

Şekil 5.2'de oluşturulan sektör modelinin dairesel olarak aynalanıp temsil ettiği silindir ve enjeksiyon zamanı gösterilmiştir.

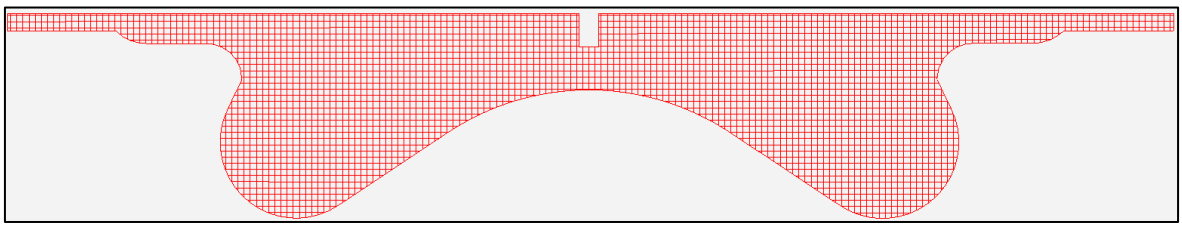


Şekil 5.2. Dairesel aynalı dizel enjeksiyonu ve piston üst profili

5.2. Ağ Yapısı Bağımsızlığı ve Deneysel Verilerle Doğrulama

HAD analizlerinde elde edilen sonuçların güvenilirliği, büyük ölçüde kullanılan ağ (mesh) yapısına bağlıdır. Hesaplama ağının yeterince ince olmaması durumunda, sayısal saçılma ve ayrıklaştırma hataları nedeniyle fiziksel gerçeklikten sapmalar meydana gelebilir. Bu nedenle, HAD çalışmalarında ağdan bağımsızlık analizinin yapılması, doğrulama ve verifikasyon sürecinin temel bir parçasıdır.

Şekil 5.3'te uygulanan ağ yapısı gösterilmiştir, görsel olarak piston yüzeyini daha iyi temsil edebilmek amacıyla ortasından aynalanmıştır.



Şekil 5.3. Aynalı silindir ağ yapısı

5.2.1. Richardson ekstrapolasyonuna dayalı GCI yöntemi

Bu çalışmada, ağ hassasiyetinin nicel olarak değerlendirilmesi amacıyla Richardson ekstrapolasyonuna dayalı GCI yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem, farklı ağ yoğunluklarında elde edilen çözümler arasındaki farklardan yararlanarak, çözümün teorik olarak sonsuz ince

ağ limitindeki değerini tahmin etmekte ve ağdan kaynaklanan sayısal belirsizliği yüzdesel bir hata bandı olarak ifade etmektedir.

GCI yöntemi, Roache [34] tarafından HAD uygulamaları için standartlaştırılmış olup, yalnızca sonuçların yakınsadığını göstermekle kalmaz, aynı zamanda ağdan kaynaklanan hata seviyesini de raporlanabilir ve karşılaştırılabilir bir ölçüt haline getirir. Bu sayede, farklı ağ seviyelerinde elde edilen çözümler arasında tutarlılık değerlendirilmekte ve seçilen ağ yapısının mühendislik açısından yeterliliği nesnel olarak ortaya konulmaktadır.

Eş. 5.1, kullanılan eleman sayısı olan N ile karakteristik eleman boyutu olan h'ı hesaplamak için kullanılır. Eş. 5.2 ise ardışık ağ seviyeleri arasındaki geometrik inceltme oranını tanımlar. h_i, h_j ve h_k sırasıyla ince, orta ve kaba ağların karakteristik eleman boyutlarını temsil eder. GCI yönteminin uygulanabilmesi için bu oranın sabit olmalıdır.

$$h_i = \left(\frac{1}{N}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{5.1}$$

$$r = \frac{h_j}{h_i} = \frac{h_k}{h_j} \tag{5.2}$$

Eş. 5.3, çözümün ağ inceltmeye nasıl tepki verdiğini gösteren gözlemlenen yakınsama mertebesi p'yi hesaplamak için kullanılır, Gözlemlenen negatif bir p, ağ dizisinin asimptotik aralıkta olmadığını gösterir ve ekstrapolasyon yapılmamalıdır. Burada Φ, incelenen fiziksel büyüklüğü temsil eder.

$$p = \ln\left(\left|\frac{\Phi_k - \Phi_j}{\Phi_j - \Phi_i}\right|\right) / \ln(r) \tag{5.3}$$

Eş. 5.4, çözümün teorik olarak sonsuz ince ağ durumundaki değerini tahmin eder. Richardson ekstrapolasyonu, ayrıklaştırma hatasının ağ boyutuna bağlı olarak azaldığı varsayımına dayanır.

$$\Phi_{ext} = \Phi_i \left(\frac{\Phi_i - \Phi_j}{r^p - 1}\right) \tag{5.4}$$

Eş. 5.5, ağ seviyesinde elde edilen sonucun, ekstrapole edilmiş ağdan bağımsız çözüme göre göreceli hatasını ifade eder.

$$e_{ext,i} = \frac{|\Phi_i - \Phi_{ext}|}{\Phi_i} \tag{5.5}$$

İnce ve orta ağlar arasındaki ayrıklaştırma hatasının yüzdesel tanımı Eş. 5.6 ve 5.7 de gösterildiği gibidir. Burada F_s güvenlik faktörüdür ve genellikle 1,25 olarak alınır [34].

$$GCI_{ji} = \frac{F_s(\Phi_i - \Phi_j)}{\Phi_i(r^p - 1)} \tag{5.6}$$

$$GCI_{kj} = \frac{F_s(\Phi_j - \Phi_k)}{\Phi_j(r^p - 1)} \tag{5.7}$$

Çözümün asimptotik yakınsama bölgesinde olup olmadığını kontrol etmek için ise Eş. 5.8 kullanılır. Oranın bire yakın olması, ağdan bağımsızlık analizinin geçerli olduğunu gösterir.

$$\frac{GCI_{kj}}{GCI_{ji}\, r^p} \approx 1 \tag{5.8}$$

Richardson ekstrapolasyonu ile ağ bağımsızlığı çalışmalarının, içten yanmalı motorlar HAD analizlerine uygulanması için kritik öneme sahip olan maksimum silindir-içi basınç (P_{maks}) seçilmiş, GCI analizi gerçekleştirilmiş ve çözümün asimptotik yakınsama bölgesinde olup olmadığı araştırılmıştır.

Çizelge 5.1'de ÜÖN eleman sayısı, Eş. 5.1 kullanılarak karakteristik eleman sayısı ve eleman boyutu verilmiştir. Başlangıç ağ seviyesi olarak üst ölü noktada 10 000 eleman sayısını veren, 0,88 cm "Global Mesh Size" ayarı ile eleman boyutu tanımlanmıştır, bu nokta kullanılarak inceltme oranı 2 ile ağ inceltilmiş ve 0,22, 0,44 ve 0,88 eleman boyutları ile 1. analiz gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 5.1. Ağ bağımsızlığı analizleri için kullanılan ağ inceltme oranı, eleman sayıları, karakteristik eleman sayıları ve eleman boyutları

Analiz	r	ÜON Eleman Sayısı	h	Eleman Boyutu (cm)
1	2	640 000	0,01160	0,22
		79 000	0,02331	0,44
		10 000	0,04642	0,88
2	1,3	640 000	0,01160	0,22
		290 000	0,01511	0,29
		132 000	0,01964	0,37
3	1,3	1 400 000	0,00894	0,17
		640 000	0,01160	0,22
		290 000	0,01511	0,29

Çizelge 5.2'de sunulan 1. analiz sonuçları incelendiğinde, ağ yapısı inceldikçe elde edilen çözümlerin ağdan bağımsız çözüm değerine sistematik olarak yaklaştığı ve buna paralel olarak GCI değerlerinin azaldığı görülmektedir. Bu eğilim, 0,22 cm eleman boyutuna sahip ağ yapısının incelenen parametreler için yeterli ağ bağımsızlığı sağladığını ve güvenilir sonuçlar verdiğini göstermektedir. Asimptotik oranın Eş. 5.8'i sağlaması analizin geçerli olduğunu kanıtlamaktadır.

Elde edilen sonucun kullanılan ağ inceltme oranından bağımsız olduğunu görmek adına Çizelge 5.1'de 2. analizde görüldüğü gibi, 0,22 cm eleman boyutu ile 1.3 ağ inceltme oranı ile 2. analiz gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.2'de 2. analiz incelendiğinde 0,22 cm eleman boyutunun, 1. analizde de olduğu gibi ağ bağımsızlığını sağladığı görülmektedir.

Son olarak Çizelge 5.1'de 3. analizde gösterilen, 1.3 ağ inceltme oranı ile 0,22 cm eleman boyutundan daha küçük bir eleman boyutu olan, 0,17 cm elaman boyutu incelenmiştir. Çizelge 5.2'deki ilgili sonuç incelendiğinde, gözlemlenen yakınsama mertebesi negatif olarak hesaplanmıştır; bu da çözümün asimptotik yakınsama aralığında yer almadığını göstermektedir. Böylelikle Richardson ekstrapolasyonu ve GCI analizi bu ağ dizisi için uygulanamaz olduğu görülmüştür.

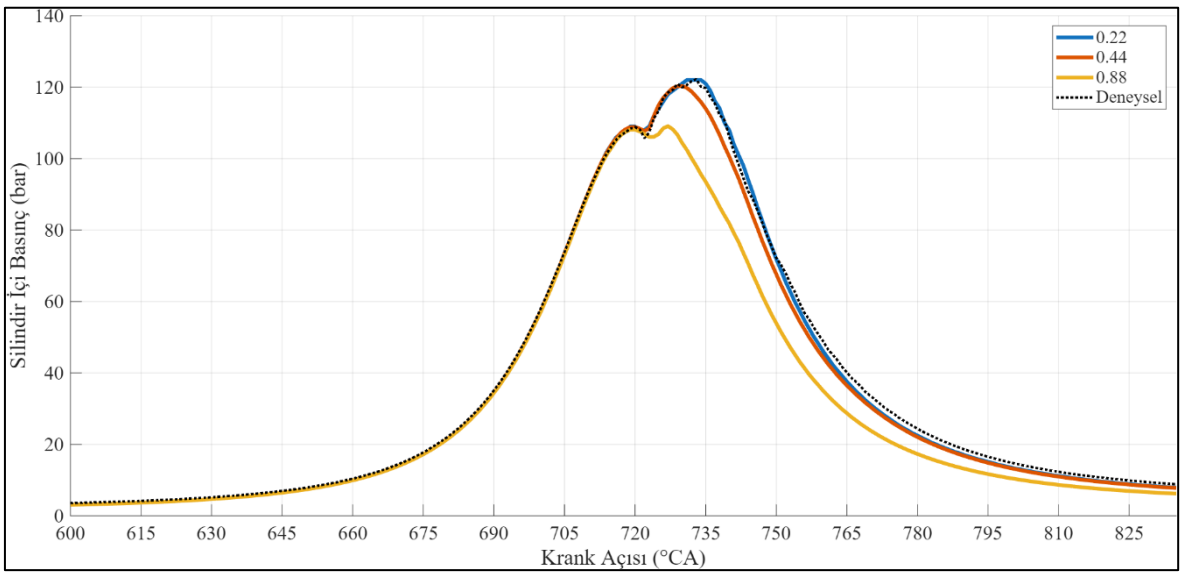
Yapılan 3 farklı dizin Richardson ekstrapolasyonu ve GCI analizleri sonucunda 0,22 cm elaman boyutu ile HAD analizlerine devam edilmesine karar verilmiştir.

Çizelge 5.2. Ağ bağımsızlığı analizlerinin sonuçları

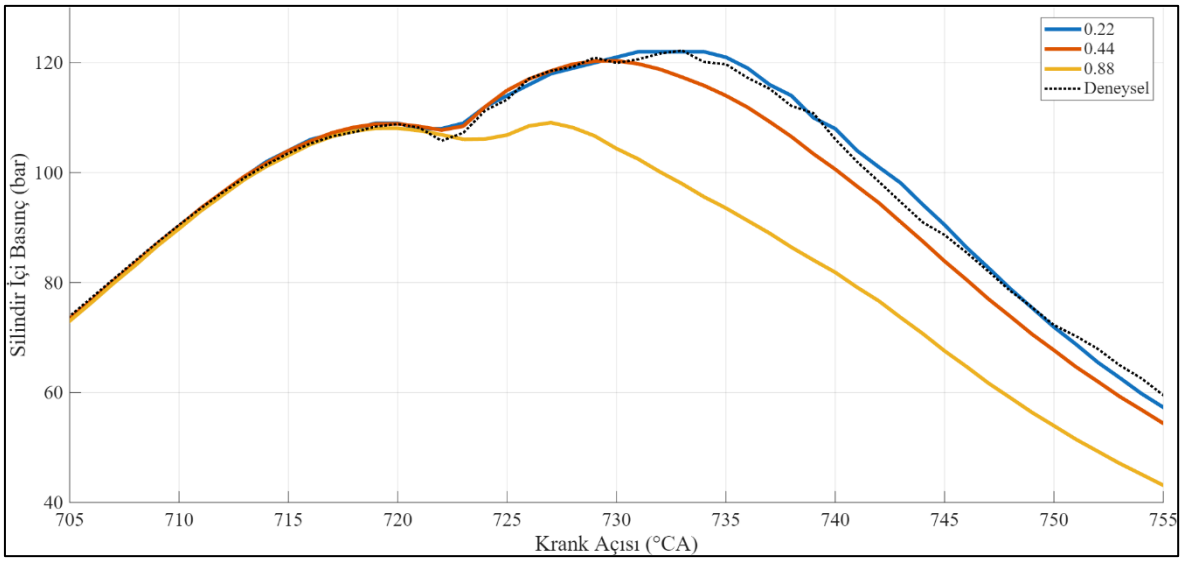
Analiz	Eleman Boyutu (cm)	P_{maks} (bar)	p	r^p	Φ_{ext}	e_{ext}	GCI	Asimptotik Oran
1	0,22	122,30	2,53	5,781	122,71	0,33%	0,42%	1,016
	0,44	120,35				1,92%	2,45%	
	0,88	109,10				11,09%	-	
2	0,22	122,30	8,60	9,546	122,29	0,01%	0,01%	0,999
	0,29	122,39				0,08%	0,10%	
	0,37	121,57				0,59%	-	
3	0,17	123,64	-10,47	0,064	122,21	1,17%	-1,45%	1,011
	0,22	122,30				0,08%	-0,09%	
	0,29	122,39				0,15%	-	

5.2.2. Deneysel veriler ile dizel analizinin doğrulanması

Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'de önceki kısımda ağ bağımsızlığı çalışmasında kullanılan Çizelge 5.1'de bulunan 1. analiz dizininin silindir içi basınç değerlerinin, deneysel basınç değeri ile karşılaştırması verilmiştir. Ağ bağımsızlığı çalışmasında seçilen 0,22 cm eleman boyutuna sahip çözümün, basınç değerlerinin, deneysel veriye uygun sonuç verdiği gösterilmiştir.

