
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

# HCCI MOTORLARDA FARKLI ÇALIŞMA PARAMETRELERİNİN MOTOR PERFORMANSI VE EMİSYONLAR ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN SAYISAL ANALİZİ

**Gonca KETHÜDAOĞLU**

**DOKTORA TEZİ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EKİM 2024**

## 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.

Gonca KETHÜDAOĞLU

24/10/2024

# HCCI MOTORLARDA FARKLI ÇALIŞMA PARAMETRELERİNİN MOTOR PERFORMANSI VE EMİSYONLAR ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN SAYISAL ANALİZİ

(Doktora Tezi)

Gonca KETHÜDAOĞLU

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ekim 2024

## ÖZET

Bu çalışmada, n-heptan yakıtı kullanılarak HCCI (Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli) motorlarının performans ve emisyon parametreleri incelenmiştir. Motor hızı, eşdeğerlik oranı, EGR (Egzoz Gazı Geri Dönüşüm) oranı, sıkıştırma oranı ve emme havası sıcaklığı gibi parametrelerin HCCI yanma süreçlerine etkileri değerlendirilmiştir. Çalışmanın amacı, HCCI motorlarının verimliliğini artırmak ve emisyon seviyelerini minimize etmek için farklı parametrelerin yanma süreci üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemek ve bu motorların çalışma aralığını genişletebilecek çözümler sunmaktır. Sayısal analizler AVL FIRE™M yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiş ve literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Çalışmada, motor hızları 1000 rpm, 1400 rpm ve 1800 rpm olarak seçilmiş; eşdeğerlik oranları 0,22 ile 0,29 arasında, emme havası sıcaklığı 293,15 K (20°C), 313,15 K (40°C), 353,15 K (80°C) ve 393,15 K (120°C) değerlerinde, EGR %0 ile %30 aralığında, sıkıştırma oranı ise 15, 16 ve mevcut sıkıştırma oranı olan 17,5 olarak incelenmiştir. Her bir durumda basınç, ısı salınımı, sıcaklık, yanma süresi ve emisyon değerleri hesaplanmıştır. Motor hızının azaltılması, silindir içi basınç ve sıcaklık değerlerinin artmasına ve yanma süresinin kısalmasına neden olmuştur. Motor hızındaki azalış, çalışma aralığının genişlemesine katkı sağlamıştır. %20 EGR kullanımı, çalışma aralığını genişletirken %30 EGR'nin olumsuz etkileri gözlenmiştir. Emme havası sıcaklığının artırılması, çalışma aralığını genişletse de IMEP ve maksimum silindir basıncının azaldığı gözlemlenmiştir. Sıkıştırma oranının artırılması ise yanma verimliliğini yükseltmiştir. Tüm çalışma koşullarında $NO_x$ emisyonları 5 ppm'in altında kalmıştır. Sonuç olarak, farklı çalışma koşulları altında HCCI motorlarının performans ve emisyon parametreleri başarılı bir şekilde analiz edilmiş ve çalışma aralığı belirlenmiştir. Sonuç olarak, farklı çalışma koşulları altında HCCI motorlarının performans ve emisyon parametreleri başarılı bir şekilde analiz edilmiş ve çalışma aralığı belirlenmiştir. Bu çalışma, HCCI motorlarının potansiyelini daha geniş bir çalışma aralığında değerlendirmek ve yanma verimliliğini artırırken emisyonları minimize etmek için gerekli stratejilerin belirlenmesine katkıda bulunmayı hedeflemektedir.

| | | |
|---|---|---|
| Bilim Kodu | : | 91413 |
| Anahtar Kelimeler | : | HCCI motor, yanma, motor performansı, sayısal modelleme |
| Sayfa Adedi | : | 154 |
| Danışman | : | Doç. Dr. Nureddin DİNLER |

# NUMERICAL ANALYSIS OF THE EFFECTS OF OPERATING PARAMETERS ON PERFORMANCE AND EMISSIONS IN HCCI ENGINES

(Ph. D. Thesis)

Gonca KETHÜDAOĞLU

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

October 2024

## ABSTRACT

In this study, the performance and emission parameters of HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) engines using n-heptane fuel were investigated. The effects of parameters such as engine speed, equivalence ratio, EGR (Exhaust Gas Recirculation) rate, compression ratio, and intake air temperature on the HCCI combustion process were evaluated. The aim of the study is to improve the efficiency of HCCI engines and minimize emission levels by numerically analyzing the effects of these parameters on the combustion process, as well as proposing solutions to expand the operating range of these engines. Numerical analyses were performed using AVL FIRE™M software and compared with findings in the literature. In the study, engine speeds of 1000 rpm, 1400 rpm, and 1800 rpm were selected, with equivalence ratios ranging from 0,22 to 0,29. Intake air temperatures were set at 293,15 K (20°C), 313,15 K (40°C), 353,15 K (80°C), and 393,15 K (120°C). The EGR rate varied between 0% and 30%, and the compression ratios of 15, 16, and the existing compression ratio of 17,5 were analyzed. For each case, pressure, heat release rate, temperature, combustion duration, and emission values were calculated. A reduction in engine speed resulted in an increase in cylinder pressure and temperature, as well as a shorter combustion duration. The decrease in engine speed contributed to an expansion of the operating range. While 20% EGR extended the operating range, negative effects were observed at 30% EGR. Although increasing the intake air temperature expanded the operating range, it also led to a decrease in IMEP and maximum cylinder pressure. Increasing the compression ratio improved combustion efficiency. In all operating conditions, $NO_x$ emissions remained below 5 ppm. In conclusion, the performance and emission parameters of HCCI engines under different operating conditions were successfully analyzed, and the operating range was determined. This study aims to contribute to the identification of the necessary approaches to evaluate the potential of HCCI engines across a wider operating range, while improving combustion efficiency and minimizing emissions.

Science Code : 91413
Key Words : HCCI engine, combustion, engine performance, numerical modeling
Page Number : 154
Supervisor : Assoc. Prof. Nureddin DİNLER

# TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın oluşmasında bilgisini ve deneyimlerini esirgemeyen tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Nureddin DİNLER başta olmak üzere Tez İzleme Komitesi (TİK) üyelerim Sayın Prof. Dr. Nuri YÜCEL ve Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU'na hocalarıma teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım süresince beni yönlendiren ve yardımlarını esirgemeyen Doç. Dr. Fatih AKTAŞ hocama teşekkür ederim.

Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu'nun (TÜBİTAK) 122M511 projesine verdiği destek için kendilerine de teşekkürlerimi sunarım.

Eğitim hayatım boyunca beni destekleyen sevgili aileme ve eşim Tevfik İhsan KETHÜDAOĞLU'na teşekkürlerimi sunarım.

# İÇİNDEKİLER

**Sayfa**

ÖZET ..... iv

ABSTRACT ..... v

TEŞEKKÜR ..... vi

İÇİNDEKİLER ..... vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ ..... xi

ŞEKİLLERİN LİSTESİ ..... xiii

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... xviii

1. GİRİŞ ..... 1

2. HOMOJEN DOLGULU SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEME ..... 3

2.1. HCCI Yanma ..... 3

2.2. HCCI Araştırmalarına Öncülük Eden Çalışmalar ..... 5

2.3. HCCI Yanma Zorlukları ..... 6

2.3.1. Yanma faz kontrolü ..... 6

2.3.2. Anormal basınç artışları ve yüksek gürültü ..... 7

2.3.3. Yanmamış HC ve CO emisyonları ..... 7

2.3.4. Çalışma aralığı ..... 7

2.3.5. Soğuk çalıştırma ..... 8

2.3.6. Homojen karışım hazırlama ..... 8

3. HCCI YANMA KARAKTERİSTİĞİ ÜZERİNDE ETKİLİ FAKTÖRLER ..... 11

3.1. Motor Hızı ..... 11

3.2. Egzoz Gazı Geri Dönüşümü (EGR) ..... 11

3.3. Emme Havası Giriş Sıcaklığı ..... 12

3.4. Yakıtlar, Yakıt İlavesi ve Alternatif Yakıt Katkıları ..... 12

**Sayfa**

3.5. Sıkıştırma Oranı ..... 13

3.6. Emme Manifoltu Basıncı ..... 14

3.7. Değişken Supap Hareketi ..... 15

4. ÇALIŞMADA KULLANILAN YÖNTEMLER ..... 17

4.1. HCCI Yanmada Sayısal Yöntemler ..... 17

4.1.1. HCCI yanmada sayısal simülasyon ..... 17

4.1.2. Modellemede kullanılan sayısal simülasyon programları ..... 21

5. MATEMATİKSEL DENKLEMLER ..... 23

5.1. Süreklilik Denklemi ..... 23

5.2. Momentum Denklemi ..... 23

5.3. Türlerin Taşıma Denklemi ..... 24

5.4. Enerji Denklemi ..... 24

5.5. Türbülans Modeli ..... 24

5.5.1. k-epsilon modeli ..... 24

5.5.2. k-zeta-f modeli ..... 28

5.6. Yanma Modeli-Genişletilmiş Tutarlı Alev Modeli (Extended Coherent Flame Model / ECFM-3Z) ..... 29

5.6.1. Türbülanslı alev yüzey yoğunluğunun gelişimi ..... 30

5.6.2. Termodinamik büyüklükler ..... 31

5.7. Sprey Modelleri ..... 32

5.7.1. Temel denklemler ..... 32

5.7.2. Sürükleme yasası modeli ..... 35

5.7.3. Buharlaşma ..... 35

5.7.4. Dizel nozul akış modeli ..... 39

5.7.5. Parçalanma modeli ..... 41

**Sayfa**

5.7.6. Sprey-duvar etkileşimi ..... 42
5.7.7. Walljet ..... 43
6. 0/1 BOYUTLU ANALİZLER VE SINIR KOŞULLARI ..... 45
6.1. Isı Transfer Modeli ..... 45
6.2. Yanma Modeli ..... 46
6.2.1. Karışım kontrollü yanma modeli ..... 46
6.3. AVL Boost Motor Simülasyon Modeli ..... 47
6.3.1. 1B dizel modelleme sonuçları ..... 49
7. AVL FIRE™M İLE HAD ANALİZLERİ ..... 53
7.1. Ağ Yapısının Oluşturulması ..... 53
7.1.1. Motor geometrisi ..... 54
7.1.2. Ağ yapısı ..... 55
7.2. Soğuk Akış Analizleri ..... 59
7.2.1. Kompresyon basıncı literatürden alınan deneysel sonuçlar ..... 60
7.2.2. Bir boyutlu model soğuk akış sonuçları ..... 61
7.2.3. 3 boyutlu soğuk akış analizleri ..... 61
7.2.4. 3 boyutlu soğuk akış analiz sonuçları ..... 62
7.3. Kapalı Çevrim (592-854 KA- Çevrimin Kapalı Valf Kısmı) Analizleri ..... 67
7.3.1. Ağ yapısının belirlenmesi ..... 70
7.3.2. Adım (zaman/açı adımı) sayısının belirlenmesi ..... 75
7.3.3. Türbülans modelinin belirlenmesi ..... 79
7.4. Tam Çevrim Sonuçları ..... 81
7.5. Model Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması ..... 95
8. HCCI ANALİZLERİ ..... 99