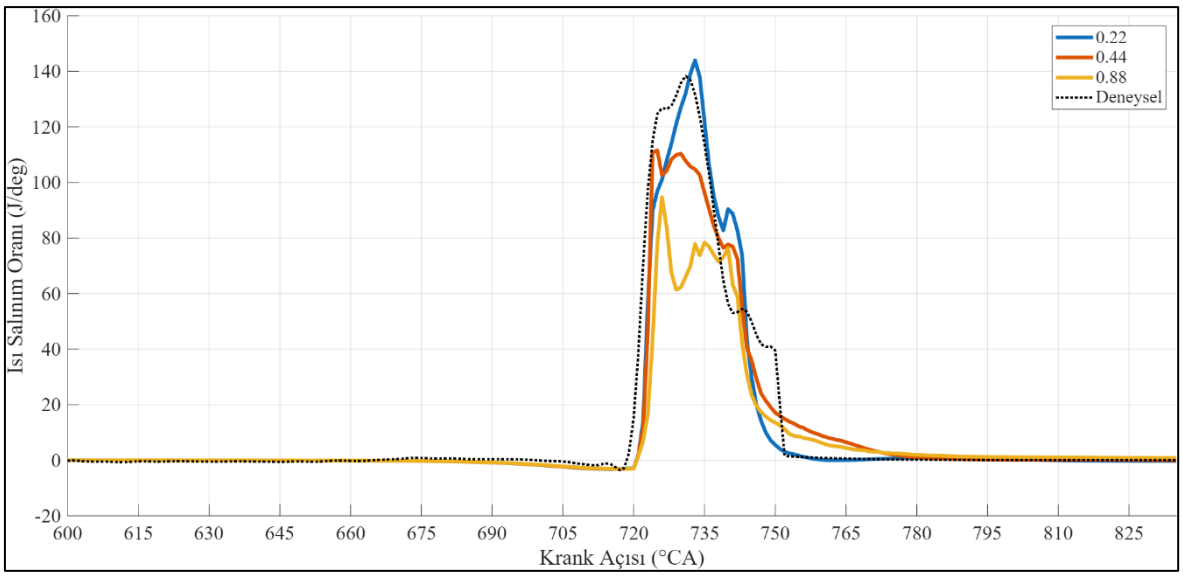


Şekil 5.4. Deneysel veri ile farklı eleman sayılı HAD analizlerinin silindir içi basınç karşılaştırılması



Şekil 5.5. Deneysel veri ile farklı eleman sayılı HAD analizlerinin silindir içi tepe basınç detay görüntüsü

Şekil 5.6'da ısı salım değerleri ile deneysel veri karşılaştırılmıştır. Saf dizel koşulları için 0.22 durumunda elde edilen ısı salım eğrisi deneysel veri ile genel eğilim ve yanma başlangıcı açısından uyum göstermesine rağmen, modelde maksimum ısı salım oranının daha yüksek ve daha keskin olması, ön karışım yanma fazının olduğundan hızlı tahmin edilmesine, yani tutuşma gecikmesi ve karışım oluşumunun idealize edilmesinden kaynaklanmaktadır. Bu yerel farklar genel eğilimi bozmamakta ve motor performansı olarak farklara yol açmamaktadır.



Şekil 5.6. Deneysel veri ile HAD analizlerinin ısı salım oranının karşılaştırılması

Çizelge 5.3'te 0,22 eleman boyutlu çözümün motor performansı değerlerinin deneysel veri ile karşılaştırılması verilmiştir. 0,22 cm eleman boyutuna sahip ağ yapısı ile elde edilen HAD sonuçlarının deneysel verilerle karşılaştırılması sonucunda, maksimum silindir basıncı açısından oldukça iyi bir uyum elde edilmiş olup, fark yalnızca %0,24 olarak hesaplanmıştır. Bu sonuç, yanma sürecinin ve basınç gelişiminin sayısal olarak doğru şekilde temsil edildiğini göstermektedir.

Motor gücü HAD analizinde deneysel değere kıyasla yaklaşık %5,06 daha yüksek tahmin edilmiştir. Benzer şekilde, özgül yakıt tüketimi değeri deneysel sonuçlara göre %4,39 daha düşük hesaplanmış, termal verimlilik ise deneysel değerle uyumlu şekilde yalnızca %2,78 fark göstermiştir. Bu sapmalar, simülasyonda mekanik kayıplardan kaynaklanan verimin 90% olarak kabul edilmesinden kaynaklanabilecek düşük seviye farklar olarak değerlendirilmektedir.

Çizelge 5.3. Seçilen eleman sayısının motor performans değerlerinin deneysel veri ile karşılaştırılması

	Maksimum Basınç (bar)	Maksimum Sıcaklık (K)	Güç (kW)	ÖYT (g/kWh)	Termal Verimlilik
HAD-0,22	122,30	1806,88	59,42	222,97	0,37
Deneysel	122,60	-	56,56	233,20	0,36
Fark	0,24%	-	5,06%	4,39%	2,78%

Çizelge 5.4'te 0,22 eleman boyutlu çözümün emisyon değerlerinin deneysel veri ile karşılaştırılması verilmiştir. Emisyon sonuçları incelendiğinde, is ve THC emisyonlarının deneysel verilerle sırasıyla %2,52 ve %2,12 gibi düşük farklarla uyumlu olduğu görülmektedir. CO emisyonu için hesaplanan fark %7,41 seviyesindedir. NO_x emisyonları ise HAD analizinde daha yüksek tahmin edilmiştir; ancak deneysel NO_x değerlerinin SCR sistemi sonrasında ölçülmüş olması, bu farkın temel nedenidir ve doğrudan bir model tutarsızlığı olarak değerlendirilmemelidir. Burada özellikle literatürde uygulanan [22, 35, 36], is oluşumunun deneysel veri ile uyuşması adına yarı ampirik is modelinde bulunan A_{sf} (küresel is oluşum reaksiyonu için ön-üstel faktör) parametresinin varsayılan değer olan 40 cm^3/mol-s yerine 160 cm^3/mol-s ile optimize edilmiştir.

Çizelge 5.4 .Seçilen eleman sayısının emisyon değerlerinin deneysel veri ile karşılaştırılması

	İs (g/kWh)	NO_x (ppm)	CO (ppm)	THC (ppm)
HAD-0,22	0,0244	614	145	185
Deneysel	0,0238	443,19	135	189
Fark	2.52%	38.54%	7.41%	2.12%

Genel olarak, performans ve emisyon parametreleri açısından elde edilen sonuçlar, 0,22 cm eleman boyutuna sahip ağ yapısının güvenilir ve yeterli doğrulukta sonuçlar ürettiğini göstermektedir.

5.3. Pilot-Dizel ve Ön Karışımlı Metan Yakıtlı Analizler

Bu kısımda, RCCI stratejisi kapsamında pilot dizel ve ön karışımlı metan yakıt kombinasyonları incelenmiştir. Çizelge 5.5'te analizler boyunca kullanılan yakıtların özellikleri verilmiştir. Çizelge 5.6'da gösterildiği gibi dizel pilot yakıt oranı kütlece yalnızca %5, %10 ve %20 seviyelerinde tutulmuş, böylece dizel yakıt yalnızca ateşlemeyi başlatan bir katkı olarak kullanılmasının sınırları kademeli bir şekilde dizel yakıt oranını azaltarak incelenmiştir. Bu yaklaşım, yanma sürecinin metan ile büyük ölçüde kontrol edildiği ileri bir RCCI konseptini temsil etmektedir.

Çizelge 5.5. Yakıt özellikleri [37, 38]

Özellik	Dizel	Metan	Hidrojen
Kimyasal Formül	C_{10}-C_{20}	CH_4	H_2
Yoğunluk	830 kg/m³	0,66 kg/m³	0,084 kg/m³
Alt Isıl Değer (LHV)	42,5 MJ/kg	50,0 MJ/kg	120 MJ/kg
Üst Isıl Değer (HHV)	45,5 MJ/kg	55,5 MJ/kg	142 MJ/kg
Stokiyometrik Hava-Yakıt Oranı	14,5	17,2	34,3
Kendiliğinden Tutuşma Sıcaklığı	210 °C	540 °C	585 °C
Setan Sayısı	45-55	0	0
Araştırma Oktan Sayısı (RON)	-	120	>130
Kütlece Karbon İçeriği	86-87%	75%	0%
Alev yayılma hızı (stok., 1 atm)	0,3-0,4	0,38-0,45	2,0-3,0

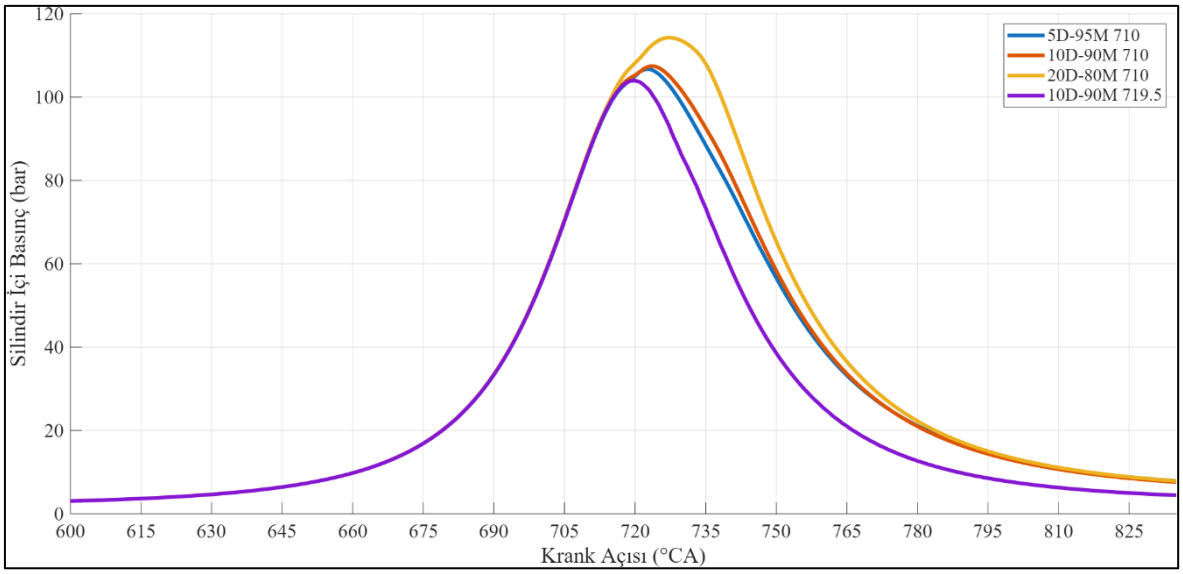
Çizelge 5.6. Farklı test durumlarının yakıt oranları ve enjeksiyon zamanı değerleri

Analiz	Enjeksiyon Zamanı (°CA)	Kütlece Dizel Oranı	Kütlece Metan Oranı
10D-90M	719,5	10%	90%
5D-95M	710	5%	95%
10D-90M	710	10%	90%
20D-80M	710	20%	80%

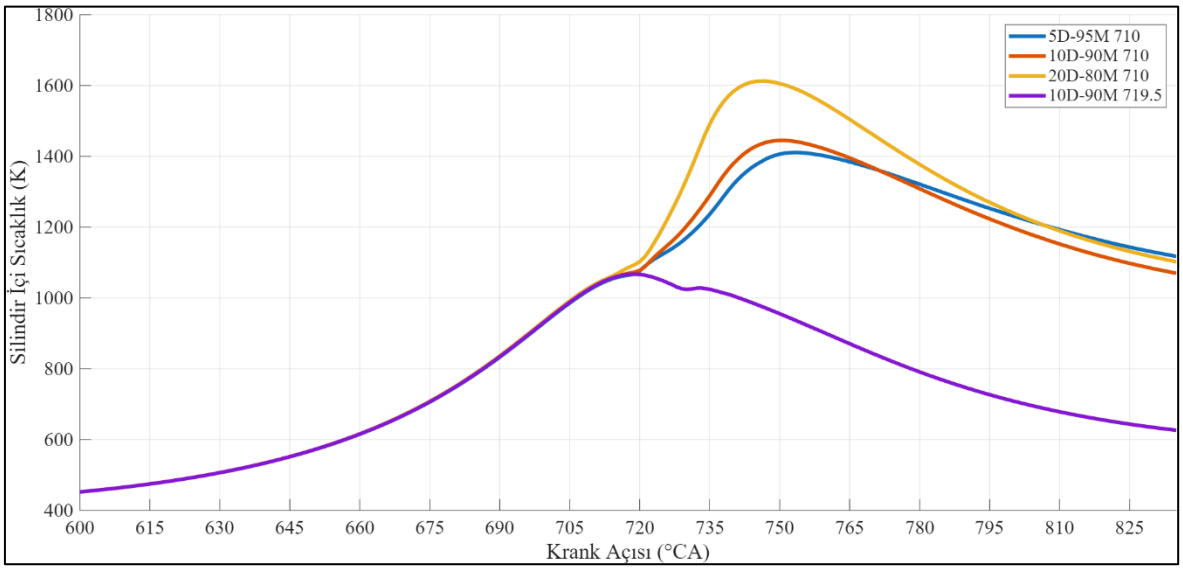
5.3.1. Motor performansı

Şekil 5.7, Şekil 5.6 ve Şekil 5.8'de silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı açığa çıkma oranı profilleri birlikte değerlendirildiğinde, enjeksiyon zamanlamasının temel dizel modeline göre değiştirilmeyerek 719,5 °CA olarak ayarlanması 10D-90M durumunda ısı açığa çıkma oranının belirgin şekilde bastırıldığı, basınç ve sıcaklık artışlarının zayıfladığı ve yanmanın kararsız bir karakter sergilediği görülmektedir. Bu durum, düşük pilot yakıt oranı altında geç enjeksiyon zamanlamasının yeterli reaktivite ve uygun karışım oluşumu sağlayamadığını göstermektedir. Bu nedenle, yanma fazını ÜÖN çevresine daha etkin şekilde taşımak, ön karışım oluşumunu iyileştirmek amacıyla enjeksiyon zamanlaması daha erken bir krank açısına çekilmiştir [8, 15, 39]. Yapılan ön analizler sonucunda 710 °CA enjeksiyon zamanlamasının, basınç artış oranını aşırı yükseltmeden ısı açığa çıkma oranını belirgin şekilde artırdığı, maksimum basınç ve sıcaklık seviyelerini iyileştirdiği ve daha kararlı bir yanma karakteristiği sağladığı belirlenmiştir. Bu nedenle, çalışmada yanma performansı ile mekanik sınırlamalar arasında dengeli bir çözüm sunan 710 °CA değeri tercih edilmiştir.