**Sayfa**

8.1. Yakıt Eşdeğerlik Oranının HCCI Yanmaya Etkisi ve Çalışma Aralığının Belirlenmesi ..... 101

8.2. Motor Hızının HCCI Yanmaya Etkisi ..... 110

8.3. EGR Oranının HCCI Yanmaya Etkisi ..... 117

8.4. Emme Havası Giriş Sıcaklığının HCCI Yanmaya Etkisi ..... 123

8.5. Sıkıştırma Oranının HCCI Yanmaya Etkisi ..... 130

9. SONUÇ VE ÖNERİLER ..... 139

KAYNAKLAR ..... 141

ÖZGEÇMİŞ ..... 153

# ÇİZELGELERİN LİSTESİ

**Çizelge** **Sayfa**

Çizelge 4.1. HCCI modelleri karşılaştırma ..... 20

Çizelge 6.1. Motor özellikleri ..... 48

Çizelge 6.2. Basınç ve ısı salınımı verileri ..... 52

Çizelge 7.1.Motor geometrisine ait veriler ..... 54

Çizelge 7.2. Sayısal ağ yapılarının eleman sayıları ..... 56

Çizelge 7.3. Sayısal ağ yapıları ve silindir ekseni boyunca farklı noktalarda hız değişimi ..... 57

Çizelge 7.4. Sınır koşulları ..... 62

Çizelge 7.5. Geometri fiziksel tanımlamaları ..... 68

Çizelge 7.6. Kapalı çevrim için sınır şartları ..... 68

Çizelge 7.7. Kapalı çevrim için başlangıç şartları ..... 69

Çizelge 7.8. Tam ve kapalı çevrim için enjektör bilgileri ..... 70

Çizelge 7.9. Farklı eleman sayıları için silindir içi yanma değerleri ..... 73

Çizelge 7.10. Motor performans değerlerinin ve emisyon değerlerinin farklı eleman sayıları için deneysel verilerle karşılaştırılması ..... 74

Çizelge 7.11. Eleman sayısına bağlı çözüm süreleri ..... 75

Çizelge 7.12. Farklı açı adımları için silindir içi yanma değerleri ..... 77

Çizelge 7.13. Motor performans değerlerinin ve emisyon değerlerinin farklı açı adımları için deneysel verilerle karşılaştırılması ..... 78

Çizelge 7.14. Açı adımına bağlı çözüm süreleri ..... 78

Çizelge 7.15. Farklı türbülans modelleri için silindir içi yanma değerleri ..... 80

Çizelge 7.16. Motor performans değerlerinin ve emisyon değerlerinin farklı türbülans modelleri için deneysel verilerle karşılaştırılması ..... 81

Çizelge 7.17. Tam geometri fiziksel tanımları ..... 82

Çizelge 7.18. Tam çevrim için sınır şartları ..... 83

**Çizelge** **Sayfa**

Çizelge 7.19. Tam ve kapalı çevrim için enjektör bilgileri..... 85

Çizelge 7.20. Tam çevrim başlangıç şartları..... 86

Çizelge 7.21. Tam çevrim silindir içi yanma değerleri..... 89

Çizelge 7.22. Tam çevrim, motor performans değerlerinin ve emisyon değerlerinin deneysel verilerle karşılaştırılması..... 89

Çizelge 7.23. Tam çevrim, eleman sayısına bağlı çözüm süreleri..... 95

Çizelge 7.24. 1boyutlu, kapalı çevrim, tam çevrim için silindir içi yanma sonuçları karşılaştırılması..... 97

Çizelge 7.25. 1 boyutlu model, kapalı çevrim, tam çevrim için motor performans ve emisyon değerlerinin karşılaştırılması..... 97

Çizelge 8.1. n-heptanın kimyasal özellikleri..... 100

Çizelge 8.2. Eşdeğerlik oranının HCCI yanmasına etkisinin incelendiği simülasyon parametreleri..... 101

Çizelge 8.3. HCCI yanma sürecinde motorun çalışma aralığındaki farklı eşdeğerlik oranlarına ait IMEP, indike termik verim, CA50 ve yanma süresi (cd) değerleri..... 106

Çizelge 8.4. 0,26 eşdeğerlik oranı için farklı motor hızlarındaki IMEP ve indike termik verim..... 114

Çizelge 8.5. 0,28 eşdeğerlik oranı için farklı EGR oranlarındaki IMEP ve indike termik verim..... 121

Çizelge 8.6. Farklı emme havası giriş sıcaklığındaki IMEP ve indike termik verim (φ :0,26)..... 127

Çizelge 8.7. Hesaplamalar için yapılan kabuller..... 130

Çizelge 8.8. Farklı sıkıştırma oranlarındaki IMEP ve indike termik verim (φ :0,28)..... 135

# ŞEKİLLERİN LİSTESİ

**Şekil** **Sayfa**

Şekil 2.1. HCCI yanma şematik gösterimi ..... 3

Şekil 2.2. HCCI yanma, eşdeğerlik oranı/sıcaklık ..... 7

Şekil 2.3. Karışım hazırlama stratejileri ..... 9

Şekil 4.1. Yarı(sanki) boyutlu termodinamik simülasyonun genel düzeni, adyabatik merkez, ısıl sınır tabaka ve çatlak bölgelerinin birbiri ile etkileşimi ..... 18

Şekil 4.2. HCCI modelleme, 3 boyutlu HAD motor geometrisi şematik çizimi ..... 19

Şekil 5.1. ECFM-3Z modelindeki bölgeler ..... 30

Şekil 5.2. Kavitasyon nozulu ..... 39

Şekil 5.3. Damlacıkların duvar etkileşimi ..... 43

Şekil 6.1. Modellenmiş tek silindirli dizel motorun AVL Boost görüntüsü ..... 48

Şekil 6.2. Güç ve özgül yakıt tüketimi doğrulama grafikleri ..... 49

Şekil 6.3. a) Egzoz gaz sıcaklığı ve b) NOx emisyonları ..... 50

Şekil 6.4. 1800 rpm'de silindir içi basınç ve ısı salınımı ..... 50

Şekil 6.5. Silindir içi basınç. a) 1200 rpm b) 1500rpm ..... 51

Şekil 6.6. Silindir içi basınç a) 2100 ve b) 2400rpm ..... 52

Şekil 7.1. Literatürde yer alan çalışmalardan alınan a) piston gerçek görüntüsü b) piston gerçek görüntüsü c) piston kesit görüntüsü d) yanma odası kesit görüntüsü ..... 55

Şekil 7.2. Oluşturulan piston kesit görüntüleri ..... 55

Şekil 7.3. Eleman sayısından bağımsızlık için belirlenen noktalar ..... 57

Şekil 7.4. Silindir çapı boyunca maksimum supap açıklığında hız değişimi (z yönünde 40 mm uzaklıkta) ..... 58

Şekil 7.5. Yanma çevrimi ağ yapısı ..... 58

Şekil 7.6. Sayısal ağ yapısı kesit görüntüsü ..... 59

Şekil 7.7. Girdap (swirl), döngü ve çapraz döngü (tumble) ..... 59

**Şekil** **Sayfa**

Şekil 7.8. Deneysel kompresyon basıncı ..... 61

Şekil 7.9. Tek boyutlu model soğuk akış silindir içi basınç ..... 61

Şekil 7.10. Soğuk akış simülasyonları silindir içi basınç eğrileri ..... 63

Şekil 7.11. Girdap(swirl) oranı eğrisi ..... 64

Şekil 7.12. Yatay eksende hız konturları ..... 64

Şekil 7.13. Döngü(tumble) grafiği ..... 65

Şekil 7.14. Silindirin merkez düzlemindeki hız konturları (2,4,6,8 mm ve maksimum valf açıklığı için) ..... 65

Şekil 7.15. Türbülans kinetik enerjisi ..... 66

Şekil 7.16. TKE'nin silindirin merkezi düzlemindeki dağılımı a) 700, b)720 ve c) 740 KA ..... 66

Şekil 7.17. a) Kapalı çevrim ağ yapısı (592-854 KA) b) akış hacmi ve sınır koşulları tanımlamaları ..... 67

Şekil 7.18. Silindir içi basınç değerleri, farklı eleman sayıları için karşılaştırma ..... 71

Şekil 7.19. Silindir içi sıcaklık değerleri, farklı eleman sayıları için karşılaştırma ..... 72

Şekil 7.20. Isı salınım oranı, farklı eleman sayıları için karşılaştırma ..... 72

Şekil 7.21. Silindir içi basınç değerleri, farklı açı adımları için karşılaştırma ..... 76

Şekil 7.22. Silindir içi sıcaklık değerleri, farklı açı adımları için karşılaştırma ..... 76

Şekil 7.23. Isı salınım oranı, farklı açı adımı için karşılaştırma ..... 77

Şekil 7.24. Silindir içi basınç değerleri, farklı türbülans modelleri için karşılaştırma ..... 79

Şekil 7.25. Silindir içi sıcaklık değerleri, farklı türbülans modelleri için karşılaştırma ..... 79

Şekil 7.26. Isı salınım oranı, farklı türbülans modelleri için karşılaştırma ..... 80

Şekil 7.27. Tam çevrim akış hacmi ve sınır koşulları tanımlamaları ..... 82

Şekil 7.28. Tam çevrim giriş sıcaklık ve kütle akış hızı profilleri ..... 84

**Şekil** **Sayfa**

Şekil 7.29. Emme ve egzoz supap profilleri ..... 84

Şekil 7.30. Silindir içi basınç değerleri, tam çevrim için karşılaştırma ..... 87

Şekil 7.31. Tam çevrim silindir içi sıcaklık değerleri ..... 87

Şekil 7.32. Isı salınım değerleri, tam çevrim için karşılaştırma ..... 88

Şekil 7.33. Emme süresince silindir içi hava hareketinin dikey kesit görüntüsü ..... 90

Şekil 7.34. Sıkıştırma zamanı boyunca silindir içi hava hareketinin yatay kesit görüntüsü ..... 91

Şekil 7.35. Farklı krank açıları için dizel yakıtın (C13H23) silindir içi dağılımı ..... 92

Şekil 7.36. Farklı krank açıları için silindir içi hava hareketinin dağılımı ve hız konturları ..... 93

Şekil 7.37. Farklı krank açıları için silindir içi sıcaklık dağılımı ..... 94

Şekil 7.38. 1 boyutlu model, kapalı çevrim, tam çevrim ve deneysel silindir içi ortalama basınç karşılaştırılması ..... 95

Şekil 7.39. 1 boyutlu model, kapalı çevrim ve tam çevrim için silindir içi ortalama sıcaklık karşılaştırılması ..... 96

Şekil 7.40. 1 boyutlu model, kapalı çevrim, tam çevrim için ısı salınım karşılaştırılması 96

Şekil 8.1. Vuruntu sınır değeri (φ:0,29) için a) silindir içi basınç ve ısı salınımı b) silindir içi sıcaklık c) basınç artış oranı ..... 102

Şekil 8.2. 0,29 ve 0,26 eşdeğerlik oranı için sıcaklık dağılımı ..... 103

Şekil 8.3. 0,22 eşdeğerlik oranı için a)silindir içi basınç ve ısı salınımı b) silindir içi sıcaklık ..... 104

Şekil 8.4. 0,22 eşdeğerlik oranı için sıcaklık dağılımları ..... 105

Şekil 8.5. Farklı eşdeğerlik oranlarının n-heptan yakıtının a)silindir içi basınç ve ısı salınımına etkisi b) silindir içi sıcaklık ..... 107

Şekil 8.6. 0,26 eşdeğerlik oranı için sıcaklık dağılımı ..... 108

Şekil 8.7. Farklı eşdeğerlik oranları için CO, HC ve NOx emisyonları ..... 110

Şekil 8.8. Farklı motor hızları için maksimum basınç artış oranı grafiği ..... 111

**Şekil** **Sayfa**

Şekil 8.9. Motor hızının HCCI çalışma aralığına etkisi ..... 112

Şekil 8.10. Motor hızının a)silindir içi basınç ve ısı salınımına etkisi b) silindir içi sıcaklığa etkisi (φ :0,26)..... 113

Şekil 8.11. Motor hızının a) CA50 ve b) yanma süresine etkisi ..... 114

Şekil 8.12. Motor hızının silindir içi sıcaklık dağılımına etkisi a)1800 rpm b)1400 rpm c)1000 rpm (φ :0,26) ..... 115

Şekil 8.13. Farklı motor hızları için CO, HC ve NOx emisyonları (φ :0,26) ..... 117

Şekil 8.14. Farklı EGR oranları için maksimum basınç artış oranı grafiği..... 118

Şekil 8.15. EGR oranının HCCI çalışma aralığına etkisi.....119

Şekil 8.16. EGR oranının a) silindir içi basınç ve ısı salınımına etkisi b) silindir içi ortalama sıcaklığa etkisi (φ :0,28)..... 120

Şekil 8.17. a)CA50 ve b) yanma süresinin değişimleri ..... 120

Şekil 8.18. EGR oranının silindir içi sıcaklık dağılımına etkisi a)%0 EGR b) %10 EGR c) %20 EGR(φ :0,28) ..... 122

Şekil 8.19. Farklı EGR yüzdeleri için CO, HC ve NOx emisyonları (φ :0,28) ..... 123

Şekil 8.20. Farklı emme havası giriş sıcaklıkları için maksimum basınç artış oranı grafiği ..... 124

Şekil 8.21. Emme havası giriş sıcaklığının çalışma aralığına etkisi ..... 125

Şekil 8.22. Emme havası sıcaklığının a) silindir içi basınç ve ısı salınımı b)silindir içi sıcaklığa etkisi (φ :0,26)..... 126

Şekil 8.23. Emme havası giriş sıcaklığının a)CA50 ve b) yanma süresine etkisi..... 127

Şekil 8.24. Emme havası sıcaklığının silindir içi sıcaklık dağılımına etkisi a) T=293,15 K b) T= 353,15K c) T=393,15 K (φ :0,26) ..... 128

Şekil 8.25. HCCI yanmada emme havası giriş sıcaklığının a) CO, HC ve b) NOx emisyonlarına etkisi (φ :0,26) ..... 129

Şekil 8.26. Farklı sıkıştırma oranları için maksimum basınç artış oranı grafiği..... 132

Şekil 8.27. Sıkıştırma oranının çalışma aralığına etkisi..... 133

**Şekil** **Sayfa**

Şekil 8.28. Sıkıştırma oranının a) silindir içi basınç ve ısı salınımına etkisi
b) silindir içi ortalama sıcaklığa etkisi (φ :0,28) ..... 134

Şekil 8.29.Sıkıştırma oranının a)CA50 ve b) yanma süresine etkisi ..... 135

Şekil 8.30. Farklı sıkıştırma oranlarının silindir içi sıcaklık dağılımına etkisi a) 17,5
b) 16 c)15(φ :0,28) ..... 137

Şekil 8.31. HCCI yanmada sıkıştırma oranının a) CO, HC ve b) NOx emisyonlarına
etkisi (φ :0,28) ..... 138

# SİMGELER VE KISALTMALAR

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

| Simgeler | Açıklamalar |
|---|---|
| **°C** | Derece santigrat |
| **h** | Entalpi |
| **k** | Türbülans kinetik enerjisi |
| **K** | Kelvin |
| **KA** | Krank açısı |
| **$K_n$** | Knudsen sayısı |
| **Nu** | Nusselt sayısı |
| **Re** | Reynolds sayısı |
| $We$ | Weber sayısı |
| $\varphi$ | Eşdeğerlik oranı |
| $\upsilon_t$ | Türbülanslı kinematik viskozite |
| **ε** | Türbülans kinetik enerjisi yutulması |
| $\Sigma$ | Türbülanslı alev yüzey yoğunluğu |
| $\rho$ | Yoğunluk |
| **%** | Yüzde |
| $\tau_{ij}$ | Viskoz gerilme tensörünü |

| Kısaltmalar | Açıklamalar |
|---|---|
| **BMEP** | Brake mean effective pressure |
| **ECFM** | Extended Coherent Flame Model |
| **EGR** | Exhaust gas recirculation |
| **EVC** | Exhaust valve closing |
| **EVO** | Exhaust valve opening |
| **HAD** | Hesaplamalı akışkanlar dinamiği |
| **HCCI** | Homogeneous charge compression ignition |

| Kısaltmalar | Açıklamalar |
|---|---|
| **IMEP** | Indicated mean effective pressure |
| **IVO** | Intake valve opening |
| **kW** | Kilowatt |
| **MCC** | Mixing controlled combustion |
| **ROHR** | Rate of heat release |
| **ÜÖNö** | Üst ölü noktadan önce |
| **ÜÖNs** | Üst ölü noktadan sonra |

# 1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar (İYM), icat edildiklerinden bu yana otomotiv endüstrisinin merkezinde yer almakta ve birçok alanda yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Ancak, artan enerji kaynakları sıkıntısı ve çevre kirliliği, daha düşük emisyon değerlerine ve daha yüksek yakıt verimliliğine sahip motor teknolojilerinin geliştirilmesini zorunlu hale getirmiştir. Geleneksel buji ile ateşlemeli (SI) motorlar, düşük verimlilikleri ve yüksek özgül yakıt tüketimleri ile dikkat çekerken, sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorlar ise yüksek $NO_x$ ve partikül madde emisyonları üretmektedir. Bu durum, alternatif motor teknolojilerine olan ilgiyi artırmıştır.

Bu noktada, homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorlar hem SI hem de CI motorların avantajlarını birleştirerek hem yüksek verimlilik hem de düşük emisyon değerleri sunabilen bir çözüm olarak ön plana çıkmaktadır. HCCI motorlarının en büyük avantajlarından biri, NOx ve partikül emisyonlarının düşük olmasıdır. Yüksek sıkıştırma oranlarıyla çalışabilen bu motorlar, özellikle yakıt tüketimi açısından önemli avantajlar sağlamaktadır. Bununla birlikte, HCCI motorlarının yanma fazı kimyasal kinetik süreçlere bağlı olduğundan, yanma kontrolü zor olup, çalışma aralığı dar kalmaktadır. Ayrıca, homojen karışım oluşturma ve soğuk çalıştırma gibi teknik zorluklar, bu motorların ticari olarak yaygınlaşmasını sınırlayan faktörler arasındadır.

Literatürde HCCI motorları üzerine yapılan birçok çalışma, bu motorların yüksek verimlilik ve düşük emisyon değerleri sunma potansiyelini doğrulamaktadır. Ancak, yanma fazı kontrolü, homojen karışım hazırlama ve düşük sıcaklık yanması gibi teknik zorluklar hala tam anlamıyla çözülememiştir. Bu noktada, HCCI motorlarının performansını artıracak ve çalışma aralığını genişletecek yeni araştırmalar önem kazanmaktadır.

Bu çalışmanın amacı, yüksek sıkıştırma oranına sahip n-heptan yakıtı ile çalışan HCCI motorlarının performans ve emisyon karakteristiklerini farklı parametreler altında sayısal olarak incelemektir. Motor hızı, eşdeğerlik oranı, egzoz gazı geri dönüşüm (EGR) oranı, sıkıştırma oranı ve emme havası sıcaklığı gibi parametrelerin HCCI yanma süreçlerine etkileri kapsamlı bir şekilde değerlendirilmiştir. Özellikle yüksek sıkıştırma oranının motor verimliliği ve emisyon kontrolü üzerindeki rolü detaylı olarak incelenmiştir. Bu parametrelerin, motorun çalışma aralığını genişletme, yanma verimliliğini artırma ve düşük emisyon seviyelerine ulaşma potansiyelleri ortaya konmuştur.

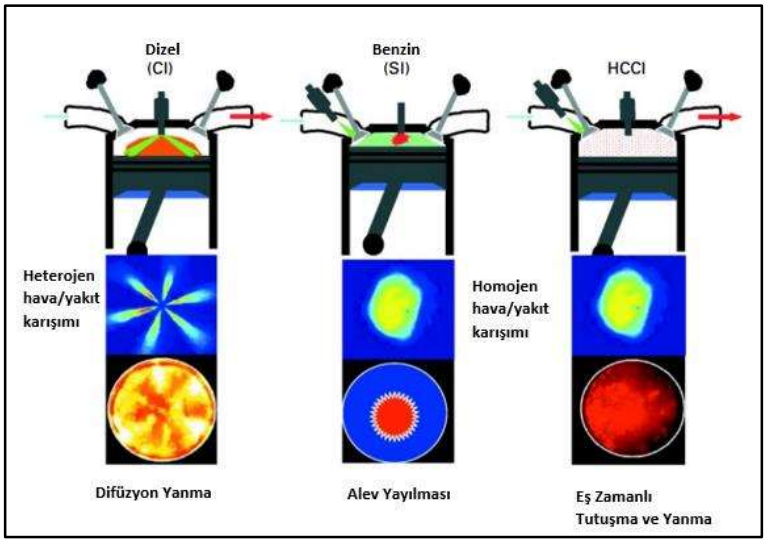
Çalışma kapsamında karşılaşılan bazı sınırlamalar mevcuttur. HCCI yanmanın doğası gereği, yanma fazı kontrolü ve çalışma aralığının darlığı önemli zorluklar arasında yer almaktadır. HCCI yanmada tutuşma zamanlamasının kimyasal kinetik süreçlere bağımlı olması, yanma başlangıcının kontrolünü zorlaştırmaktadır. Ayrıca, çalışma koşullarının dar bir aralıkta olması, özellikle yüksek motor hızlarında verimli yanma süresinin azalmasına yol açmaktadır. EGR ve emme havası sıcaklığının optimize edilmesi de yanmamış HC ve CO emisyonlarının artışı gibi kısıtlamalarla karşılaşmaktadır.