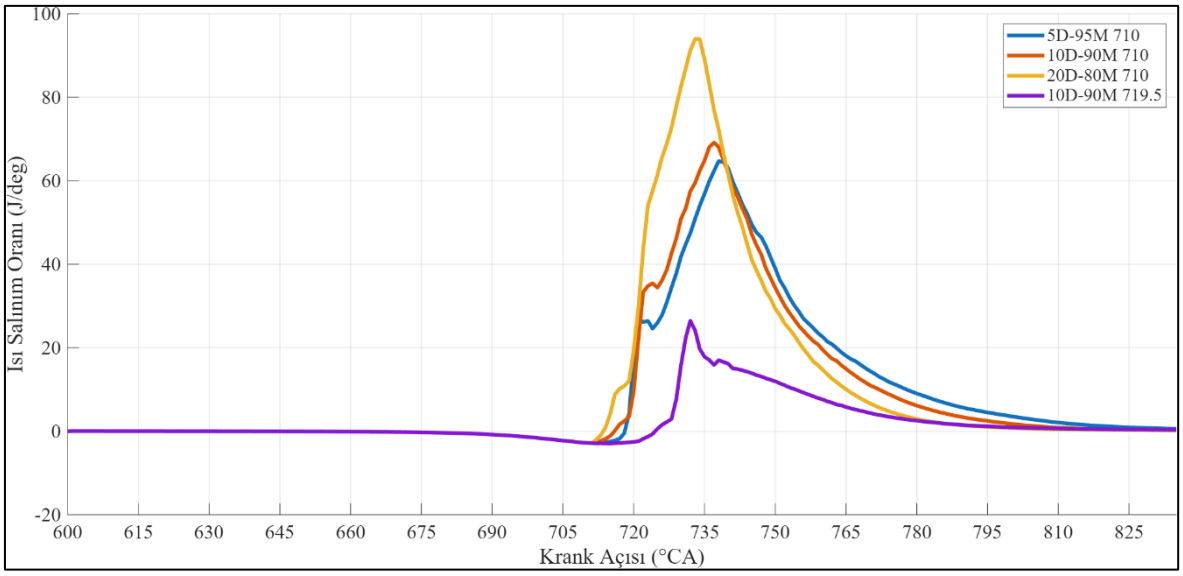
Erkene alınan enjeksiyon zamanlamasında dizel pilot oranının artmasıyla yanmanın daha erken fazlara kaydığı ve yanma performansının belirgin şekilde arttığı görülmektedir. Özellikle 20D-80M durumu, daha erken başlayan ve daha yüksek tepe ısı açığa çıkma oranı sergileyerek maksimum silindir basıncı ve sıcaklık değerlerinin en yüksek seviyelere ulaşmasına neden olmuştur. Pilot yakıt oranının azaltıldığı 10D-90M ve 5D-95M karışımlarında ise ısı açığa çıkma hızının daha sınırlı kaldığı, buna bağlı olarak basınç ve sıcaklık tepe değerlerinin düştüğü ve yanmanın daha geç krank açılarına yayıldığı gözlemlenmektedir.



Şekil 5.7. Kütlece farklı oranlardaki dizel-metan yakıtlarının silindir içi basınç değerlerine etkisi



Şekil 5.8. Kütlece farklı oranlardaki dizel-metan yakıtlarının silindir içi sıcaklık değerlerine etkisi



Şekil 5.9. Kütlece farklı oranlardaki dizel-metan yakıtlarının ısı salım oranı değerlerine etkisi

Çizelge 5.7'de, dizel pilot yakıt ve ön karışımlı metan kullanımına dayalı kütlece farklı yakıt kompozisyonları için elde edilen motor performans sonuçları sunulmuştur. Enjeksiyon zamanlamasının 719,5 °CA olarak ayarlanması 10D-90M durumunda yanma sürecinin etkin şekilde başlatılamadığı gözlemlenmiştir. Bu koşulda maksimum sıcaklık ve basınç değerleri temel dizel modeline göre belirgin şekilde düşmüş, indike güç yalnızca 11,09 kW olarak hesaplanmış ve indike ÖYT değeri 1219,65 g/kWh seviyesine çıkmıştır. Bu sonuç, geç enjeksiyon zamanlamasının pilot yakıtın ateşleme fonksiyonunu yerine getiremediğini ve yanmanın gerçekleşmediğini açıkça ortaya koymaktadır.

710 °CA enjeksiyon zamanlamasında, dizel oranının artmasıyla birlikte maksimum silindir basıncı ve maksimum sıcaklık değerlerinde belirgin bir artış gözlemlenmiştir. Özellikle 20D-80M karışımı için maksimum basınç 114,29 bar, maksimum sıcaklık ise 1612 K seviyesine ulaşmış ve bu durum daha hızlı ve 37% gibi yüksek bir termal verimlilik ile beraber etkin bir yanma sürecine işaret etmiştir. Buna paralel olarak, indike güç 60,38 kW'a yükselmiş, indike ÖYT ise 223,89 g/kWh seviyesine düşerek en iyi performans bu çalışma koşulunda elde edilmiştir. 10D-90M ve 5D-95M karışımları karşılaştırıldığında, dizel pilot oranının azalmasıyla birlikte maksimum basınç ve sıcaklık değerlerinin sınırlı kaldığı, buna bağlı olarak indike güç ve termal verimlilik değerlerinin de daha düşük seviyelerde gerçekleştiği görülmektedir. Bu durum, pilot yakıt miktarının ön karışımlı metanın tutuşması ve yanma kararlılığı açısından kritik bir rol oynadığını göstermektedir.

MPRR değerleri incelendiğinde, 710 °CA enjeksiyon zamanlaması için tüm karışımlarda benzer seviyelerde kaldığı ve literatürde [8, 13, 19] vuruntu sınırı olarak kabul edilen 1,0 MPa/°CA'nın oldukça altında olduğu görülmektedir. Bu durum, uygun enjeksiyon zamanlaması ile yanmanın kontrol edilebildiğini göstermektedir.

Çizelge 5.7. Kütlece farklı oranlardaki dizel-metan yakıtlarının motor performansı değerlerine etkisi

Kütlece Kompozisyon	Enjeksiyon Zamanı (°CA)	Maksimum Basınç (bar)	Maksimum Sıcaklık (K)	İndike Güç (kW)	İndike ÖYT (g/kWh)	İndike Termal Verimlilik	Maksimum Basınç Artış Oranı (MPa/°CA)
Dizel	719,5	122,3	1806,88	59,42	222,97	%37	0,342
10D-90M	719,5	103,96	1067,10	11,09	1219,65	%7	0,323
5D-95M	710	106,74	1410,61	48,64	277,93	%29	0,322
10D-90M	710	107,43	1444,93	49,85	271,24	%30	0,323
20D-80M	710	114,29	1612,36	60,38	223,89	%37	0,325

Çizelge 5.8'de sunulan ısı açığa çıkma karakteristikleri (CA10, CA30, CA50 ve CA90) incelendiğinde, 710 °CA enjeksiyon zamanlamasında dizel pilot oranının artmasıyla birlikte tutuşma gecikme süresinin belirgin şekilde azaldığı ve yanmanın daha erken krank açılarına kaydığı görülmektedir. Buna paralel olarak yanma süresi 35,04 °CA'na kadar düşmüş olup, bu durum Çizelge 5.7'de raporlanan daha yüksek indike güç ve termal verimlilik değerleri ile tutarlı olduğunu göstermektedir.

Çizelge 5.8. Kütlece farklı oranlardaki dizel-metan yakıtlarının ısı açığa çıkma karakteristiklerine etkisi

Kütlece Kompozisyon	Enjeksiyon Zamanı (°CA)	Tutuşma Gecikme Süresi (°CA)	CA10 (ÜONs °CA)	CA30 (ÜONs °CA)	CA50 (ÜONs °CA)	CA90 (ÜONs °CA)	Yanma Süresi (°CA)
Dizel	719,5	5,52	5,02	10,01	14,02	24,06	19,03
10D-90M	719,5	11,52	11,02	17,02	25,06	56,04	45,02
5D-95M	710	17,04	7,04	16,01	23,04	57,05	50,02
10D-90M	710	16,00	6,00	14,01	21,04	48,01	42,01
20D-80M	710	14,00	4,00	11,04	16,01	39,04	35,04

Genel olarak, elde edilen sonuçlar, dizel pilot miktarı ve enjeksiyon zamanlamasının ön karışımlı metan yanmasının kararlılığı ve motor performansı üzerinde belirleyici parametreler olduğunu ortaya koymakta; özellikle 710 °CA enjeksiyon zamanlamasında 20D-80M karışımının performans ve verimlilik açısından en uygun çalışma koşulunu sunduğunu göstermektedir. Bu çalışma kapsamında temel amaç, dizel yakıtın yalnızca ateşleyici-pilot yakıt olarak ve mümkün olan en düşük kütlece oranlarda (%5-10) kullanım potansiyelini incelemektir. Bu nedenle, her ne kadar 20D-80M karışımı daha yüksek performans değerleri gösterse de dizel yakıt oranının görece yüksek olması ve nedeniyle bu çalışma koşulu ile analizlere devam edilmemiştir.

5.4. Pilot Dizel ve Ön Karışımlı Hidrojen Katkılı Metan Yakıtlı Analizler

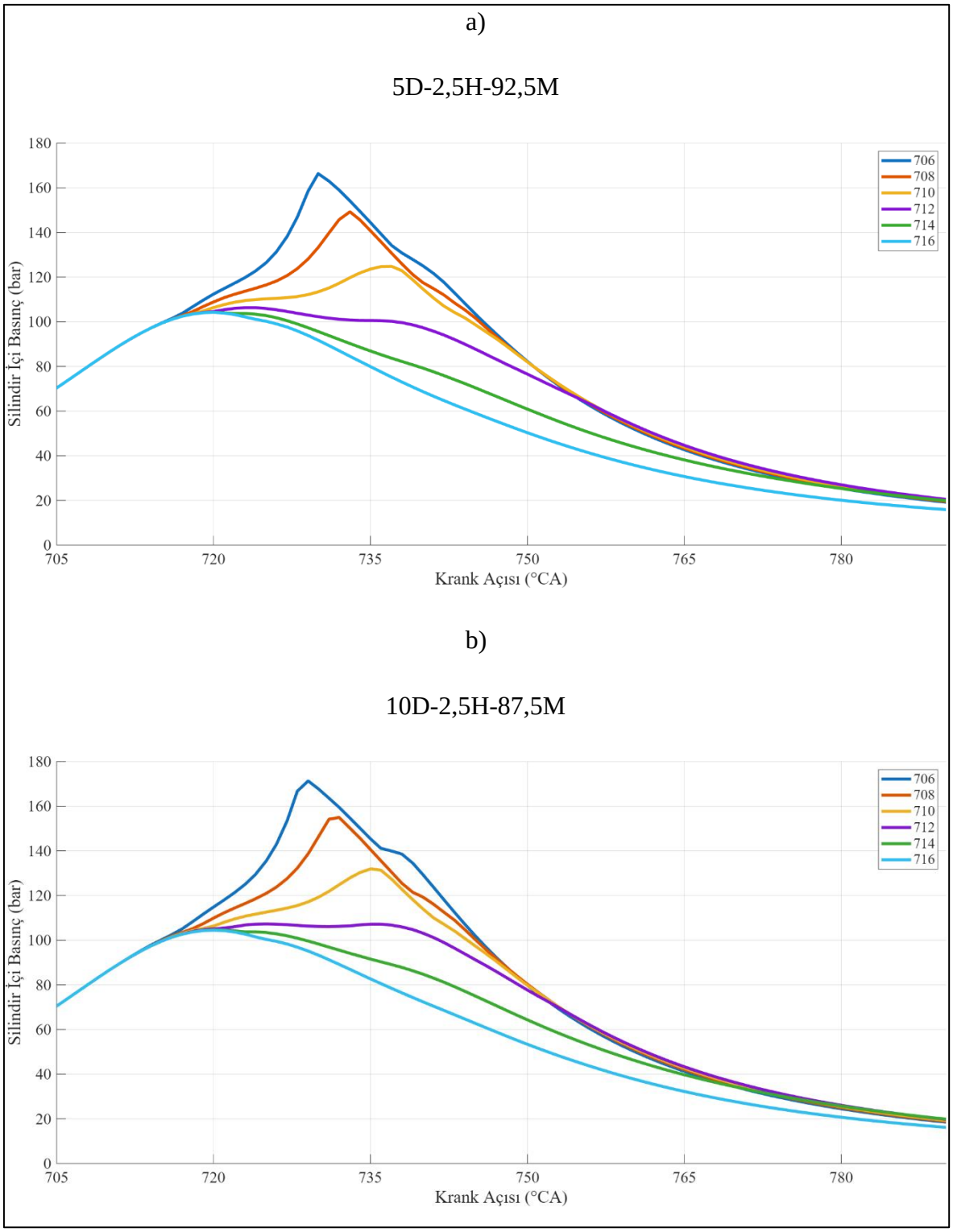
Bu bölümde, kütlece 5% ve 10% dizel pilot yakıt oranları esas alınarak, performans iyileştirme amacıyla kütlece 2.5% hidrojen ilavesi ve Çizelge 5.9'da gösterildiği gibi 706-716 °CA aralığındaki enjeksiyon zamanlamalarının yanma karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Deneysel çalışmalar, bir motorda %10'u aşan hidrojen seviyelerinin kullanılmasının NO_x emisyonlarında artışa yol açabileceğini göstermiştir [16]. Yanma kararlılığını ve hızını artırmak için %1,5 gibi düşük kütle oranlarının etkili olduğu belirtilmiştir [12]. Literatürde benzer sıkıştırma oranı ve eşdeğerlik oranında yapılan ilgili çalışmada [13], enerji oranı olarak 40% (kütlece 3%) ve üzerindeki hidrojen katkılarının vuruntuya sebep olduğu belirtilmiştir. Bu sebeplerden dolayı görece daha yüksek sıkıştırma oranına (17,5) sahip motor için başlangıç olarak kütlece 2,5% hidrojen katkısı uygun görülmüştür.