Bu çalışmada, HCCI yanmasının karmaşık fiziksel ve kimyasal süreçler içermesi sebebiyle 3 boyutlu simülasyonların tercih edilmiştir. HCCI yanması, yakıt ve havanın homojen bir karışımının sıkıştırma ile tutuşturulmasına dayanmakta olup, yanma süreci silindir içindeki sıcaklık, basınç ve türbülansın yerel değişimlerinden etkilenmektedir. 1 boyutlu simülasyonlar, bu süreçlerin yalnızca ortalama etkilerini değerlendirebilirken, 3 boyutlu simülasyonlar silindir içerisindeki türbülansın yanma kinetikleri üzerindeki yerel etkilerini, sıcaklık ve karışımın homojenliğini, ısı transferini ve sıkıştırma sırasında oluşan karmaşık türbülans yapılarını daha ayrıntılı bir şekilde modelleme imkânı sunar. Özellikle HCCI'nin başarısı, yerel sıcaklık ve karışım homojenliğine bağlı olduğundan, 3 boyutlu simülasyonlar bu parametrelerin hassas analiz edilmesine olanak tanımaktadır. Bu nedenle, çalışmada kullanılan 3 boyutlu modelleme, motor performansı ve emisyon tahminlerinde daha güvenilir ve doğru sonuçlar elde edilmesini sağlamış, literatüre önemli katkılar sunmayı hedeflemiştir.

# 2. HOMOJEN DOLGULU SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEME

## 2.1. HCCI Yanma

Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motorlarda, yanma, hava ve yakıtın homojen bir karışım halinde silindire alınması ve sıkıştırma işlemi sonrasında artan sıcaklık nedeniyle karışımın kendiliğinden tutuşması ile gerçekleşir. Kendiliğinden yanma sıcaklığına ulaşabilmek için, hava- yakıt karışımın ısıtılması ya da egzoz gazı geri dönüşümü (EGR) ya da her ikisi birlikte uygulanmaktadır. Yanmanın başlama zamanı EGR miktarı ve dolgu sıcaklığı ile ayarlanmaktadır [1, 2]. HCCI yanma sistemi, yanma için homojen bir karışımın kullanılması ile buji ile ateşlemeli (SI) motorların ve karışımın kendiliğinden tutuşması ile de sıkıştırma ateşlemeli (CI) motorların özelliklerini bir arada bulundurmaktadır. Bu nedenle, HCCI yanma, SI ve CI yanma süreçlerinin hibrit bir türü olarak kabul edilmektedir [3]. Şekil 2.1.'de bu üç yanma türünün temel özellikleri karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.




Şekil 2.1. HCCI yanma şematik gösterimi [4]

HCCI motorların, yüksek sıkıştırma oranı ve gaz kelebeğinde oluşan kısılma kayıplarının ortadan kaldırılması, SI motorlara göre daha yüksek verime sahip olmasını sağlar. Bu nedenle HCCI motorların daha verimli olması beklenmektedir. HCCI motorlarda yanma odasında çoklu tutuşma noktası olması yüksek yanma sıcaklığı bölgelerinin oluşmasını ortadan kaldırarak, is partiküllerinin oluşumunu engelleyerek, çok düşük seviyelerde NOx ve partikül emisyonu oluşmasını sağlar. Dizel motorlarla kıyaslandığında, zengin karışım bölgeleri olmadan yalnızca fakir yakıt ön karışımı yanması söz konusu olmaktadır [5]. HCCI

yanmanın buji ile ateşlemeli motor ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorla karşılaştırılması, Çizelge 2.1.'de sunulmuştur. Hava fazlalık katsayısı, gerçek hava/yakıt oranının stokiyometrik hava/yakıt oranına bölümü olarak ifade edilir. Burada, λ=1 stokiyometrik bir karışımı, λ>1 fakir bir karışımı ve λ<1 zengin karışımı ifade eder.

$$\lambda = \frac{Gerçek \frac{hava}{yakıt} oranı}{stokiyometrik \frac{hava}{yakıt} oranı} \tag{2.1}$$

Eşdeğerlik Oranı ($\varphi$): Eşdeğerlik oranı, hava fazlalık katsayısının tersi olarak tanımlanır, yani:

$$\varphi = \frac{1}{\lambda} \tag{2.2}$$

$$\varphi = \frac{stokiyometrik \frac{hava}{yakıt} oranı}{Gerçek \frac{hav}{yakıt} oranı} \tag{2.3}$$

dır. Bu durumda, $\varphi$ =1 stokiyometrik karışımı, $\varphi$ >1 zengin bir karışımı ve $\varphi$ <1 fakir bir karışımı ifade eder. HCCI motorları, fakir karışım ($\varphi$ <1) koşullarında çalışmaktadır. Çizelge 2.1.'de yapılan karşılaştırma, HCCI'nın, SI ve CI motorlarının özelliklerini bir araya getirerek yakıt ekonomisi, verim ve emisyonlar bakımından kayda değer bir potansiyele sahip olduğu göstermektedir [6].

Çizelge 2.1. SI, CI, HCCI motorlarının karşılaştırılması [6]

| Motor Tipi | SI | CI | HCCI |
|---|---|---|---|
| Ateşleme Metodu | Buji ile Ateşleme | Kendiliğinden Tutuşma | Kendiliğinden Tutuşma |
| Dolgu | Ateşleme Öncesinde Homojen Karışım | Silindir İçerisinde Heterojen Karışım | Ön Karışım Homojen Dolgu |
| Ateşleme Noktası | Tek | Tek | Çoklu |
| Gaz Kelebeği Kayıpları | Var | Yok | Yok |
| Sıkıştırma Oranı | Düşük | Yüksek | Yüksek |
| Yanma Alevi | Alev Yayılması | Difüzif Alev | Birden Çok Noktada Kendiliğinden Tutuşma |
| Yakıt Ekonomisi | İyi | Daha İyi | En İyi |
| Maksimum Verim | 30% | 40% | >%40 |
| Başlıca Emisyonlar | HC, CO, $NO_x$ | $NO_x$, PM, HC | HC, CO |
| Enjeksiyon Tipi | Port Enjeksiyonu | Direkt Enjeksiyon | Hem Port Hem Direkt Enjeksiyon |
| Eşdeğerlik Oranı ($\varphi$) | 1 | >1 | <1 |

## 2.2. HCCI Araştırmalarına Öncülük Eden Çalışmalar

HCCI'ın benzinli motorların ısıl verimini artırmada ve dizel motorların is ve $NO_x$ emisyonlarını önemli ölçüde azaltma potansiyeli olduğu bu alanda yapılan ilk çalışmalar ile ortaya çıkmıştır. Bu çalışmalar, HCCI yanmasında kimyasal kinetik süreçlerin baskın bir role sahip olduğu ortaya koymuştur. Öte yandan, yapılan ilk çalışmalar bu yeni yanma sisteminin bazı problemlerini önceden ortaya koymuştur.

İki zamanlı motorlarda yanma kararlılığını artırmak için yapılan çalışma ile içten yanmalı motorlar için fakir yanma prosesi geliştirilerek emisyonlarda kayda değer azalmalar ve yakıt ekonomisinde artış gözlemlenmiştir. Bu çalışma, HCCI yanma sürecinin geliştirilmesine öncülük eden bir araştırma olarak kabul edilmektedir [7]. İki zamanlı motorlar için gerçekleştirilen bir diğer çalışmada ise egzoz gazlarının dışarı atılmasını düzenleyerek iki zamanlı motorlarda kararlılığın artırılması hedeflenmiştir. Çalışma sonucunda alevlenmenin silindir içinde birçok noktada gerçekleştiği belirlenmiş ve yanma sonrasında yüksek oranda CH, H ve OH gözlemlenmiştir [8].

Dört zamanlı motorlarda HCCI yanmanın ardındaki fiziğin tam kavranabilmesi için gerçekleştirilen çalışmada, yarı deneysel bir ateşleme modeli üzerinden enerji salınımı sonuçları elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar ile deneysel enerji salınımı denklemi geliştirilerek HCCI yanmayı incelemek için kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, HCCI kendiliğinden alevlenmenin düşük sıcaklık (1000 K altında) kimyası aracılıyla kontrol edilebileceği belirlenmiştir, ancak ateşleme sürecinin kontrolünde zorluklar olduğu ve sınırlı bir çalışma aralığına sahip olduğu tespit edilmiştir. HCCI yanmanın bu eksikliklerini çözmek için daha fazla çalışmaya ihtiyaç duyulduğu vurgulanmıştır [9]. Benzin ile çalıştırılan bir HCCI motorunun performansının deneysel olarak incelenmesi için gerçekleştirilen çalışma, HCCI yanmanın yüksek egzoz gazı geri dönüşümü (%13 ila %33 arasında) ve yüksek emme sıcaklığı (>370 C) gerektirdiğini göstermiştir. Ayrıca bu çalışmada, uygun koşullarda HCCI yanmanın yakıt ekonomisinin dizel bir motorla (özgül yakıt tüketimi 180 ile 200 g/kWh arasında olan) kıyaslanabileceğini belirlenmiştir[1]. Dizel yakıtı kullanılan bir HCCI motorda vuruntu ve teklemenin sınırlayıcı faktörler olmadığı çalışma aralığının belirlenebilmesi için gerçekleştirilen deneysel çalışmada, EGR emme havası sıcaklığı, yakıt-hava oranı ve sıkıştırma oranı kontrol parametresi olarak belirlenmiştir. Çalışma sonucunda, HCCI dizel motorlarda normal dizel sıkıştırma oranları için erken ateşleme ve vuruntu meydana geldiği tespit edilmiştir. Emme sistemi yüzeyinde sıvı yakıt birikmesini minimize

etmek için yüksek emme sıcaklıkları gerektiği belirlenmiş ve yanmamış HC emisyonlarının yükselme eğiliminin olduğu ve NOx emisyonlarının önemli ölçüde azaldığı tespit edilmiştir [10].

## 2.3. HCCI Yanma Zorlukları

HCCI yanma üzerine yapılan çalışmalar, HCCI yanmanın potansiyel faydalarının yanında tespit edilen zorlukların çözüme kavuşturulması için araştırma yapılması gerektiğini göstermiştir. Yanma faz kontrolü, çalışma aralığı, homojen karışım hazırlama gibi başlıca zorlukların giderilmesi için birçok çalışma yapılmış, yapılmaya devam edilmektedir [11–14]. HCCI yanmanın ana zorlukları bu başlık altında ele alınacaktır.