Çizelge 5.9. İki kompozisyon durumunda yakıt oranları ve enjeksiyon zamanı değerleri

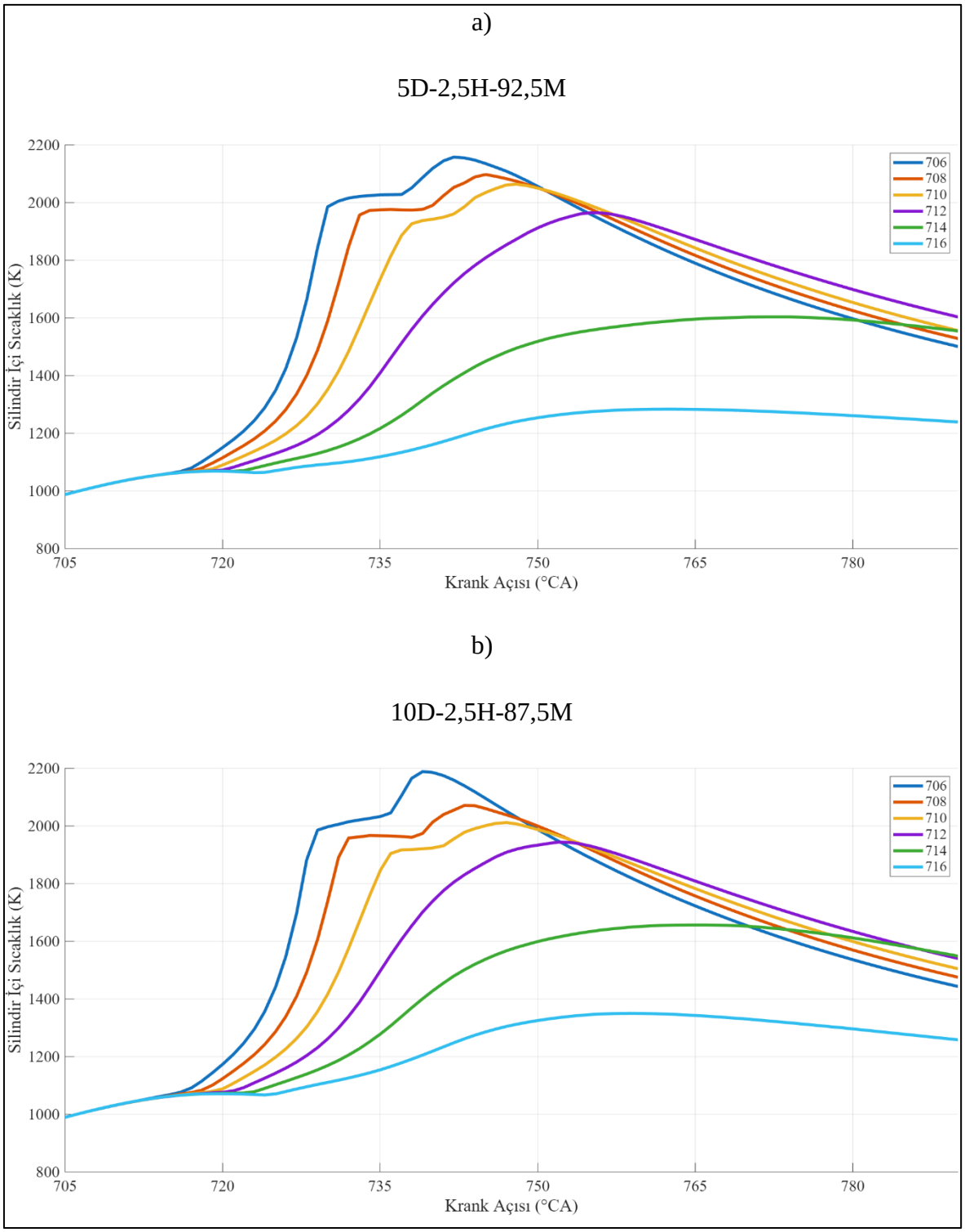
Kompozisyon	Enjeksiyon Zamanı (°CA)	Kütlece Dizel Oranı	Kütlece Metan Oranı	Kütlece Hidrojen Oranı
5D-2,5H-92,5M	706, 708, 710, 712, 714, 716	5%	92,5%	2,5%
10D-2,5H-87,5M	706, 708, 710, 712, 714, 716	10%	87,5%	2,5%

5.4.1. Motor performansı

Şekil 5.10, Şekil 5.11 ve Şekil 5.12'de verilen silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı salım oranı eğrileri birlikte değerlendirildiğinde, enjeksiyon zamanlaması ve dizel pilot oranının yanma fazları üzerinde belirleyici olduğu açıkça görülmektedir. Erken enjeksiyon zamanlarında (706-710 °CA) ısı salım oranı eğrilerinde gözlenen yüksek ve keskin ilk tepe, tutuşma gecikmesi sonrası gerçekleşen hızlı ön karışım yanmayı temsil etmektedir [40]. Bu hızlı ısı salımı, aynı krank açısı aralığında silindir içi sıcaklığın ani artışına yol açmakta ve buna paralel olarak basınç tepe değerlerinin daha erken ve daha yüksek seviyelerde oluşmasına neden olmaktadır [41].



Şekil 5.10. Farklı enjeksiyon başlangıçlarında silindir içi basınç değerleri
(a) 5D-2,5H-92,5M, (b) 10D-2,5H-87,5M

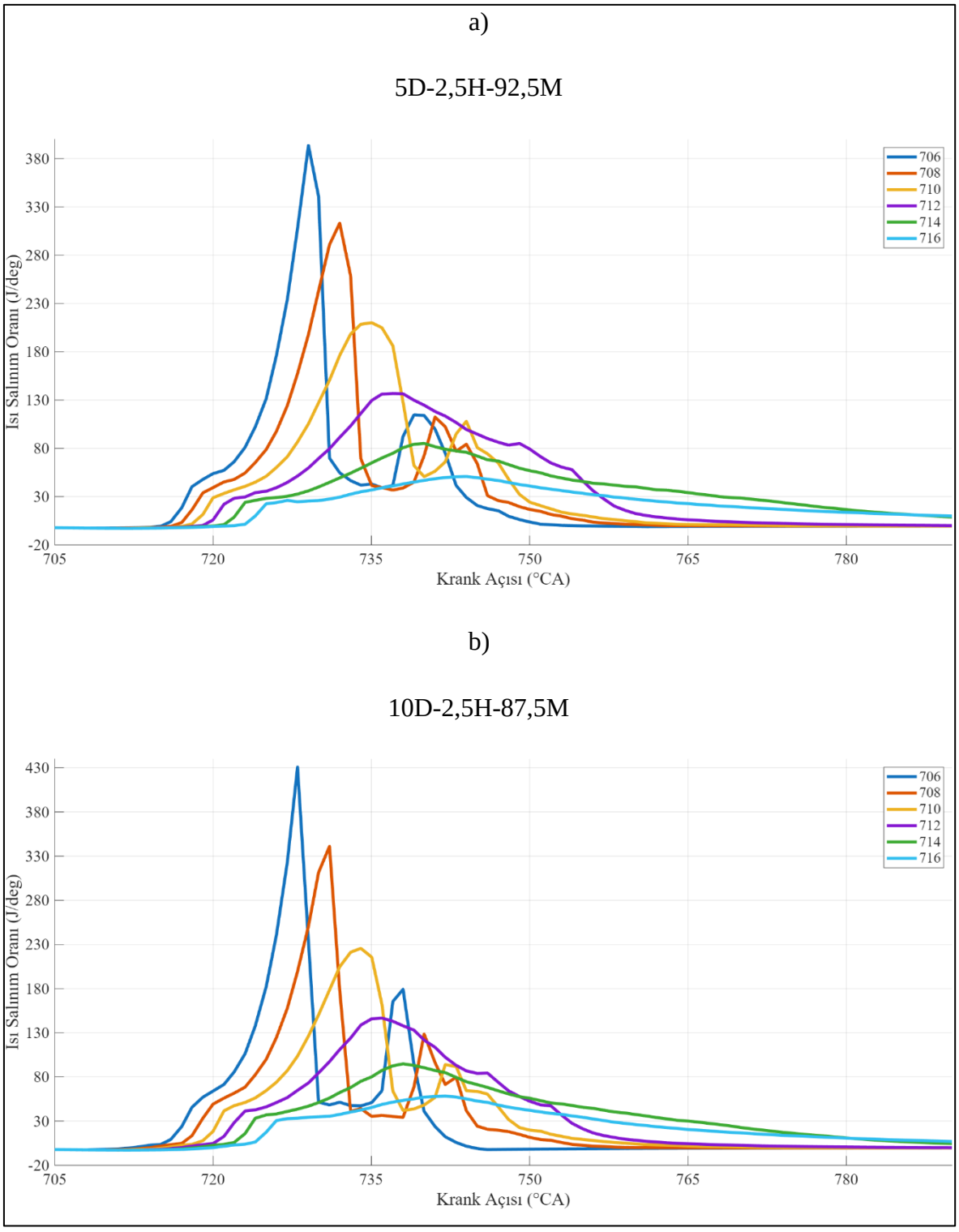


Şekil 5.11. Farklı enjeksiyon başlangıçlarında silindir içi sıcaklık değerleri
(a) 5D-2,5H-92,5M, (b) 10D-2,5H-87,5M

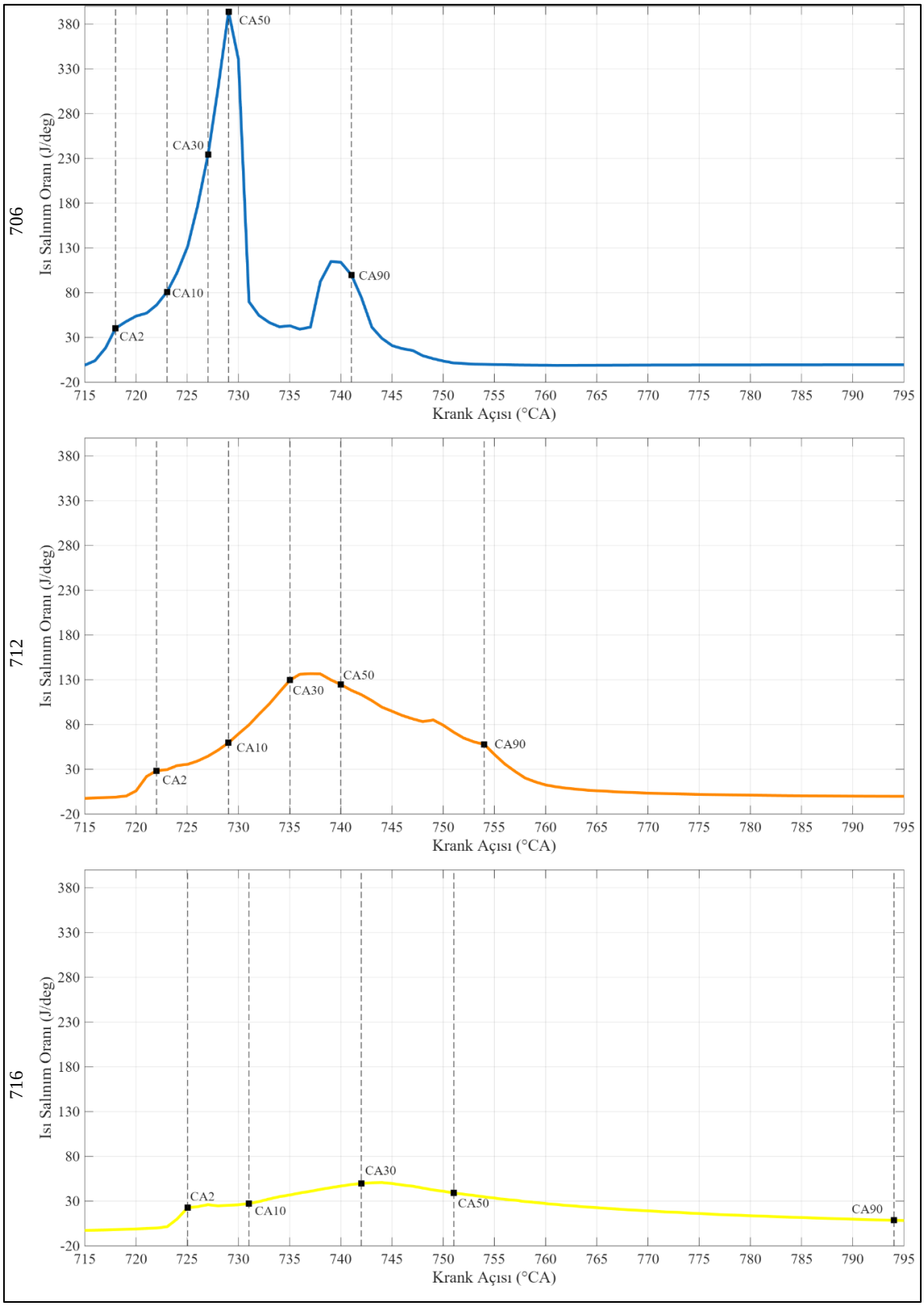
Şekil 5.12'de, 706-710 °CA enjeksiyon zamanlarında ısı salım oranında gözlenen ikincil tepe, özellikle metan-hidrojen karışımının daha geç fazda yanmaya devam ettiğini göstermektedir. İkincil ısı salımı, sıcaklık eğrilerinde daha geniş bir tepe oluşmasına ve

basınç düşüş eğrisinin daha yavaş seyretmesine sebep olmaktadır. Bu durum, yanmanın tek bir kısa faz yerine iki ana kademeli bir karakter sergilediğini ortaya koymaktadır. Bu gözlem, özellikle RCCI-çift yakıtlı yanma karakteristiği için oldukça tipiktir ve fiziksel olarak üç aşamalı bir yanma sürecine işaret eder: Erken enjeksiyon zamanlarında (706–710 °CA), pilot dizel yakıt silindire daha erken püskürtüldüğü için karışım oluşumu ve ön karışım hazırlığı daha uzun sürer. Bu durum, ısı salım oranı eğrisinde görülen çoklu pik yapısının temel nedenidir. İlk olarak, grafikte görülen çok küçük erken yükselme, düşük sıcaklık reaksiyonları ile ilişkilidir [40, 42]. Bu fazda yakıt henüz tam anlamıyla yanmaz, ancak kimyasal olarak parçalanmaya başlar (cool flame bölgesi) [40]. Bu nedenle açığa çıkan enerji sınırlıdır ve ısı salım eğrisinde küçük bir çıkıntı olarak görünür. Bunu takip eden ilk ana pik, pilot dizelin oluşturduğu ön karışım yanma fazını temsil eder [39, 41]. Erken enjeksiyon sayesinde dizel yakıt hava ile daha iyi karıştığı için, tutuşma gerçekleştiğinde kısa sürede büyük miktarda enerji açığa çıkar ve bu da keskin bir ısı salım piki oluşturur [41]. İkinci pik ise çoğunlukla ana yakıtın (metan + hidrojen karışımı) yanmasıyla ilişkilidir. Pilot dizel ateşleme kaynağı olarak görev yaptıktan sonra, silindir içinde bulunan düşük reaktiviteli yakıt kademeli olarak yanmaya devam eder. Özellikle hidrojenin varlığı bu fazı hızlandırsa da metanın daha düşük reaktivitesi nedeniyle bu yanma ikinci ve daha yayılı bir pik olarak ortaya çıkar.

Enjeksiyon zamanlaması geciktirildikçe (712-716 °CA) ısı salım oranı tepe değerleri belirgin biçimde azalmakta ve eğriler daha yayvan bir yapı kazanmaktadır. Buna karşılık sıcaklık artışı daha sınırlı kalmakta, basınç tepe noktaları ise hem daha geç krank açılarına kaymakta hem de daha düşük maksimum değerlere ulaşmaktadır. Bu davranış, yanmanın daha çok difüzyon kontrollü ve daha yavaş gerçekleştiğini göstermektedir. Erken SOI durumlarında bu ayrışma daha belirgindir çünkü karışım homojenliği artar ve farklı reaktiviteye sahip yakıtların yanma fazları birbirinden daha net ayrılır, bu Şekil 5.13’de daha belirgin bir şekilde gösterilmiştir. Enjeksiyon geciktirildikçe bu pikler birleşmekte ve daha tek tepeli bir yapıya dönüşmekte; çünkü karışım için yeterli süre kalmaz ve yanma daha difüzyon kontrollü hale gelir [41].

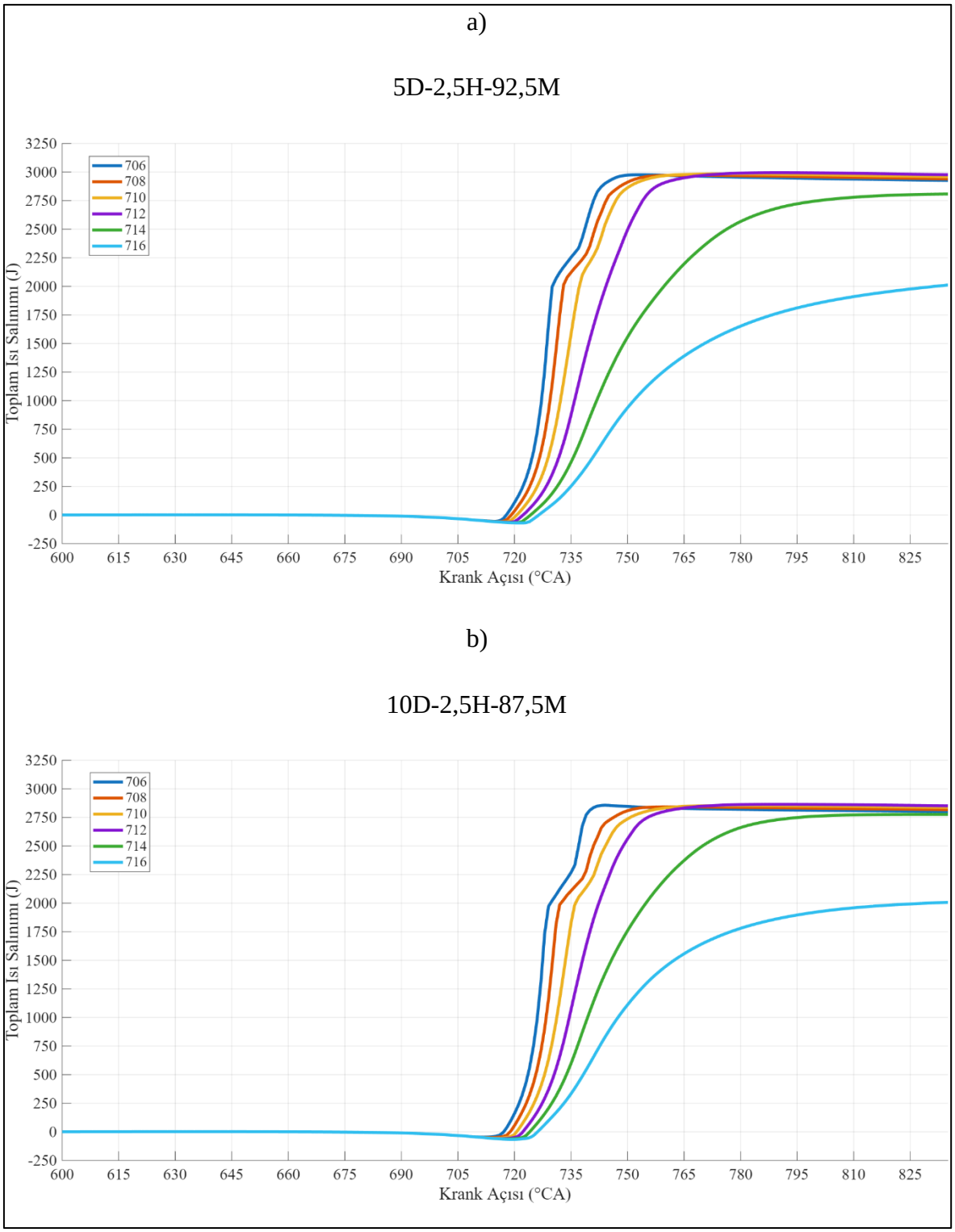


Şekil 5.12. Farklı enjeksiyon başlangıçlarında ısı salım oranı değerleri
(a) 5D-2,5H-92,5M, (b) 10D-2,5H-87,5M



Şekil 5.13. 5D-2,5H-92,5M kompozisyonunun 706, 712 ve 716 enjeksiyon zamanlarındaki ısı salım faz zamanları

Şekil 5.14’te toplam ısı salımı eğrileri, enjeksiyon zamanlamasının yanmanın fazlarının ve tamamlanma hızını belirgin şekilde etkilediğini göstermektedir. Erken enjeksiyon zamanlarında (706-710 °CA) toplam ısı salımı daha dik bir artış sergilemekte ve yanma kısa bir krank açısı aralığında tamamlanmaktadır; bu durum, yüksek ve erken basınç-ısı salım pikleriyle uyumludur. Enjeksiyon geciktirildikçe (712-714 °CA) ısı salımı daha geniş bir aralığa yayılmakta, yanma daha yavaş ve geç gerçekleşmektedir. En geç enjeksiyon zamanı olan 716 °CA’da ise hem ısı salımı belirgin biçimde gecikmekte hem de toplam salınan enerji azalarak yanmanın yeterince gelişmediğini göstermektedir.



Şekil 5.14. Farklı enjeksiyon başlangıçlarında toplam ısı salımı değerleri
(a) 5D-2,5H-92,5M, (b) 10D-2,5H-87,5M

Sonuç olarak, erken enjeksiyon koşulları yüksek ısı salım oranları ve sıcaklıklar ile daha erken ve yüksek basınç tepe değerleri oluştururken, geç enjeksiyon zamanları yanmayı uzatmakta ancak termodinamik performansı sınırlamaktadır. Bu bulgular, basınç-sıcaklık-ısı salım oranı eğrilerinin birbirini tutarlı biçimde desteklediğini ve optimum enjeksiyon zamanlamasının yanma şiddeti ile fazları arasında bir denge gerektirdiğini ortaya koymaktadır.

Çizelge 5.10 incelendiğinde, enjeksiyon zamanlamasının hem 5% hem de 10% dizel pilot yakıt oranları için motor performans parametreleri üzerinde belirleyici bir etkiye sahip olduğu açıkça görülmektedir. Erken enjeksiyon zamanlarında (706-708 °CA), her iki dizel oranında da maksimum silindir basıncı ve maksimum sıcaklık değerleri yüksek seviyelere ulaşmakta; buna paralel olarak indike güç en yüksek değerlerini almaktadır. Ancak bu durum, özellikle erken enjeksiyonda maksimum basınç artış oranının yükselmesine neden olarak yanma hızını artırmaktadır.

Enjeksiyon zamanının geciktirilmesiyle birlikte (710-712 °CA), maksimum basınç ve sıcaklık değerlerinde kademeli bir düşüş gözlenirken, yanma daha kontrollü hale gelmekte ve indike termal verimlilik daha öne çekilen enjeksiyon zamanında elde edilen indike termal verimlilik görece korunmaktadır. Bu aralık, performans ve yanma kararlılığı arasında bir denge noktası sunmaktadır. Daha geç enjeksiyon zamanlarında (714-716 °CA) ise maksimum basınç ve sıcaklık önemli ölçüde azalmakta, buna bağlı olarak indike güçte yaklaşık 53% düşüş ve özgül yakıt tüketiminde yaklaşık 54% artış meydana gelmektedir; bu durum yanmanın geç ve verimsiz gerçekleştiğini göstermektedir.

10% dizel pilot yakıt kullanılan durumlarda, 5% dizel durumuna kıyasla maksimum basınç için en fazla %5,74 ve sıcaklık için %5,16 daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu sonuç, artan dizel oranının tutuşmayı hızlandırarak yanma başlangıcını öne çektiğini ve daha yüksek basınç ile sıcaklıklar oluşturduğunu göstermektedir. Ancak ileri enjeksiyon zamanlarında bu etki, basınç artış oranlarının yükselmesi nedeniyle mekanik ve termal yükler açısından olumsuz sonuçlar doğurabilmektedir.

Genel olarak değerlendirildiğinde, hem 5% hem de 10% dizel oranları için 710-712 °CA enjeksiyon zamanlarının, kabul edilebilir basınç seviyeleri, görece yüksek indike güç ve verimlilik ile daha dengeli bir yanma karakteri sunduğu söylenebilir. Bu nedenle, ileri

bölümlerde performans-dayanım dengesi açısından bu enjeksiyon aralığının tercih edilmesi uygun görünmektedir.

Çizelge 5.10. 5% ve 10% dizel oranları için farklı enjeksiyon zamanlarında motor performans değerleri

Kompozisyon	Enjeksiyon Zamanı (°CA)	Maksimum Basınç (bar)	Maksimum Sıcaklık (K)	İndike Güç (kW)	İndike ÖYT (g/kWh)	İndike Termal Verimlilik	Maksimum Basınç Artış Oranı (MPa/°CA)
Dizel	719,5	122,3	1806,88	59,42	222,97	%37	0,3421
5D-2,5H-92,5M	706	166,33	2157,68	87,49	153,04	%51	1,1297
	708	149,25	2097,50	85,86	155,95	%50	0,6298
	710	124,77	2063,70	83,68	160,00	%49	0,3230
	712	106,29	1965,03	78,55	170,46	%46	0,3230
	714	104,21	1603,55	62,01	215,94	%36	0,3230
	716	104,18	1283,69	40,74	328,63	%24	0,3230
10D-2,5H-87,5M	706	171,30	2188,44	85,09	157,46	%50	1,3631
	708	154,96	2071,39	83,56	160,34	%49	0,7774
	710	131,94	2011,80	81,37	164,64	%48	0,3239
	712	107,27	1944,08	77,69	172,44	%46	0,3239
	714	104,65	1656,77	65,61	204,20	%38	0,3239
	716	104,46	1349,98	44,32	302,31	%26	0,3239

Çizelge 5.11 incelendiğinde, enjeksiyon zamanlamasının ve dizel pilot yakıt oranının ısı açığa çıkma karakteristikleri üzerinde belirgin etkiler oluşturduğu görülmektedir. Her iki dizel oranı için de enjeksiyonun geciktirilmesiyle birlikte CA10, CA30, CA50 ve CA90 değerleri sistematik olarak daha ileri krank açılarına kaymakta, buna paralel olarak yanma süresi uzamaktadır. Bu durum, yanmanın geç başlaması ve daha uzun bir sürede ve yayılı bir şekilde gerçekleştiğini göstermektedir.

10% dizel kullanılan durumlarda, tüm enjeksiyon zamanları için tutuşma gecikme süresinin 5% dizel durumuna kıyasla daha kısa olduğu dikkat çekmektedir. Artan dizel oranı, pilot yakıtın tutuşma kabiliyetini artırarak yanma başlangıcını öne çekmekte ve özellikle erken

enjeksiyon zamanlarında (706-708 °CA) CA10 ve CA50 değerlerinin daha erken gerçekleşmesine neden olmaktadır. Buna bağlı olarak, 10% dizel oranında yanma süresi daha kısa ve yanma daha yoğun bir karakter sergilemektedir.

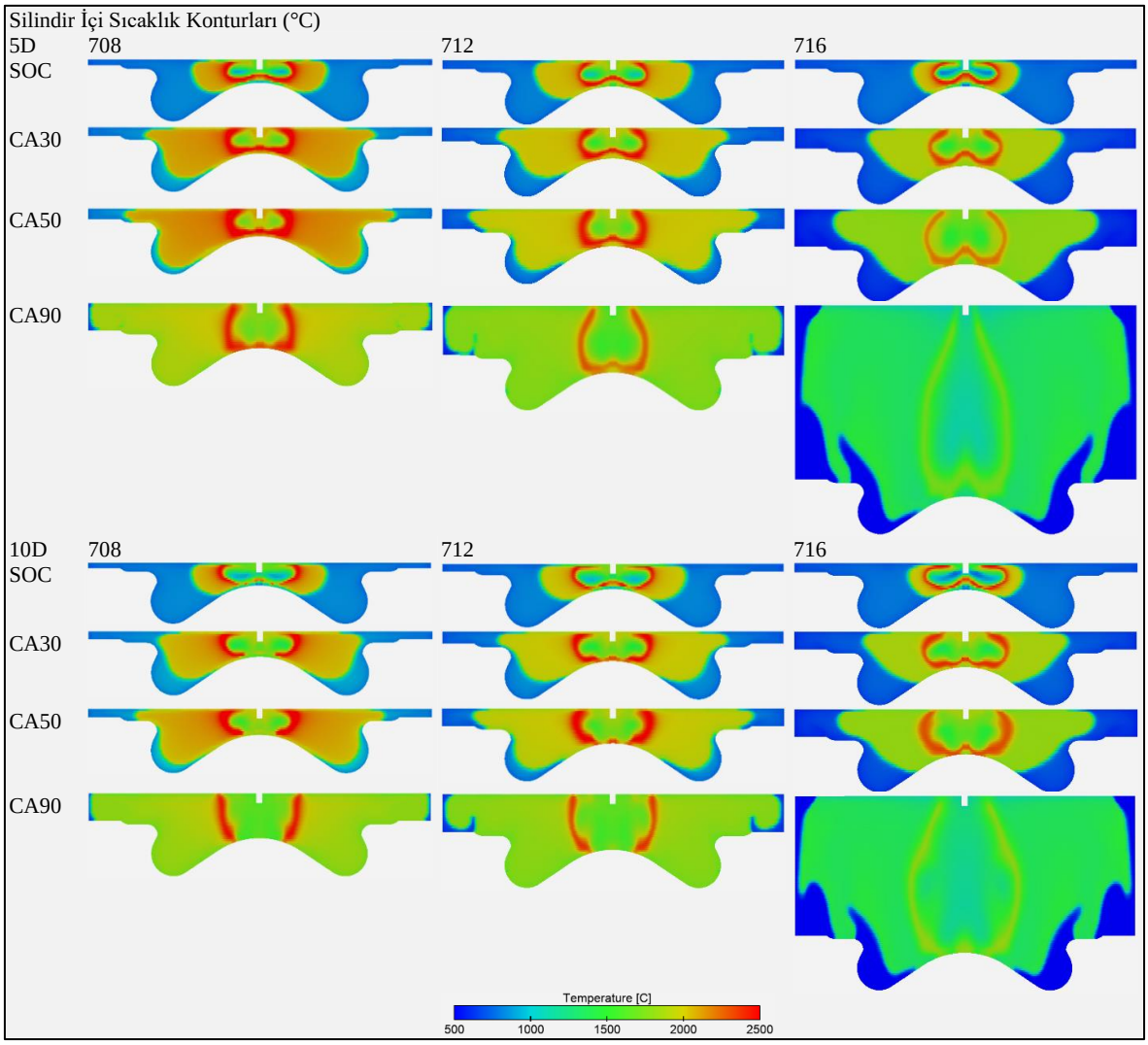
Geç enjeksiyon zamanlarında (714-716 °CA) ise her iki dizel yakıt oranında da CA90 ve toplam yanma süresinin belirgin biçimde arttığı görülmektedir. Bu sonuç, yanmanın büyük bir kısmının 750 °CA sonrasına sarktığını ve enerji dönüşüm veriminin olumsuz etkilendiğini göstermektedir. Özellikle 5% dizel oranında bu etki daha belirgin olup, düşük pilot yakıt miktarının geç enjeksiyon koşullarında yanmayı sürdürmekte yetersiz kaldığı anlaşılmaktadır.