### 2.3.1. Yanma faz kontrolü

HCCI yanmanın temel zorluklarından biri yanma faz kontrolüdür. Yanma kimyasal kinetikler tarafından kontrol edildiği için, kontrolü oldukça zordur [15]. Buji ile ateşlemeli ya da sıkıştırma ile ateşlemeli motorların aksine yanma başlangıcının kontrol edilebildiği doğrudan bir metot yoktur. Bunun yerine, yanma başlangıcı yakıt- hava karışımının kendiliğinden yanma sürecine bağlı olarak gerçekleşir. Yanma fazını etkileyen parametreler; yakıtın kendiliğinden tutuşma özellikleri, yakıt konsantrasyonu, tortu oranı ve reaktivitesi, karışımın homojenliği, sıkıştırma oranı, emme sıcaklığı, yakıtın buharlaşma gizli ısısı, motora ısı transfer miktarı ve motora bağlı diğer parametrelerdir [16].

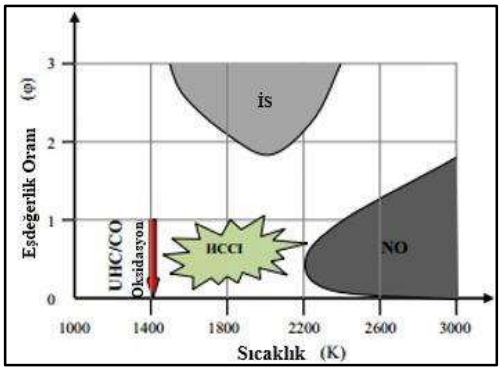
Yanma faz kontrolü, HCCI yanmanın karmaşık yapısından dolayı büyük bir zorluktur. Araştırmacılar, bu zorluğun üstesinden gelebilmek için çeşitli yöntemler geliştirmiştir. Yanma zamanını kontrol etmek için, karışımın sıcaklık geçmişini değiştirme yöntemi kullanılan yöntemlerden biridir [17]. Bunu sağlamak amacıyla değişken supap ayarı [18–20], değişken sıkıştırma oranı [21, 22], değişken EGR [23, 24], emme sıcaklığının ayarlanması [25–27], silindir içine enjeksiyonun zamanlamasının ayarlanması [25, 28, 29], su enjeksiyonu [30] veya soğutucu sıcaklığını değiştirilmesi [31] gibi yöntemler kullanılmaktadır. Karışım reaktivitesini değiştirme, birçok araştırmacı tarafından kullanılan bir diğer yöntemdir. İki veya daha fazla yakıtın karışım halinde kullanılması, yakıt katmanlaşması [32], yakıt katkıları [33] gibi yöntemlerle uygulanmıştır.

### 2.3.2. Anormal basınç artışları ve yüksek gürültü

Yüksek yüklerde HCCI yanma, basınç artışına bağlı olarak motor gürültüsünde önemli bir artışa neden olabilir [34].Bu nedenle motor gürültüsünü tahmin etme ve önleme için çeşitli araştırmalar yapılmıştır. Gürültü seviyesinin analizi ve iyileştirilmelerin sonuçlarının yorumlanabilmesi için silindir basınç metrik sistemleri oluşturulmuştur. Azami basınç artış oranı (PPRR) [35], yanma gürültü seviyesi (CNL) [35, 36], vuruntu yoğunluğu (RI) [37, 38]örnek olarak verilebilir [6].

### 2.3.3. Yanmamış HC ve CO emisyonları

Sıkıştırma esnasında silindir içindeki çatlaklarda biriken yakıtlar, yanma sürecine tam olarak katılamaz. Yanmamış yakıtlar, genişleme sürecinde silindire geri döndüğünde, yanma ürünleri sıcaklığı bu yakıtları tamamen yakabilecek kadar yüksek değildir; aksine, oldukça düşüktür [39, 40]. Bu durum, yanmamış yakıtların silindire geri dönmesiyle, HC ve CO emisyonlarının artmasına neden olur [41, 42]. Ayrıca, düşük sıcaklık nedeniyle CO'nun $CO_2$'e dönüşümü de yarım kalmaktadır. Bu dönüşümün tamamlanabilmesi için sıcaklığın 1500 K'nin üzerinde olması gerekmektedir [41]. Şekil 2.2'de verilen eşdeğerlik oranı-sıcaklık grafiğinde HCCI yanmanın gerçekleştiği bölge belirtilmiştir. Ayrıca grafikte, NO ve is emisyonlarının oluşum bölgesinin HCCI yanma aralığı dışında kaldığı gösterilmektedir, öte yandan yanmamış HC ve CO oluşumu sınırı da yer almaktadır.




Şekil 2.2. HCCI yanma, eşdeğerlik oranı/sıcaklık [6]

### 2.3.4. Çalışma aralığı

HCCI motorların çalışma aralığı, geleneksel yanmaya göre oldukça dardır. Yanma doğası gereği, yüksek yükleme sınırlarında karışım dolgusu tüm yanma odasının bir yanından diğer yanına kadar alevlenir; bu da basınç artış oranını, gürültüyü ve titreşimi artırır. Düşük

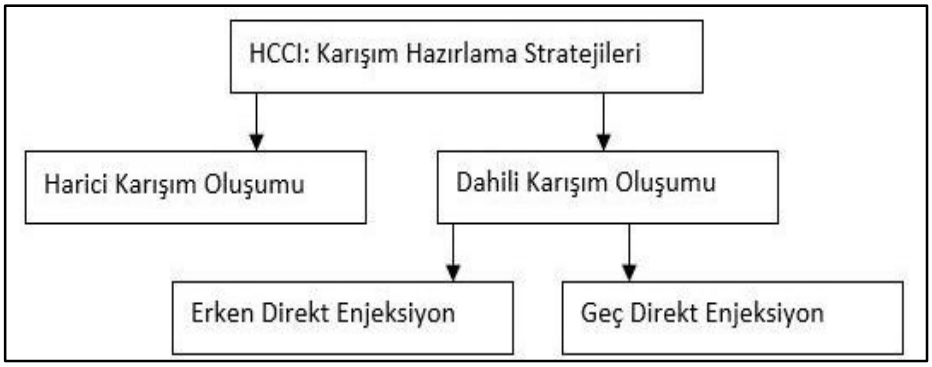
yükleme sınırının altında ise, ateşleme süresi uzar ve düşük eşdeğerlik oranı ile egzoz gazı sıcaklığı nedeniyle meydana gelebilir [20].

### 2.3.5. Soğuk çalıştırma

Soğuk çalıştırmada, emme manifoldunda ön ısıtma yapılmadan dolgu silindire alındığında, sıkıştırılan dolgu yanma odasının soğuk duvarlarına ısı transfer ederek ani soğumaya maruz kalır. Düşük sıkıştırılmış dolgu sıcaklığı HCCI motorda yanmayı engelleyebilir. Herhangi bir ısıtma sistemi kullanılmaksızın HCCI motorda soğuk çalıştırma esnasında yanma gerçekleşmeyebilir. HCCI yanma kararlı ve yüksek emme sıcaklığına bağlıdır, bu nedenle soğuk çalıştırma HCCI yanmanın önemli zorluklarından biridir. Soğuk çalıştırma uygulamalarında başarı elde etmek, HCCI motorlarından tam anlamda fayda sağlamak için oldukça önemlidir [17].

### 2.3.6. Homojen karışım hazırlama

Yüksek yakıt verimine ve düşük egzoz emisyonları elde etmek için karışımın homojen bir şekilde hazırlanması kritik öneme sahiptir. İçten yanmalı motorlarda termodinamik çevrim çok kısa sürmektedir ve homojen karışım hazırlama süresi ise bundan çok daha kısa olmaktadır. Hava-yakıt karışımın homojenliği, karışım hazırlama süresinin artırılması ile büyük oranda iyileşmektedir. Homojen karışım hazırlanmasında temel amaç partikül madde emisyonlarını ve zengin karışım bölgelerinin oluşmasını azaltarak NOx emisyonlarının minimize edilmesidir. Çevrimden çevrime hız ve yüklemenin değişmesi, karışım hazırlamaya sınırlı sürenin olması homojen karışım hazırlanmasını zorlaştırmaktadır. HCCI yanma için etkili bir karışım hazırlama, hava- yakıt homojenliği ve yanmada sıcaklık kontrolünü içermektedir. Şekil 2.3'te, HCCI yanmada kullanılan karışım hazırlama stratejileri gösterilmiştir. Homojen karışım oluşumu silindir içinde ve dışında olmak üzere iki yöntemle gerçekleştirilmektedir. Silindir içinde homojen karışım hazırlanması ise enjeksiyon zamanına bağlı olarak erken ve geç olarak sınıflandırılmıştır [6].




Şekil 2.3. Karışım hazırlama stratejileri [6]

# 3. HCCI YANMA KARAKTERİSTİĞİ ÜZERİNDE ETKİLİ FAKTÖRLER

## 3.1. Motor Hızı

HCCI motorlarda motor hızının yanma süreci üzerindeki etkisi, motorun performansı ve emisyonları açısından kritik öneme sahiptir. Araştırmalar, motor hızı arttıkça yanma süresi krank açısı cinsinden arttığını göstermektedir. Bu durum, yanma süresinin zamana göre daha kısa olmasına rağmen, motorun daha yüksek hızlarda daha hızlı döndüğü için aynı süre zarfında daha fazla krank açısı dönmesi anlamına gelir. Yani, motor hızı arttığında, yanmanın gerçekleştiği süre milisaniye cinsinden azalırken, krank açısı cinsinden ölçüldüğünde artış gösterir. Bu nedenle, yanma süresi motor hızına bağlı olarak krank açısı cinsinden daha uzun bir aralığı kapsar. Ancak, çok yüksek motor hızlarında yanma sürecinin tamamlanamaması, verimlilik kayıplarına neden olabilir [43]. Motor hızı arttıkça, yüksek sıcaklık ısı yayılımının belirgin şekilde geciktiği gözlemlenir. HCCI yanmasında ateşleme gecikmesi genellikle karışımın kimyası ile belirlenir ve motor hızından çok az etkilenir. Ancak, motor hızı arttıkça HCCI yanmasının ateşleme zamanlaması krank açısına göre gecikir. Motor hızı arttığında, ateşleme gecikmesi uzar ve bu da HCCI yanmasını tetiklemek için daha yüksek bir emme sıcaklığı gerektirir. Bu nedenle, optimal yanma fazlamasını elde etmek için, ateşleme gecikmesi motor hızındaki artışa uyum sağlamak için emme sıcaklığının artırılması gibi diğer yöntemlerle telafi edilmelidir [44, 45].

## 3.2. Egzoz Gazı Geri Dönüşümü (EGR)

Egzoz gazı geri dönüşümü (EGR), HCCI yanmada tutuşma zamanlamasını ve yanma oranını kontrol etmek için kullanılan temel metotlardan biridir. HCCI motorlarda EGR uygulamasının yanma prosesine ve egzoz emisyonlarına birkaç etkisi bulunmaktadır. İlk olarak, EGR'nin hava-yakıt karışımı ile birleşmesi dolgu giriş sıcaklığını artırarak ön ısıtma etkisi yaratır. İkinci olarak ise, EGR uygulaması oksijen konsantrasyonunu önemli ölçüde azaltarak dolguyu seyreltici yönde etki etmektedir. Üçüncü olarak ısı kapasitesi etkisi, karbondioksit ve su buharının yüksek ısı kapasitesi nedeniyle EGR, hava-yakıt karışımı daha yüksek bir ısı kapasitesine sahip olacaktır. Bu durum sıkıştırma stroku sonunda gaz sıcaklığının azalmasına neden olacaktır. Dördüncü etkisi ise kimyasal etkidir. EGR içerisinde bulunan yanma ürünleri kimyasal reaksiyonlara katılacaktır. Bu iki yolla gerçekleşmektedir, bazı iki zamanlı motorlarda çok yüksek artık gaz oranı ve yanmış gazlar ile temiz dolgu arasındaki katmanlaşma nedeniyle bazı radikaller bulunabilir. Bu aktif

radikaller tutuşma zamanını etkilemektedir. Bir diğer yol ise, EGR içerisinde bulunan yanmamış HC, CO, $CO_2$, NO, $H_2O$ vs. kimyasal reaksiyonlara katılır ve bu durum nedeniyle reaksiyon hızı azalır [24, 46, 47].

### 3.3. Emme Havası Giriş Sıcaklığı

HCCI motorlarda, hava ve yakıt emme sisteminde ya da silindir içerisinde karışır. Ön karışımlı hava- yakıt karışımı sıkıştırılmakta ve sıkıştırma zamanı sonunda hava-yakıt karışımının kendi kendine tutuşması ile yanma başlamaktadır. Dolgunun kendi kendine tutuşma şartlarına ulaşabilmesi için, emme havası ısıtılarak ya da yanma sonrası oluşan yanma ürünleri silindir içerisinde tutularak sıkıştırma başlangıcındaki dolgu sıcaklığı artırılmaktadır. Bu durum neticesinde homojen bir şekilde karışmış olan hava-yakıt karışımının kendiliğinden yanmaya başlaması sağlanır. Dolgu giriş sıcaklığı yanma karakteristiklerine ve emisyonlar üzerine etki eden parametrelerdendir.

Zhang ve diğerleri tarafından gerçekleştirilen dolgu giriş sıcaklığının yanma karakteristiğine etkisini araştırmak için yapılan bir çalışmada HCCI motorunda etanol, metanol ve benzin gibi farklı yakıtlar kullanılmıştır. Sıcaklık arttıkça kimyasal reaksiyon oranının arttığı, reaksiyon süresinin kısaldığı görülmüştür. Ayrıca, yapılan çalışma maksimum silindir basıncının, dolgu giriş sıcaklığı artışı nedeniyle artan sıkıştırma sonu sıcaklığı sonucunda arttığı da tespit edilmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen ısı yayılım oranı eğrileri, dolgu giriş sıcaklığının hava-yakıt karışımının kendiliğinden tutuşma zamanını doğrudan etkilediğini göstermiştir. Dolgu giriş sıcaklığındaki artış, sıkıştırma işleminin daha yüksek bir sıcaklıkta başlamasına, yakıtın daha kolay buharlaşmasına ve sonuç olarak düşük sıcaklık oksidasyonu ile tutuşmanın daha erken bir krank açısında gerçekleşmesine neden olmuştur [48]. Dolgu giriş sıcaklığının n-heptan yakıtlı bir HCCI motorda yanma parametrelerine etkisinin araştırıldığı bir diğer çalışmada da dolgu giriş sıcaklığı arttıkça, maksimum basıncın arttığı ve daha erken krank açılarında meydana geldiği görülmüştür. Reaksiyonların ivmelendiği, maksimum ısı yayılım hızının daha erken oluştuğu gözlemlenmiştir [49].

### 3.4. Yakıtlar, Yakıt İlavesi ve Alternatif Yakıt Katkıları

HCCI yanma prosesi çeşitli yakıt tipleri için uygun bir prosestir. Hava-yakıt karışımının kendiliğinden tutuşması ile ateşleme gerçekleştiği için, yakıt seçimi hem motor tasarımı hem de kontrol stratejileri için büyük öneme sahiptir. Yakıtların hem uçuculuğu hem de kendiliğinden tutuşma karakteristiği önemlidir [50]. Epping ve diğerleri, yakıtın kolay bir

şekilde homojen dolgu oluşturabilmesi için uçuculuğunun yüksek olması gerektiğini belirtmişlerdir. Kimyasal olarak, tek aşamalı olarak tutuşan yakıtlar, yük ve hızdaki değişimlere karşı daha az duyarlı olur. Bu durum daha geniş motor çalışma aralıkları için uygulanması gereken HCCI kontrol sistemleri gereksinimlerini azaltır [51]. Yao ve diğerleri, orta oktan sayısına sahip yakıtların en uygun test yakıtı olduğunu ve aromatik bileşiklerin yüksek sıcaklık reaksiyonlarını kontrol ettiğini belirtmişlerdir. Ayrıca, ana reaksiyon süresinin ve reaksiyon hızının yakıt bileşiminin iyileştirilmesi ile kontrol edilebileceğini öngörmüşlerdir [50].

Kimyasal bileşiklerden bazıları ısı yayınım prosesini yavaşlatmak ya da hızlandırmak kabiliyetine sahiptirler. Bu nedenle HCCI motorlarda kullanılan yakıtın değiştirilmesi ile kendiliğinden tutuşma kontrol edilebilir ve böylece tutuşma artırıcı ya da önleyici katkılar ekleyerek yakıt kimyasal olarak daha aktif ya da daha az aktif olması sağlanabilir. Shibata ve diğerleri tarafından yakıt katkılarının ve yakıt değiştirilmesinin etkilerini incelemek için bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Çalışmada yakıtların kimyasal bileşimlerinin yüksek sıcaklık ısı yayınımı ve düşük sıcaklık ısı yayınımı üzerine etkileri incelenmiştir. Temel yakıt olarak eşit oranlarda 11 saf hidrokarbon ve 11 test yakıtı (%15 bir bileşikten ve %8,5 kalan bileşiklerin her birinden hacimsel olarak) olan çalışmada 20 yakıt test edilmiştir. Çalışma sonuçları n-parafinler, n-heptan gibi bileşiklerin yüksek sıcaklıkta ısı yayınımını hızlandırdığını ve aromatik bileşiklerin (benzen hariç) naften ve olefinlerin düşük sıcaklıkta ısı yayınımını azalttığını göstermiştir. Hidrokarbonların yapısının düşük sıcaklıkta ısı yayınımı önemli ölçüde etkilediği belirlenmiştir [52]. Yakıt katkılarının HCCI yanmaya ve emisyonlarına etkisi üzerine yapılan pek çok çalışmada benzer sonuçlar elde edilmiş [52, 53] ve yakıtlar ile yakıt katkılarının etkisi üzerine hala çalışmalar yapılmaktadır.

### 3.5. Sıkıştırma Oranı

HCCI motorlarda yanma dolgunun sıkıştırılması sonucunda kendi kendine tutuşması ile gerçekleşmektedir. Bu nedenle HCCI motorlardaki önemli parametrelerden biri sıkıştırma oranıdır. Sıkıştırma oranı, sıkıştırma işlemi sonundaki silindir içi basınç ile doğrudan ilgilidir. Sıkıştırma oranındaki değişim, maksimum silindir basıncı ve tutuşma zamanlamasını doğrudan etkiler.

HCCI bir motorda sıkıştırma oranının, motor hızının ve eşdeğerlik oranının etkisi üzerine yapılan bir çalışmada, üç farklı sıkıştırma oranının silindir basıncına, ısı yayılım oranına

etkisi belirlenmiştir. Yapılan çalışmada yakıt olarak dimetileter (DME) kullanılmış, 8,8; 9,0; 9,4 sıkıştırma oranlarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçları sıkıştırma oranı arttıkça maksimum silindir basıncının arttığını ve bu basıncın daha erken bir krank açısında oluştuğunu göstermektedir. Elde edilen ısı yayılım sonuçlarına bakıldığında ise hem soğuk alev tutuşmasının hem de yanmanın daha erken gerçekleştiği gözlemlenmiştir [54]. Sıkıştırma oranının HCCI yanma performansına ve emisyonlarına etkisini araştırmak için yapılan bir diğer çalışmada ise sıkıştırma oranları 9:1 ila 12:1 arasında değişmiştir, RON 20 ve RON 40 olmak üzere iki farklı yakıt için araştırma yapılmaktadır. Araştırma sonuçları, sıkıştırma oranı artışının yanmayı iyileştirdiğini ve sıcaklık ile basıncı artırdığını göstermiştir. Oktan sayısı ile sıkıştırma oranının artırılması ise ısı yayınımını geciktirmekte ve maksimum basınçta artışa neden olmaktadır. Emisyonlar incelendiğinde ise sıkıştırma oranı artışının HC ve CO emisyonlarını düşürdüğünü, NOx emisyonlarının daha düşük değerlerinin ise daha düşük sıkıştırma oranlarında elde edildiği görülmüştür [55].

### 3.6. Emme Manifoltu Basıncı

HCCI yanma avantajlarından maksimum seviyede faydalanabilmek ve çalışma aralığını genişletebilmek için emme manifoltu basıncı artırılması için çalışmalar yapılmaktadır. Emme manifoltu basıncının ve hava-yakıt karışım oranının HCCI yanma üzerindeki etkisi oldukça kritiktir. Emme manifoltu basıncının ayarlanması, HCCI motorlarında karışımı seyreltmek ve motor yükünü kontrol etmek için etkili bir yöntemdir [56]. Silindir içerisine alınan taze hava miktarı, emme manifoltu basıncının artırılması ile mümkün kılınabilmekte ve hacimsel verimliliğin artması sağlanmaktadır. HCCI motorlarda zengin karışımlarda vuruntulu yanma problemi ortaya çıkmaktadır, bu nedenle HCCI motorlar aşırı zengin karışımlarda, yüksek motor yüklerinde çalıştırılamamakta ve çalışma aralığı sınırlı kalmaktadır. Emme manifoltu basıncını artırılması silindir içerisine alınan hava-yakıt miktarının artmasını, fakir karışım olmasına rağmen atmosferik basınçla kıyaslandığında silindir içerisine alınan yakıt enerjisi miktarının daha fazla olmasını sağlamaktadır. Yakıt enerjisi miktarının artması motor çıkış gücünün artmasını sağlamaktadır. Vuruntu üst sınırı daha üst bir noktaya çıkarılabilmektedir. Emme manifoltu basıncının artırılması, sıkıştırma stroku sonundaki basınç ve sıcaklığın da artmasına neden olacak ve bu sayede kimyasal reaksiyonların hızlanmasına, kendi kendine tutuşabilme kapasitesini de artırmaktadır. Emme manifoltu basıncının çok yüksek basınç değerlerine artırılması silindir için basınç artış oranını yükselttiği için vuruntu problemi ile tekrar karşılaşılmaktadır. Vuruntu sınırı emme manifoldu basıncının aşırı yükseltilmesini sınırlandırmaktadır [57].