Genel olarak değerlendirildiğinde, erken ve orta enjeksiyon zamanlarında (5% ve 10% dizel için 706-710 °CA aralığı) yanma daha erken başlamakta ve daha kısa sürede tamamlanmaktadır. Buna karşılık, ileri enjeksiyon zamanları yanma süresini uzatarak performans ve verim açısından dezavantaj oluşturmaktadır. Bu bulgular, pilot dizel oranı ile enjeksiyon zamanlamasının birlikte optimize edilmesinin kritik önem taşıdığını ortaya koymaktadır.

Çizelge 5.11. 5% ve 10% dizel oranları için farklı enjeksiyon zamanlarında ısı açığa çıkma karakteristikleri

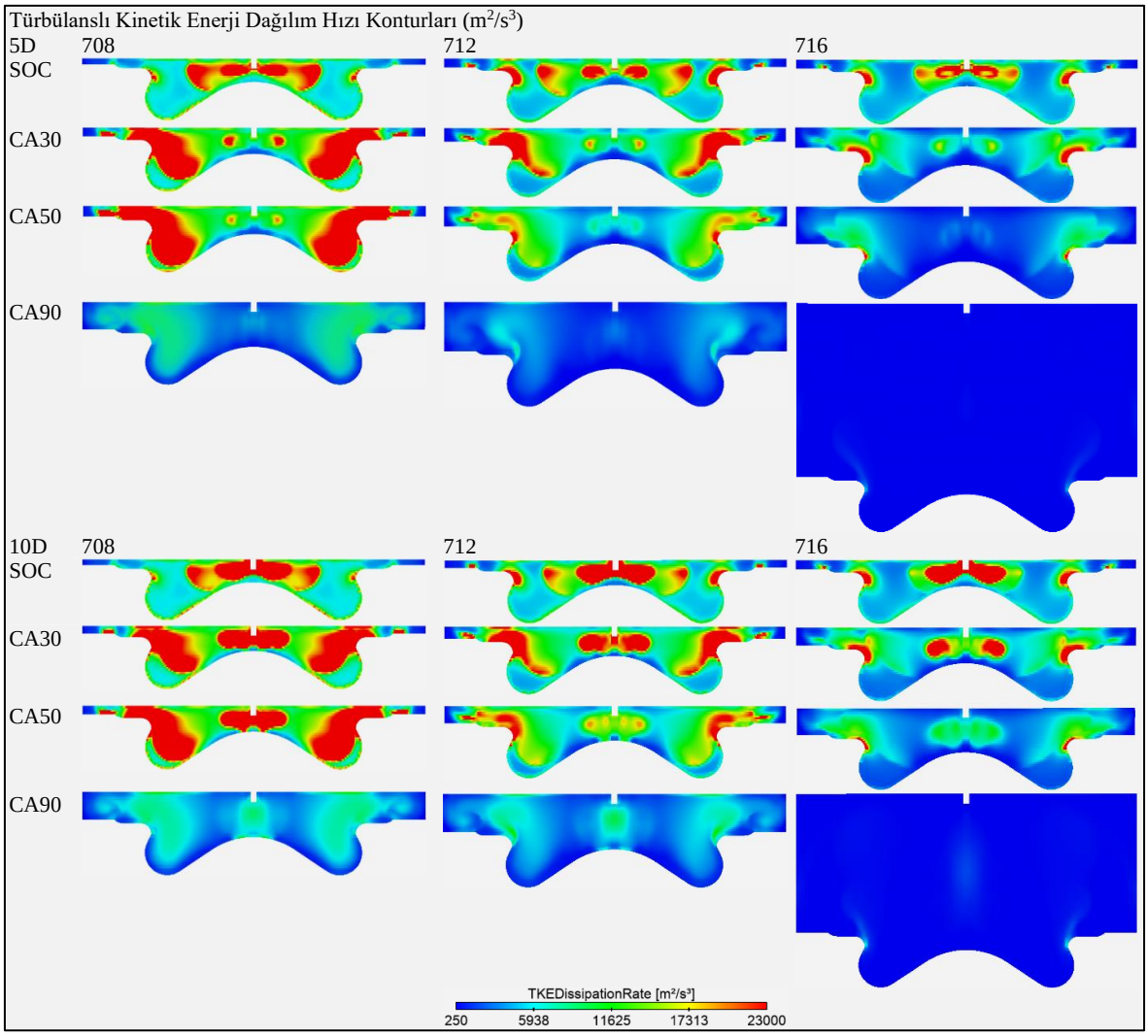
Kompozisyon	Enjeksiyon Zamanı (°CA)	Tutuşma Gecikme Süresi (°CA)	CA10 (ÜONs °CA)	CA30 (ÜONs °CA)	CA50 (ÜONs °CA)	CA90 (ÜONs °CA)	Yanma Süresi(°CA)
Dizel	719,5	5,52	5,02	10,01	14,02	24,06	19,03
5D-2,5H-92,5M	706	17,04	3,04	7,04	9,04	21,04	18,00
	708	16,00	4,00	9,04	12,01	25,04	21,04
	710	16,00	6,00	12,00	15,04	27,04	21,04
	712	17,04	9,04	15,04	20,00	34,01	24,97
	714	17,04	11,04	20,00	27,04	59,05	48,02
	716	15,04	11,04	22,00	31,04	74,03	62,99
10D-2,5H-87,5M	706	16,00	2,00	6,00	8,00	18,01	16,01
	708	15,04	3,04	8,00	10,00	23,04	20,00
	710	15,04	5,04	11,04	14,01	27,04	22,00
	712	15,04	7,04	14,00	18,01	32,01	24,97
	714	15,04	9,04	18,01	24,00	51,05	42,02
	716	14,00	10,00	19,04	27,04	63,06	53,06

Şekil 5.15'te sunulan silindir içi sıcaklık konturları incelendiğinde, iki belirgin sıcaklık bölgesinin oluştuğu görülmektedir. Dizel püskürtme bölgesine yakın konumdaki birinci bölgede sıcaklık yaklaşık 2500 K seviyesine ulaşmaktadır; bu değer, yüksek reaktiviteli pilot yakıtın yerel zengin karışımının hızlı oksidasyonuyla açıklanmaktadır. Püskürtme bölgesinden daha uzakta yer alan ikinci bölgede ise sıcaklık yaklaşık 2000(±250) K olarak hesaplanmış olup bu alan, ön karışımlı metan-hidrojen karışımının kademeli yanmasını yansıtmaktadır. Bu iki bölge arasındaki belirgin sıcaklık gradyanı, RCCI yanmasının temel karakteristiği olan reaktivite tabanlı faz ayrışmasının bir yansımasıdır. 5% dizel oranında püskürtme bölgesindeki sıcaklık piki, 10% dizel oranında da bu bölgenin benzer boyuttaki bir alana yayıldığı ve benzer tepe sıcaklıklarına ulaştığı görülmektedir.



Şekil 5.15. 5% ve 10% pilot dizel oranı koşullarında ve belirli ısı salım fazlarında silindir içi sıcaklık konturları

Şekil 5.16'da gösterilen türbülanslı kinetik enerji (TKE) dağılımı incelendiğinde, SOC fazında yüksek TKE değerlerinin dizel püskürtme bölgesinde ve bu bölgenin çevresinde yoğunlaştığı görülmektedir. Yüksek momentumlu dizel spreyi, yerel türbülansı artırmakta ve bu durum yakıt-hava karışımını yükselterek kimyasal reaksiyon hızlarını hızlandırmaktadır. 10% dizel oranında TKE değerlerinin daha yüksek seviyelere ulaşması, daha fazla pilot yakıt kütlesinin silindire püskürtülmesiyle oluşan daha güçlü momentum transferinden kaynaklanmaktadır. TKE dağılımı ile sıcaklık konturları birlikte değerlendirildiğinde, yüksek türbülans bölgelerinin yüksek sıcaklık bölgeleriyle örtüştüğü ve bu durumun hem karışım kalitesini hem de yanma şiddetini belirleyen temel mekanizma olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 5.16. 5% ve 10% pilot dizel oranı koşullarında ve belirli ısı salım fazlarında türbülanslı kinetik enerji dağılım hızı konturları

5.4.2. Emisyon değerleri

Çizelge 5.12'de farklı enjeksiyon zamanları ile %5 ve %10 dizel oranlarının emisyon trendlerine etkisi verilmiştir. %5 dizel durumunun 710 °CA durumu baz alınarak emisyon değerleri normalize edilmiştir.

Çizelge 5.12 incelendiğinde, enjeksiyon zamanlaması ve dizel pilot yakıt oranının emisyon karakteristikleri üzerinde belirgin ve çoğu zaman zıt yönlü etkiler oluşturduğu görülmektedir. Her iki kompozisyon için de enjeksiyonun geciktirilmesiyle birlikte is emisyonunun belirgin biçimde arttığı gözlenmektedir. Erken enjeksiyon zamanlarında (706-708 °CA) daha yüksek yanma sıcaklıkları ve daha iyi oksidasyon koşulları sayesinde is oluşumu sınırlı kalırken, geç enjeksiyonlarda (714-716 °CA) yanmanın genleşme zamanına

kayması ve oksidasyon süresinin kısalması is emisyonlarında keskin artışlara yol açmaktadır. Bu artış, özellikle 10% dizel içeren karışımlarda daha belirgindir.

NO_x emisyonları açısından değerlendirildiğinde, her iki kompozisyonda da enjeksiyon geciktikçe NO_x seviyelerinde güçlü bir düşüş eğilimi görülmektedir. Erken enjeksiyon zamanlarında yüksek sıcaklıklar ve uzun yüksek sıcaklık süresi NO_x oluşumunu artırırken, geç enjeksiyonlarda düşen maksimum sıcaklıklar ve daha kısa yüksek sıcaklık süreleri NO_x oluşumunu baskılamaktadır. 10% dizel oranı, daha hızlı ve yoğun bir yanma karakteri nedeniyle, aynı enjeksiyon zamanlarında 5% dizel durumuna kıyasla genel olarak daha yüksek NO_x seviyeleri üretmektedir.

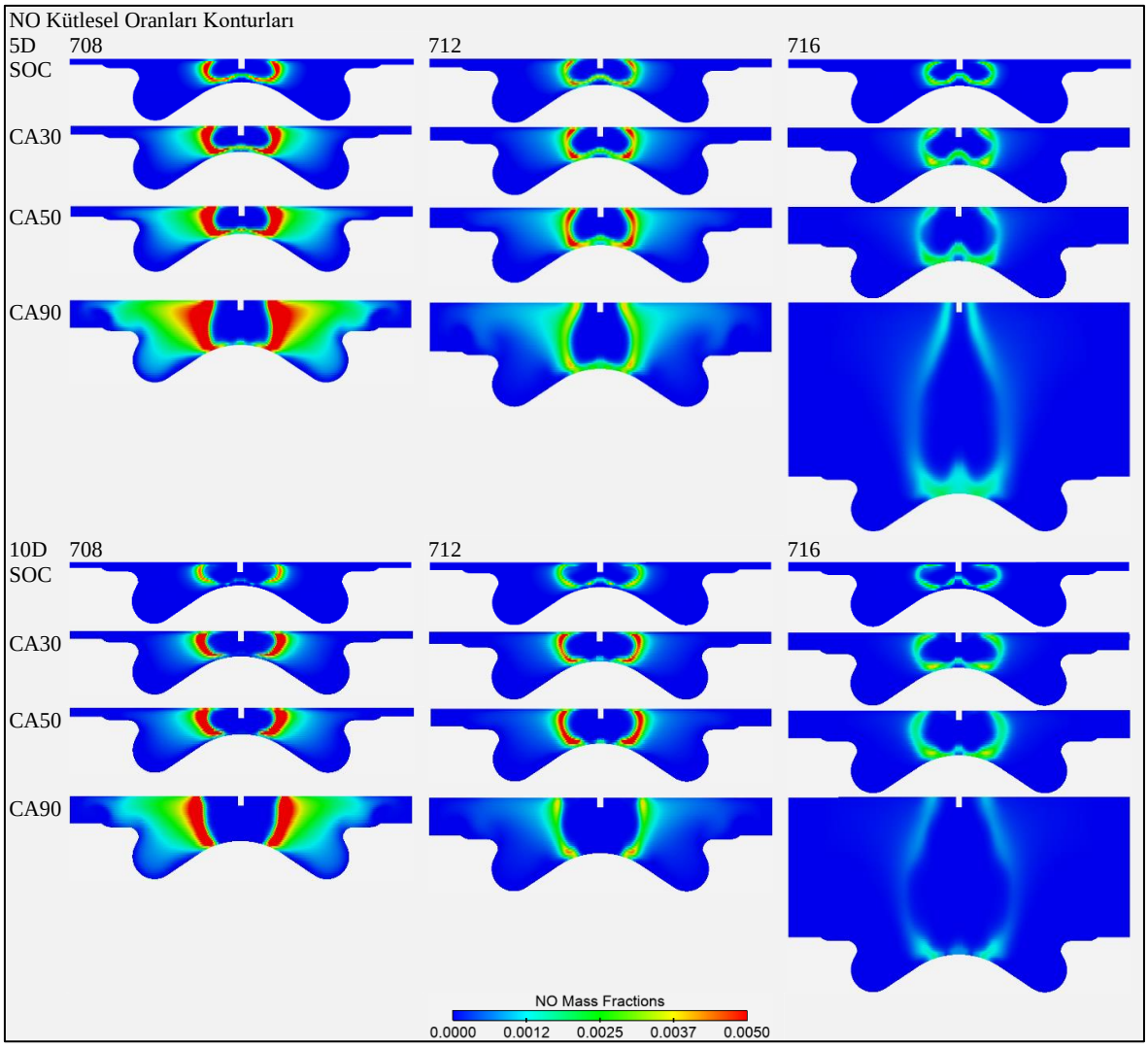
CO ve THC emisyonları, enjeksiyon zamanının geciktirilmesiyle birlikte her iki kompozisyonda da belirgin biçimde artmaktadır. Erken enjeksiyonlarda daha tamamlanmış bir yanma gerçekleşirken, geç enjeksiyonlarda düşük sıcaklıklar ve sınırlı oksidasyon koşulları özellikle THC emisyonlarında çok keskin artışlara neden olmaktadır. Bu durum, yanmanın önemli bir bölümünün tamamlanamadan egzoz fazına taşındığını göstermektedir. 10% dizel içeren karışımlarda CO ve THC seviyelerinin genel olarak daha yüksek olması, artan dizel oranının yerel zengin bölgeler oluşturarak hidrokarbon oksidasyonunu zorlaştırdığına işaret etmektedir.