### 3.7. Değişken Supap Hareketi

HCCI yanmanın en büyük zorluğu, yanmanın kontrol edilmesidir ve bu, ateşleme zamanı ve ısı yayılım hızının kontrolü ile sağlanabilir. Geleneksel olarak tipik bir dört zamanlı motorda emme ve egzoz supapları kam mili üzerindeki kam profiline göre hareket etmektedir. Kam profilleri supapların açılma, kapanma zamanını, açık kalma süresini ve kalkma miktarını kontrol eder. SI ve CI motorlarda, standart supap stratejisi yüksek kalkma miktarı, uzun açık kalma süresi ve pozitif supap bindirmesi (PVO) içerir. HCCI motorlar için supap stratejisi ise; supap kalkma miktarı az, açık kalma süresi kısa, negatif supap bindirmesi (NVO - Negative Valve Overlapping) olmalıdır [19]. Negatif supap bindirmesi genellikle, egzoz stroğunda egzoz supabının erken kapanması ve emme stroğunda emme supabının geç açılması ile uygulanmaktadır. Uygun sıkıştırma oranı ile birlikte değişken supap zamanlaması ve NVO konsepti, silindir içinde kalan sıcak egzoz gazı miktarını kontrol etmek için en etkili ve umut verici yöntemdir.

HCCI motorlarda, negatif supap bindirmesi nedeniyle silindir içinde bulunan artık gaz kütle oranının derecesi ile ateşleme zamanı kontrol edilebilir; ancak yüksek miktarlardaki artık gaz oranı hava-yakıt ve egzoz gazları karışımının yetersiz karışması ve sonucunda ise sıkıştırma stroku sonunda çok yüksek sıcaklığa ve bileşim değişmesine neden olabilir [58].

Değişken supap zamanlama stratejileri üzerine yapılan bir çalışmada, emme supabı açılması ve emme supabı kapanması zamanları silindir içinde gaz değişiminde ve karışma proseslerinde oldukça etkilidir, bunun yanı sıra motor performansı ve emisyonlarda da etkili olmaktadır. Simetrik emme supap zamanlaması ve egzoz supap zamanlaması daha katmanlı karışım oluşmasına, daha erken ateşleme zamanına, bölgesel yanmaya ve daha yüksek NOx, daha düşük HC, CO emisyonuna neden olmaktadır. Öte yandan geciktirilmiş emme supap açılması ise daha hızlı karışma, daha homojen karışım ve uniform sıcaklık dağılımına neden olmaktadır [59].

# 4. ÇALIŞMADA KULLANILAN YÖNTEMLER

HCCI yanma karakteristikleri üzerine gerçekleştirilen bu çalışmada sayısal yöntemler kullanılmıştır. Sayısal çalışmanın doğrulanması için literatürde yer alan deneysel çalışmalardan faydalanılmıştır.

## 4.1. HCCI Yanmada Sayısal Yöntemler

Literatürde yer alan HCCI yanma konusunda gerçekleştirilmiş sayısal çalışmalar bu bölümde kategorilere ayrılarak sunulmuştur. Ayrıca, tez çalışması kapsamında gerçekleştirilmiş olan sayısal çalışmada kullanılmış olan programlardan söz edilmiştir.

### 4.1.1. HCCI yanmada sayısal simülasyon

Birçok bilimsel çalışmada olduğu gibi, düşük maliyet ve araştırma esnekliği sayesinde sayısal simülasyonlar HCCI yanmayı ve HCCI kontrol yöntemlerini araştırmak için güçlü bir araç haline dönüşmüştür. Bu bölümde HCCI motor modellemesinde kullanılan modeller kategorilere ayrılarak ele alınmıştır.

Boyutsuz tek bölgeli modeller

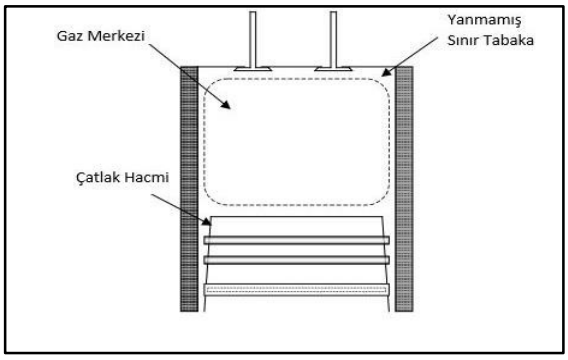
Boyutsuz ve tek bölgeli yanma modellemesi ideal bir HCCI yanması oluşturan ve kullanılan en basit modellemedir. Motor araştırmalarında basit yanma modeli olması ve yüksek sayısal yeterliliğe sahip olması nedeniyle kullanılan Wiebe fonksiyonu, HCCI yanma modellemesinde de yanma fonksiyonu olarak kullanılmaktadır [60]. Boyutsuz ve tek bölgeli modellemede, silindir içindeki tüm özelliklerin aynı olduğu varsayılır ve akışkan ile silindir duvarı arasındaki ısı transferi ilgili bağıntılarla hesaplanır [50, 61].Kullanılan bu bağıntılardan ilki Annand tarafından ısı transfer sabitlerinin hesaplanması için geliştirilmiştir [62].Daha sonra Woschni tarafından ısı transfer sabitlerinin hesaplanması için ortaya konan, genel olarak uygulanabilir olan denklem yanma modellemesinde yaygın olarak kullanılan bağıntılardandır [63]. HCCI yanmanın detaylı mekanizma araştırmalarının temelini boyutsuz termo-kinetik modeller oluşturmaktadır.

Boyutsuz modelleme çalışmaları benzin, dizel, n-heptan, dimetil eter, diizopropil keton,n-heptan/izooktan karışımları, n-heptan/toluen karışım, etanol, doğalgaz ve daha birçok yakıtın HCCI yanma karakteristiğini incelemede kullanılmıştır [64–72].Yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlar çoğunlukla deneysel verilerle kıyaslanarak doğrulanmıştır.

Yarı (sanki) boyutlu çok bölgeli modeller

HCCI modellemede tek bölgeli modellemenin bazı kısıtlamaları çok bölgeli modelleme ile aşılmıştır. Tek bölgeli modellemede kullanılan tek bir hacim, birden fazla küçük hacimlere bölünmüştür. Hassasiyet ve sayısal çalışmaya bağlı olarak bölge sayısı ve konfigürasyonları değişmektedir. Modelleme her bir bölge için farklı ve uygun parametreler belirlenerek başlatılır. Çok boyutlu modellemede yerel homojensizlikler, özellikle sınırlar ve merkez arasında, hesaba katılarak daha gerçekçi karışım sıcaklığı ve konsantrasyon dağılımı sağlanır. Çok bölgeli modelleme yanma süresini, maksimum basıncı, ısı yayınım eğrisini ve $NO_x$ emisyonları oluşumunu daha hassas olarak ortaya koyar. Bölgeler arası sıcaklık gradyanı tüm karışımın aynı anda tutuşmadığını göstermektedir. Piston segmanı çatlaklarını simüle eden bölgelerin modellemede oluşturulması HC ve CO emisyonlarının daha doğru öngörülmesini sağlamaktadır [50, 61].

Kapsamlı bir yarı-boyutlu model, Fiveland ve Assanis tarafından ardışık akışkan mekaniği-termo-kinetik modeller ve boyutsuz modellerin arasındaki boşluğu doldurmak amacıyla geliştirilmiştir. Geliştirilen model ile HCCI performans ve emisyonları öngörmede oldukça yeterli sonuçlara ulaştığı doğrulanmıştır. Tam çevrim simülasyon kodunu temel alan model(Bkz.Şekil 4.1), adyabatik merkez, öngörülmüş bir sınır tabaka modeli, çatlak bölgesi içermektedir [73].




Şekil 4.1. Yarı(sanki) boyutlu termodinamik simülasyonun genel düzeni, adyabatik merkez, ısıl sınır tabaka ve çatlak bölgelerinin birbiri ile etkileşimi [73]

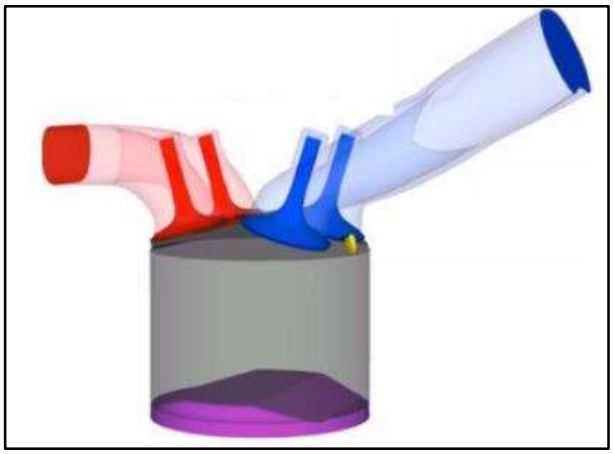
Bir boyutlu motor çevrim modelleri

Boyutsuz, yarı-boyutlu (quasi-dimensional) modeller yanma odası proseslerini, emme ve egzoz valflerinin kapalı olduğu süre zarfı için değerlendirmede kullanılmaktadır. Bu modellemelerde simülasyonlar, emme valfinin kapanması ile başlar ve egzoz valfinin

açılması ile son bulur. Başlangıç değerlerinin (ortalama karışım sıcaklığı, eşdeğerlik oranı ve artık gaz oranı) belirlenmesi gerekmektedir [51,76]. Boyutsuz tek bölgeli modeller ve yarı-boyutlu (quasi-dimensional) çok bölgeli modeller ve motor çevrim simülasyon kodları ile birleştirilerek bu başlangıç değerlerinin belirlenmesi sağlanabilmektedir [51]. Bir boyutlu ayrıntılı kimya içeren çevrim modeli hem sürekli hem de süreksiz HCCI motor çalışma proseslerini simüle etmek için kullanılır ve HCCI motor performans araştırmaları için uygun bir çevrim modelidir [76].