Genel olarak emisyon sonuçları değerlendirildiğinde, erken enjeksiyon zamanları NO_x açısından dezavantajlı, geç enjeksiyon zamanları ise is, CO ve THC emisyonları bakımından olumsuz bir tablo sunmaktadır. Bu nedenle hem performans hem de emisyonlar açısından 708-710 °CA enjeksiyon zamanları, 5% ve 10% dizel oranları için daha dengeli bir çalışma aralığı olarak öne çıkmaktadır.

Çizelge 5.12. Farklı enjeksiyon başlangıçlarında normalize emisyon değerleri

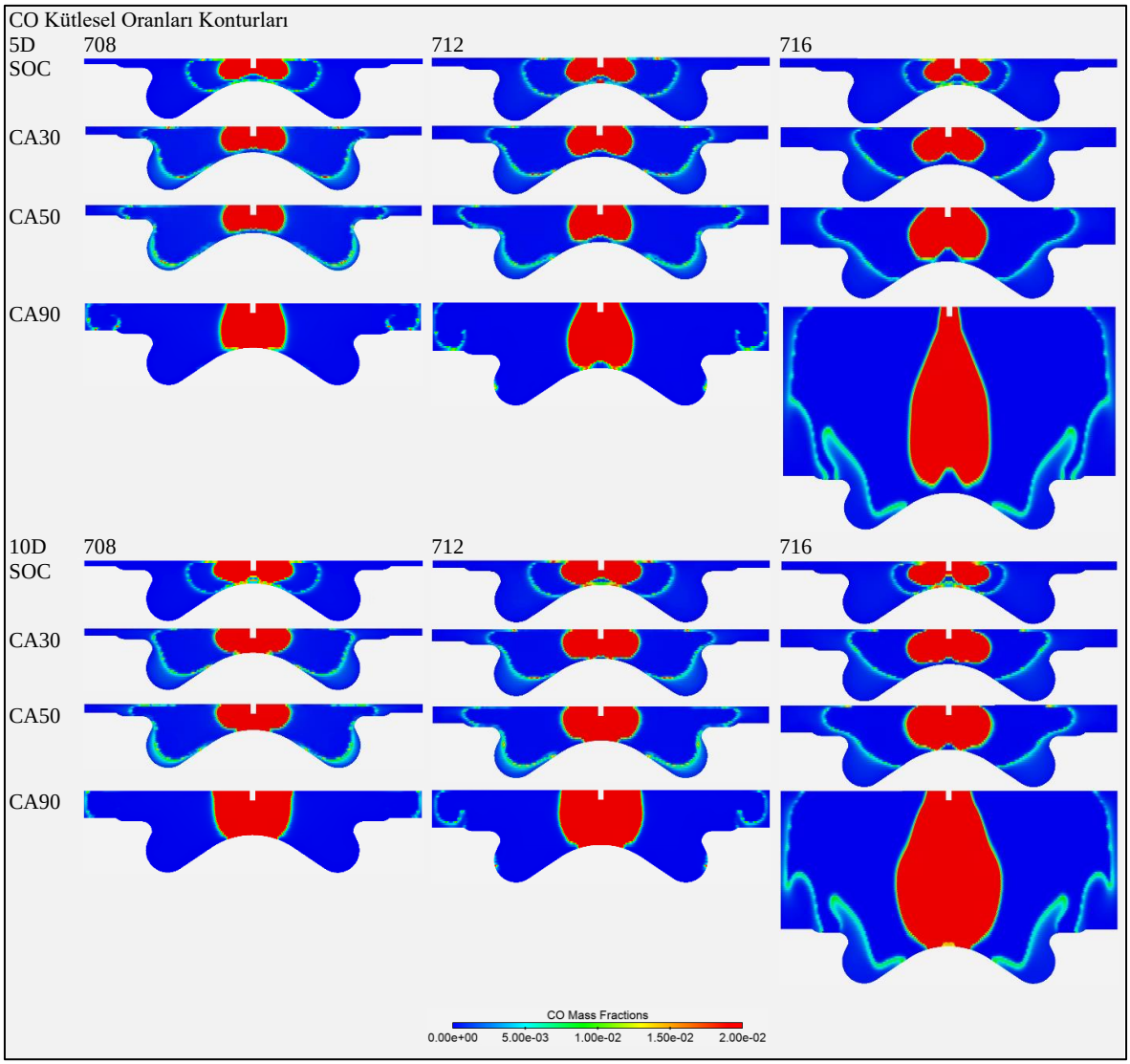
Kompozisyon	Enjeksiyon Zamanı (°CA)	İs	NO_x	CO	THC
5D-2,5H-92,5M	706	0,42	2,27	0,95	0,01
	708	0,69	1,60	0,98	0,09
	710	1,00	1,00	1,00	1,00
	712	1,36	0,46	1,00	8,73
	714	2,11	0,16	1,20	155,51
	716	3,24	0,07	1,36	726,53
10D-2,5H-87,5M	706	3,18	1,81	2,11	0,56
	708	3,60	1,19	2,11	1,39
	710	3,78	0,72	2,12	4,33
	712	4,06	0,36	2,12	12,65
	714	4,98	0,14	2,24	95,92
	716	7,13	0,06	2,45	644,90

Şekil 5.17'deki NO kütle oranı konturları, NO oluşumunun sıcaklık dağılımıyla güçlü bir doğru orantı içinde olduğunu doğrulamaktadır. NO'nun en yüksek konsantrasyonları, sıcaklık konturlarında yaklaşık 2500 K olarak belirlenen birinci sıcaklık bölgesiyle çakışmaktadır. Bu durum, termal NO oluşumunun hâkim mekanizma olduğunu ve Zeldovich mekanizmasına göre 2200 K üzerindeki sıcaklıklarda NO üretim hızının üssel biçimde artması ile örtüşmektedir [43, 44]. 10% dizel oranında NO kütle oranlarının daha yüksek seviyelere ulaşması, bu durumda oluşan daha geniş ve daha sıcak yanma bölgesiyle doğrudan ilişkilidir. Enjeksiyon zamanlamasının geciktirilmesiyle birlikte yüksek sıcaklık bölgelerinin hem daha kısa süre korunması hem de daha düşük tepe değerlere ulaşmasından dolayı, geç enjeksiyonlarda Çizelge 5.12'de raporlanan NO_x düşüşü bu kontur verileriyle tutarlı bir açıklama bulmaktadır.



Şekil 5.17. 5% ve 10% pilot dizel oranı koşullarında ve belirli ısı salım fazlarında NO kütle oranları konturları

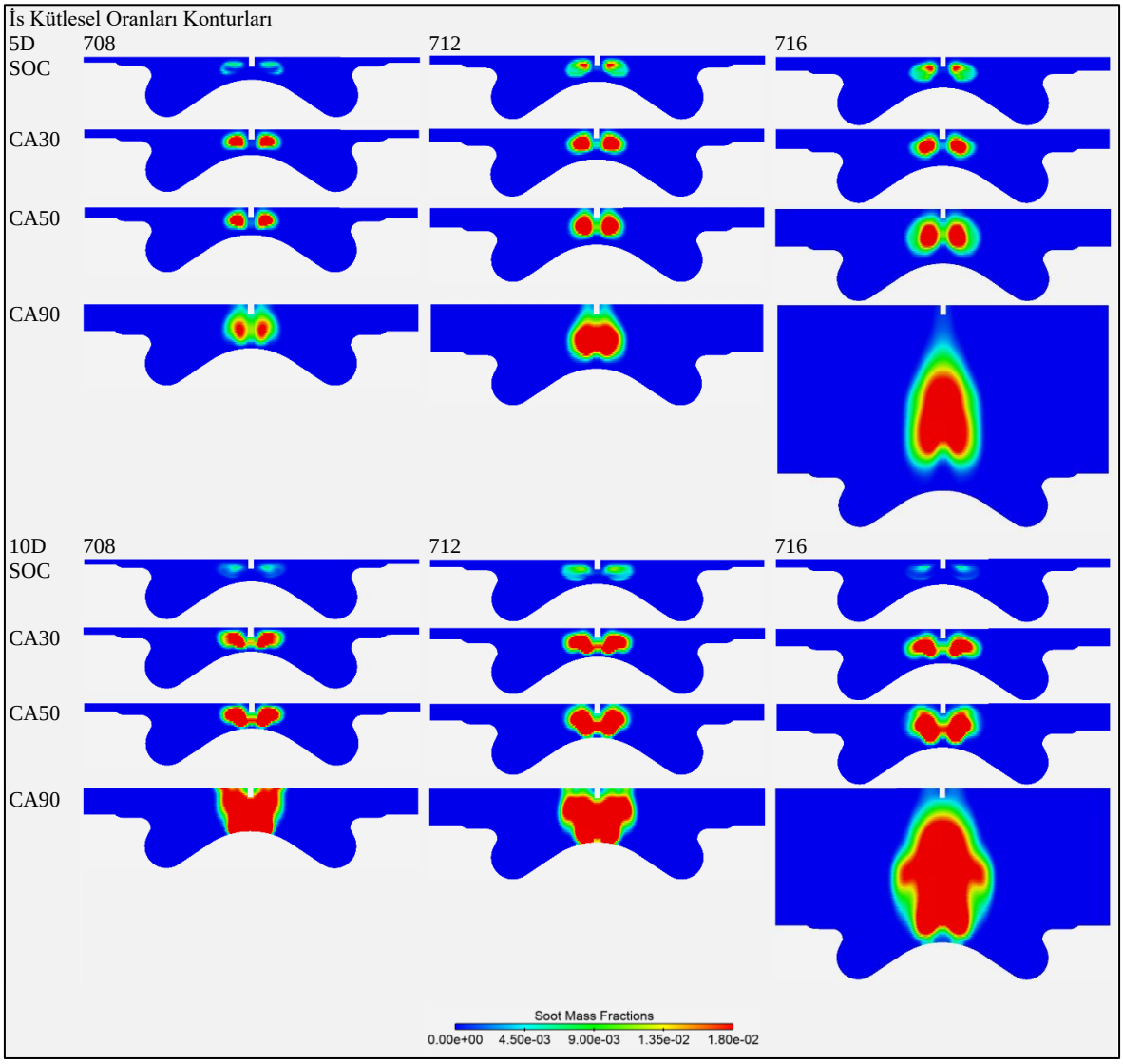
Şekil 5.18'deki CO kütle oranı konturları incelendiğinde, CO oluşumunun ağırlıklı olarak dizel püskürtme bölgesi etrafında yoğunlaştığı görülmektedir; bu durum, yerel zengin karışım bölgelerinde tamamlanamamış oksidasyonun bir sonucudur. Konturlarda sıcaklık dağılımının ikinci bölgesiyle örtüşen belirgin bir ikinci CO dalgası gözlemlenmektedir. Bu ikinci dalga, ön karışımlı metan-hidrojen karışımının yanmasının tetiklediği kısmi oksidasyon ürünlerinin daha soğuk silindir bölgelerine taşınmasıyla ilişkilidir. 10% dizel oranında dizel püskürtme alanında oluşan zengin bölgelerin daha büyük olması, Çizelge 5.12'de CO konsantrasyonlarının genel olarak daha yüksek seyretmesi, bu mekanizmayı desteklemektedir.



Şekil 5.18. 5% ve 10% pilot dizel oranı koşullarında ve belirli ısı salım fazlarında CO kütle oranları konturları

Şekil 5.19'daki is kütle oranı konturları incelendiğinde, is oluşumunun büyük ölçüde dizel enjeksiyon bölgesinde yoğunlaştığı görülmektedir. Bu durum, zengin dizel karışımının yüksek sıcaklıkta oksijence fakir ortamda kısmi yanması sonucu oluşan ürünlerle açıklanmaktadır. 5% dizel oranında is oluşumunun mekânsal olarak görece daha sınırlı kaldığı ve daha hızlı okside olduğu görülmektedir; bu durum, düşük pilot yakıt miktarının zengin yerel bölgeleri azaltmasıyla tutarlıdır. Buna karşılık 10% dizel oranında is bölgesinin daha geniş bir alana yayıldığı ve özellikle erken enjeksiyon zamanlarında is oluşum hızının oksidasyon hızını geride bıraktığı anlaşılmaktadır. Sıcaklık ve CO konturlarıyla birlikte değerlendirildiğinde, yüksek sıcaklık bölgelerinin is oksidasyonunu desteklediği, buna karşılık ikinci sıcaklık bölgesinin (~2000 K) is oksidasyonu için yeterli olmayabileceği ve bu bölgede is birikiminin olmadığı gözlemlenmektedir. Bu gözlem, Çizelge 5.12'deki is

emisyon artışının geç enjeksiyon zamanlarında belirginleşmesiyle fiziksel olarak uyumludur.



Şekil 5.19. 5% ve 10% pilot dizel oranı koşullarında ve belirli ısı salım fazlarında is kütle oranları konturları

Genel olarak HAD analizleri ele alındığında, hidrojen katkısının üç tepe noktalı ısı salım karakteristiğine neden olması ile silindir içi sıcaklık ve basıncı artırması, literatürde bulunan benzer çalışmalar ile [12, 13], paralel bir ilişkidedir .

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, ağır hizmet tipi bir dizel motorunda hidrojen ve metan yakıtlarının çift yakıtlı RCCI stratejisi altındaki yanma ve emisyon trendleri, 0/1-B ve 3-B HAD simülasyonları aracılığıyla detaylı bir şekilde incelenmiştir. Özellikle kütlece pilot dizeli %10 ve %5 gibi düşük oranlarda tutup, enjeksiyon zamanlamasının etkileri üzerinde durulmuştur.

Bu tez kapsamında elde edilen bulgular aşağıdaki başlıklar altında özetlenmiştir:

- Sayısal model doğrulaması: AVL CRUISE M ile oluşturulan 0/1-B model, deneysel verilerle karşılaştırıldığında BMEP, tork ve özgül yakıt tüketimi gibi performans parametrelerinde %0,5'in altında hata oranları sergilemiştir. Maksimum silindir içi basınçta fark %1,96 ile sınırlı kalmış; ısı salım oranındaki tepe değer farkı ise %2,7 olarak hesaplanmıştır. ANSYS Forte ile gerçekleştirilen 3-B HAD analizinde ise Richardson ekstrapolasyonuna dayalı GCI yöntemi ile 0,22 cm eleman boyutunun ağdan bağımsız çözüm sağladığı belirlenmiş; bu ağ boyutunda maksimum silindir basıncı deneysel değerden yalnızca %0,24 sapma göstermiştir. Performans ve emisyon doğrulama sonuçları, oluşturulan modelin metan-hidrojen-dizel RCCI yanma analizleri için güvenilir bir araç olduğunu ortaya koymaktadır.
- Enjeksiyon zamanlamasının RCCI moduna etkisi: Dizel referans koşulundaki 719,5 °CA enjeksiyon zamanının 10D-90M kompozisyonuna doğrudan uygulandığı durumda yanma etkin biçimde başlatılamamış; indike güç 11,09 kW'a düşmüş ve indike ÖYT 1219,65 g/kWh seviyesine çıkmıştır. Bu sonuç, RCCI modunda düşük pilot yakıt oranlarının ateşleme fonksiyonunu yerine getirebilmesi için enjeksiyon zamanlamasının yeniden optimize edilmesinin zorunlu olduğunu açıkça ortaya koymaktadır. Enjeksiyon zamanının 710 °CA'ya erkene çekilmesiyle yanma kararlılığı yeniden sağlanmış ve indike termal verimlilik %7'den %30'a yükselmiştir.
- Pilot dizel oranının yanma karakteristiklerine etkisi: 710 °CA enjeksiyon zamanında dizel pilot oranının %5'ten %20'ye artırılması tutuşma gecikme süresini 17,04 °CA'dan 14,00 °CA'ya düşürmüş, yanma süresini ise 50,02 °CA'dan 35,04 °CA'ya kısaltmıştır. 20D-80M karışımı en yüksek maksimum basınç (114,29 bar), sıcaklık (1612 K) ve indike termal verimlilik (%37) değerlerine ulaşmıştır. Ancak bu çalışmada temel hedef

dizelin yalnızca ateşleme başlatıcı olarak minimum oranlarda kullanılması olduğundan, yüksek dizel oranı gerekçesiyle 20D-80M koşuluyla analizlere devam edilmemiştir.

- Hidrojen katkısının ve enjeksiyon zamanlamasının birlikte etkisi: Kütlece %2,5 hidrojen ilavesiyle elde edilen 5D-2,5H-92,5M ve 10D-2,5H-87,5M kompozisyonlarında, 706–716 °CA aralığındaki enjeksiyon zamanlaması parametrik olarak incelenmiştir. Erken enjeksiyon zamanlarında (706–708 °CA) yüksek indike güç ve verimlilik elde edilmekle birlikte, 706 °CA'da 5D kompozisyonu için MPRR değeri 1,130 MPa/°CA ile kabul edilen 1,0 MPa/°CA vuruntu sınırını aşmıştır. 710–712 °CA enjeksiyon aralığı, her iki dizel oranı için de MPRR'yi sınır altında tutarken 5D kompozisyonunda %46–49, 10D kompozisyonunda %46–48 indike termal verimlilik sunarak en dengeli çalışma aralığı olarak öne çıkmıştır.
- Isı salım karakteristikleri: 706-710 °CA enjeksiyon zamanlarında ısı salım oranı eğrilerinde üç aşamalı bir yapı gözlemlenmiştir: düşük sıcaklık reaksiyonlarına bağlı küçük bir erken yükselme (cool flame), pilot dizel kaynaklı keskin bir ön karışım yanma piki ve bunu izleyen metan-hidrojen karışımının daha yayılı ikinci yanma piki. Enjeksiyon zamanlamasının geciktirilmesiyle bu çoklu pik yapısı tekli ve yayvan bir profile dönüşmüş; yanmanın difüzyon kontrollü karakterinin güçlendiğini ve toplam salınan enerjinin azaldığını göstermiştir.
- Emisyon karakteristikleri: NO_x emisyonları enjeksiyon zamanlamasıyla güçlü bir ilişki sergilemiştir; 706 °CA'dan 716 °CA'ya geçişte 5D kompozisyonu için NO_x 1860 ppm'den 56,9 ppm'e, 10D kompozisyonu için ise 1480 ppm'den 48,5 ppm'e düşmüştür. Buna karşılık geç enjeksiyon zamanlarında THC emisyonları, özellikle 714–716 °CA aralığında çok keskin artışlar sergileyerek 5D kompozisyonunda 17800 ppm'e ulaşmıştır. Bu ters yönlü ilişki, 708–710 °CA aralığının NO_x ve THC açısından en dengeli çalışma noktasını sunduğunu ortaya koymaktadır. Sıcaklık ve NO kontur analizleri, NO oluşumunun ağırlıklı olarak ~2500 K'lik birinci sıcaklık bölgesiyle örtüştüğünü ve termal NO mekanizmasının hâkim olduğunu doğrulamıştır. CO oluşumunun ise dizel püskürtme çevresindeki zengin bölgelerde yoğunlaştığı ve ikinci sıcaklık bölgesiyle (~2000 K) ilişkili belirgin bir ikinci dalga sergilediği gözlemlenmiştir.

Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar doğrultusunda, gelecekte yapılabilecek araştırmalar için aşağıdaki öneriler sunulmaktadır:

- Dizel pilot yakıt oranının %5'in altına düşürülerek ateşleme sınırlarının ve yanma kararlılığının incelenmesi.
- Hidrojen oranının kademeli olarak artırılmasıyla ikincil ısı açığa çıkma piklerinin yanma verimi ve emisyonlar üzerindeki etkilerinin detaylı analizi.
- Sabit yük yerine farklı motor yük ve devir koşullarında optimum enjeksiyon zamanlamasının belirlenmesi.
- Çoklu pilot enjeksiyon veya bölünmüş enjeksiyon stratejilerinin, özellikle geç enjeksiyonlarda artan CO ve THC emisyonlarını azaltma potansiyelinin araştırılması.
- EGR oranının parametrik olarak incelenmesi. Bu çalışmada EGR oranı %15 olarak sabit tutulmuştur. Hidrojen katkısının yüksek yanma sıcaklıkları nedeniyle NO_x oluşumunu artırıcı etkisi göz önüne alındığında, farklı EGR oranlarının NO_x-verimlilik dengesi üzerindeki etkilerinin sistematik biçimde incelenmesi.

KAYNAKLAR

1. International Energy Agency (2017). *The future of trucks: implications for energy and the environment*. *IEA.* Paris, 1-164.

2. Jia, Z. ve Denbratt, I. (2015). Experimental investigation of natural gas-diesel dual-fuel RCCI in a heavy-duty engine. *SAE International Journal of Engines*, 08(2), 797-807.

3. Yavuz, M. ve Yilmaz, I. T. (2025). Influence of pilot diesel ratio and engine load on combustion behaviour in a biogas-fueled RCCI engine. *Fuel Processing Technology*, 277, 108307.

4. Iqbal, M. Y., Wang, T., Li, G. ve Ali, W. (2023). Combustion parametric investigations of methanol-based RCCI internal combustion engine and comparison with the conventional dual fuel mode. *European Journal of Theoretical and Applied Sciences*, 1(5), 951–961.

5. Wu, Y. ve Qiu, T. (2025). The influence of diesel pilot injection timing on the combustion and emission characteristics of a natural gas-diesel dual-fuel engine. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 11, 1736852.

6. Kavuri, C., Paz, J. ve Kokjohn, S. L. (2016). A comparison of reactivity controlled compression ignition (RCCI) and gasoline compression ignition (GCI) strategies at high load, low speed conditions. *Energy Conversion and Management*, 127, 324–341.

7. Fırat, M., Okcu, M., Altun, Ş. ve Varol, Y. (2023). Numerical investigation of natural gas (NG) as low reactivity fuel in a reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine model. *Fuel*, 343, 127949.

8. Alone, S., Satputaley, S., Borkar, D., Bhave, N. ve Dudek, M. (2026). Ethanol–hydrogen reactivity management for high-efficiency, low-emission reactivity-controlled compression ignition engines: A systematic review of combustion, control, and life cycle impact. *Energies*, 19(4), 909.

9. Alattwani, A. H. S., Gul, M. Z. ve Yilmaz, M. (2025). Optimization methodologies for analyzing the impact of operational parameters on a light-duty methane/diesel reactivity-controlled compression ignition engine. *Applied Sciences*, 15(7), 3849.

10. Duan, H., Jia, M., Xu, Z., Li, Y. ve Xia, G. (2023). Comprehensive analysis of combustion behaviors of hydrogen (H2)/diesel reactivity-controlled compression ignition (RCCI) in a light-duty diesel engine. *Fuel*, 353, 129237.

11. Shayesteh, R. A., Poorghasemi, K. ve Mousavi, S. M. (2026). Performance and emission characteristics of reverse reactivity-controlled compression ignition (R-RCCI) engines: A comparative CFD/chemical kinetics study with standard RCCI configurations. *Fuel*, 405, 136626.

12. Navid, A., Ghadamkheir, K., Hasche, A., Zareei, J., Krause, H. ve Eckart, S. (2024). Combustion analysis of methane-hydrogen port injection combined with OMEn/diesel spray injection in an RCCI engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 54, 1319–1328.

13. Qin, W., Shi, J. ve Cheng, Q. (2025). Numerical study on diesel ignited methane-hydrogen tri-fuel RCCI combustion. *Fuel*, 381, 133605.

14. Fakhari, A. H., Salahi, M. M., Gharehghani, A., Hunicz, J., Mikulski, M. ve Andwari, A. M. (2025). Novel chemical kinetic mechanism for CFD simulation of hydrogen-enriched natural gas/diesel RCCI combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 105, 1408–1424.

15. Loyte, A., Suryawanshi, J., Bhiogade, G., Devarajan, Y., Thandavamoorthy, R., Mishra, R. ve L, N. (2023). Influence of injection strategies on ignition patterns of RCCI combustion engine fuelled with hydrogen enriched natural gas. *Environmental Research*, 234, 116537.

16. Eswanto, E., Hamidi, M. A., Daud, S., Yusop, A. F., Umar, K. ve Gunawan, I. (2025). Hydrogen-induced fuel system in RCCI engine for clean combustion: A Review. *Automotive Experiences*, 8(2), 310–337.

17. Longo, K., Wang, X. ve Zhao, H. (2024). Impact of diesel-hythane dual-fuel combustion on engine performance and emissions in a heavy-duty engine at low-load condition. *International Journal of Engine Research*, 25(2), 276–292.

18. Cheng, Q., Kaario, O., Ahmad, Z., Vuorinen, V. ve Larmi, M. (2021). Effect of pilot fuel properties on engine performance and combustion stability in a tri-fuel engine powered by premixed methane-hydrogen and diesel pilot. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46(75), 37469–37486.

19. Mabadi Rahimi, H., Jazayeri, S. A. ve Ebrahimi, M. (2020). Hydrogen energy share enhancement in a heavy duty diesel engine under RCCI combustion fueled with natural gas and diesel oil. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(35), 17975–17991.

20. ANSYS Inc. (2024). *Ansys Forte theory manual (Release 2024 R2)*. Canonsburg, PA: ANSYS Inc., 1-118.

21. ANSYS Inc. (2024). *Ansys Chemkin theory manual (Release 2024 R2)*. Canonsburg, PA: ANSYS Inc.,1-358.

22. Vishwanathan, G. ve Reitz, R. D. (2008). Numerical predictions of diesel flame lift-off length and soot distributions under low temperature combustion conditions, *SAE Technical Paper*, 2008-01-1331.

23. Han, Z. ve Reitz, R. D. (1997). A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(3), 613–625.

24. Wang, Y., Ge, H.-W. ve Reitz, R. D. (2010). Validation of mesh- and timestep-independent spray models for multi-dimensional engine CFD simulation. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 3(1), 277–302.

25. Su, T. F., Patterson, M. A., Reitz, R. D. ve Farrell, P. V. (1996). Experimental and numerical studies of high pressure multiple injection sprays, *SAE Transactions*, 105, 1281-1292.

26. Reitz, R. D. ve Beale, J. C. (1999). Modeling spray atomization with the kelvin-helmholtz/rayleigh-taylor hybrid model. *Atomization and Sprays*, 9(6), 623–650.

27. AVL List GmbH (2024). *AVL CRUISE M user manual (Release 2024)*. Graz, Austria: AVL List GmbH.

28. Woschni, G. (1991). *Einfluß von rußablagerungen auf den wärmeübergang zwischen arbeitsgas und wand im dieselmotor*. Der Arbeitsprozeß des Verbrennungsmotors, Graz, 149-169

29. Woschni, G. (1967). A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, *SAE Technical Paper*, 76, 3065–3083.

30. Pattas, K. ve Hafner G. (1973). Stickoxidbildung bei der ottomotorischen verbrennung (Formation of nitric oxide during combustion in gasoline engines). *Motortechnische Zeitschrift*, 12, 397–404.

31. Onorati, A., Ferrari, G. ve D'Errico, G. (2001). 1D unsteady flows with chemical reactions in the exhaust duct-system of S.I. engines: predictions and experiments. *SAE Transactions*, 110, 738–752.

32. Schubiger, R., Boulouchos, K. ve Eberle, M. (2002). Soot emission from diesel combustion. *Motortechnische Zeitschrift worldwide*, 63(5), 2–5.

33. Aktas, F. (2021). *Bir dizel motorda çift yakıt olarak propan-dizel kullanımının yanma rejimine, motor performansına ve emisyon değerlerine olan etkilerinin sayısal olarak incelenmesi*. Doktora tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

34. Roache, P. J. (1994). Perspective: A method for uniform reporting of grid refinement studies. *Journal of Fluids Engineering*, 116(3), 405–413.

35. Rakopoulos, C. D., Rakopoulos, D. C., Giakoumis, E. G. ve Kyritsis, D. C. (2004). Validation and sensitivity analysis of a two zone diesel engine model for combustion and emissions prediction. *Energy Conversion and Management*, 45(9–10), 1471–1495.

36. Vishwanathan, G. ve Reitz, R. D. (2015). Application of a semi-detailed soot modeling approach for conventional and low temperature diesel combustion – Part II: model sensitivity. *Fuel*, 139, 771–779.

37. Singh, P., Baruah, D., Gohain, S. K. ve Kalita, P. (2026). *Fuel properties and suitability for internal combustion engines: exploring conventional, alternative, and bio-blended fuels*. In Ammonia and Low Carbon Combustion Engine Technologies for De-Fossilizing Transport Sector, Singapore: Springer Nature Singapore, 71–99.

38. Heywood, J. B. (2018). *Internal combustion engine fundamentals*. (2. Baskı). New York : McGraw-Hill Book Company, 1-972

39. Dwarshala, S. K. R., Rajakumar, S. S., Kummitha, O. R., Venkatesan, E. P., Veza, I. ve Samuel, O. D. (2023). A review on recent developments of RCCI engines operated with alternative fuels. *Energies*, 16(7), 3192.

40. Saxena, M. R., Rana, S. ve Maurya, R. K. (2023). Experimental investigation on the effect of in-cylinder heat release features on particle emissions characteristics of CNG–diesel RCCI engine. *International Journal of Environmental Science and Technology*, 20(12), 13433–13452.

41. Reitz, R. D. ve Duraisamy, G. (2015). Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 46, 12–71.

42. Sitaraman, R., Batool, S., Borhan, H., Velni, J. M., Naber, J. D. ve Shahbakhti, M. (2022). Data-driven model learning and control of RCCI engines based on heat release rate. *IFAC-PapersOnLine*, 55(37), 608–614.

43. Konnov, A. A., Colson, G. ve De Ruyck, J. (2001). NO formation rates for hydrogen combustion in stirred reactors. *Fuel*, 80(1), 49–65.

44. Kosmadakis, G. M., Rakopoulos, D. C. ve Rakopoulos, C. D. (2015). Investigation of nitric oxide emission mechanisms in a SI engine fueled with methane/hydrogen blends using a research CFD code. *International Journal of Hydrogen Energy*, 40(43), 15088–15104.



Gazili olmak ayrıcalıktır