Çok boyutlu modeller

Çok boyutlu modellemeler tek bölgeli modellere göre daha karmaşıktır ve silindir içerisindeki homojensizlikleri daha iyi yansıtmaktadır [50].Ancak, çok boyutlu modellemede emme supabı kapandığındaki gerçekçi sıcaklık dağılımı, eşdeğerlik oranı ve artık gaz oranının birkaç bölgede belirlenmesi gerekmektedir [74]. Literatürde HCCI motor yanma simülasyonlarında yeterli sayıda bölgenin başlangıç koşullarının daha doğru olarak belirlenmesi için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kullanıldığı görülmektedir. Birleştirilmiş ayrıntılı kimyasal modelleme ve HAD simülasyonu hassas başlangıç ve sınır koşulları sağlamaktadır. Yanma odasındaki karışım sirkülasyonu ve kimyasal reaksiyonların sonuçlarını sürekli olarak izlediği için birleştirilmiş HAD- kimyasal kinetik modeli en yüksek hassasiyette sonuç vermektedir. Çok boyutlu modellemelerde; HCCI yanma kimyasal kinetik modelleri ile hem iki boyutlu hem üç boyutlu HAD modeller kullanılarak incelenmiştir [61]. Üç boyutlu modelleme çalışmalarında kullanılan modellere örnek olarak, Şekil 4.2, HCCI yanma modellemesinde kullanılan üç boyutlu HAD motor geometrisinin şematik bir gösterimini sunmaktadır.



Şekil 4.2. HCCI modelleme, 3 boyutlu HAD motor geometrisi şematik çizimi[75]

HCCI yanma sayısal simülasyon çalışmalarında kullanılan modellemeler bu bölümde kısaca açıklanmıştır. Bu modellemelerin avantaj ve dezavantajları ve uygulama konuları Çizelge 4.1'de özetlenmiştir.

Çizelge 4.1.HCCI modelleri karşılaştırma [74]

| HCCI Model | Avantajları | Dezavantajları | Uygulama Konuları | Yürütüm Süresi (dk) |
|---|---|---|---|---|
| 0B tek bölgeli ayrıntılı kimya [76, 77] | En düşük sayısal maliyet | HC ve CO tahmin edilemez | Ateşleme zamanı tahmini Hızlı parametre çalışmaları | <10 |
| Yarı(sanki) boyutlu çok bölgeli ayrıntılı kimya [73, 78] | Sıcaklık ve konsantrasyon homojensizliği dikkate alınmaktadır | Her bölge için başlangıç şartları gereklidir | HC, CO tahmini Isıl yayınım oranı | $<10^2$ |
| Silindirde 1B motor çevrimi ayrıntılı kimya [79, 80] | Silindir özellikleri başlangıç şartları yoktur Motor performansı için parametre çalışmaları | Yakıt püskürtme, akış, türbülans ve karışım oluşumu dikkate alınmaz | Motor performans tahminleri Gaz değişim sistemi ve VVT(değişken supap zamanlaması) stratejileri | $<10^2$ |
| Çok Boyutlu HAD çok bölgeli ayrıntılı kimya [81] | Sıcaklık ve konsantrasyon homojensizliği dikkate alınmaktadır | Türbülans dikkate alınamaz | HC, CO tahmini Isıl yayınım oranı | $<10^3$ |
| Çok Boyutlu HAD basitleştirilmiş kimya [82–85] | Yakıt püskürtme, akış, türbülans, karışım formasyonu dikkate alınır | Basitleştirilmiş yanma | Yanma sistemi optimizasyonu | $<10^3$ |
| Çok Boyutlu HAD ayrıntılı kimya [86–88] | Ayrıntılı kimya ve akışkanlar dinamiği, türbülans etkisi, karışım formasyonu ve yanma hızı dikkate alınır | En yüksek sayısal maliyet | HC, CO, $NO_x$ tahmini HCCI fizikokimyasal süreç çalışmaları, yanma optimizasyonu | $10^3$-$10^5$ |

### 4.1.2. Modellemede kullanılan sayısal simülasyon programları

AVL Boost

AVL Boost, tez çalışması kapsamında oluşturulan modelin bir boyutlu olarak doğrulanması ve deneysel olarak tespit edilemeyecek bazı verilerin elde edilmesi amacıyla kullanılan bir sıfır/1 boyutlu analiz programıdır. AVL Boost programı gaz dinamiği denklemlerinden faydalanılarak modellenen problemlere sıfır/bir boyutlu çözümler sunmaktadır. Çözümlerden elde edilen veriler, sıcaklık, basınç ve akış hızlarının ortalama değerlerini temsil eder. Akış kayıplarının belirlenmesinde bir boyutlu çözümlerden kaynaklanan olumsuzlukları ortadan kaldırmak için akış kayıp katsayıları tanımlanmaktadır [89].

AVL FIRE$^{TM}$M

AVL FIRETMM simülasyon programı içten yanmalı motorlar için geliştirilmiş, uzun yıllardır bu İYM araştırmalarında kullanılan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) programıdır. Yanma, ateşleme, emisyonlar, egzoz gazı yanma sonrası sistemlerinin simülasyonlarında kullanılmaktadır.

AVL FIRETMM programında modelleme, ön veri işleme (pre-processing), çözücü (Solver) ve son veri işleme (post-processing) aşamalarından oluşmaktadır.Ön veri işleme aşaması; çalışılan geometriye ve piston geometrisine ait ağ yapısının oluşturulmasını içermektedir. Çözüm sürecinde sayısal çözüm tekniği olarak sonlu hacimler yöntemi kullanılmaktadır. İlk adım olarak; oluşturulan ağ yapısı hacmi ile akışı yöneten korunum denklemi alanının bütünleştirmesi yapılmaktadır. Daha sonra ikinci aşamada, ayrıklaştırma ile elde edilen integral denklemleri bir matematiksel denklem sistemine dönüştürülür. Çözüm aşamasında matematiksel denklemler yinelemeli bir yöntemle çözülmektedir. Son veri işleme (post-processing) kısmında çözümlere ait veriler işlenerek veri görselleştirme araçları aracılığıyla görselleştirilmektedir.

HCCI yanma üzerine yapılan araştırmalarda, enjeksiyon zamanı, eşdeğerlik oranı, EGR miktarının HCCI yanmaya etkilerinin [90] ve dizel-HCCI motorda silindir içi karışım homojenliğinin emisyon ve performans üzerine etkilerinin [91]araştırılmasında ve daha birçok çalışmada AVL Fire programı kullanılmıştır. Yapılan çalışmalarda, simülasyon sonuçları deneysel veriler ile doğrulanmış, AVL Fire simülasyon programının deneysel

verilere paralel sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Bu nedenle bu çalışma kapsamında kullanılan sayısal simülasyon programı AVL FIRETMM programı olarak belirlenmiştir[92].

# 5. MATEMATİKSEL DENKLEMLER

İçten yanmalı motorlarda yanma süreçlerinin doğru bir şekilde modellenmesi için süreklilik, momentum ve enerji denklemleri kullanılmaktadır. Bu denklemler, akışkanın kütle, momentum ve enerji korunumu prensiplerini ifade eder ve yanma sürecinin dinamiklerini modellemek için temel oluşturur [93]. İçten yanmalı motorlarda, emme ve sıkıştırma işlemleriyle oluşan geometri, akışkan akışı ve türbülans yanmada önemli rol oynar[93]. Bu bölümde, yanma akışkanları için gerekli olan denklemler açıklanmıştır. Bununla birlikte, tez çalışmasında sayısal verilerin oluşturulması, literatürden alınan deneysel verilerle [94, 95]üç boyutlu olarak doğrulama yapılması, HCCI yanma çalışmalarının yapılması için AVL FIRE$^{TM}$M programı 2022 R2 versiyonu kullanılmıştır. Bu açıklamalara ek olarak, bölüm kapsamında verilen açıklamalar ve kullanılan denklemler "AVL FIRE™ M User Manual[92]" aracılığıyla ve literatür kaynaklarından faydalanılarak oluşturulmuştur.

## 5.1. Süreklilik Denklemi

Yanmada akışkanlarda yoğunluk bir değişkendir ve basınç, sıcaklık ve türlerin konsantrasyonuna bağlıdır [93]. Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\, u_i) = 0 \tag{5.1}$$

Eş.5.1'de, $\rho$ akışkanın yoğunluğunu, $u_i$akışkanın i bileşeni doğrultusundaki hızını ifade eder [93].

## 5.2. Momentum Denklemi

Yanmada, diğer akışlarda olduğu gibi, hız alanı momentum denklemleri ile yönetilir [93]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\, u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\, u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + F_i \tag{5.2}$$

Eş 5.2'de, $p$ basıncı, $\tau_{ij}$viskoz gerilme tensörünü, $F_i$ cisim kuvvetini (yerçekimini içerir)temsil eder.

Viskoz gerilme tensörü şu şekilde ifade edilir[93]:

$$\tau_{\mathrm{ij}} = \mu\left(\frac{\partial u_{\mathrm{i}}}{\partial x_{\mathrm{j}}} + \frac{\partial u_{\mathrm{j}}}{\partial x_{\mathrm{i}}} - \left(\frac{2}{3}\right)\delta_{\mathrm{ij}}\frac{\partial u_{\mathrm{k}}}{\partial x_k}\right) \tag{5.3}$$

## 5.3. Türlerin Taşıma Denklemi

Yanmada akışlara özgü taşınım denklemi, bir tür k kütlesinin korunumu denklemidir. Bu denklem, genel taşınım denkleminden türetilir[93]. k türünün taşınım denklemi ifadesi şu şekildedir [93].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\, Y_{\mathrm{k}}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\, u_i\, Y_{\mathrm{k}}) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho\, D_{\mathrm{k}}\, \frac{\partial Y_{\mathrm{k}}}{\partial x_i}\right) + \dot{\omega}_{\mathrm{k}} \qquad (5.4)$$

Eş.5.4'te, $D_k$ tür difüzyon katsayısıdır (birimi m²/s). Kimyasal reaksiyonlar nedeniyle bir türün hacimsel üretim (veya yok olma) hızı, her taşınım denkleminde kaynak (veya yutak) terimi $\dot{\omega}_{\mathrm{k}}$ olarak görünür [93].

## 5.4. Enerji Denklemi

Yanıcı akışlarda sıcaklık, termodinamik duruma ve karışımın bileşimine bağlıdır. Bazı yanma modelleri, entalpi için bir taşınım denklemi gerektirmez. Ancak, diğer yanma alt modelleri entalpi için taşınım denkleminin çözülmesini gerektirir. Yanma sırasında kimyasal enerji ısı olarak açığa çıkar ve sonuçta ortaya çıkan entalpi, bu taşınım denkleminin çözülmesiyle elde edilir [93].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_{\mathrm{i}}}(\rho u_{\mathrm{i}} h) = \frac{\partial}{\partial x_{\mathrm{i}}}\left[\frac{\mu}{\sigma_h}\frac{\partial h}{\partial x_{\mathrm{i}}} + \mu\left(\frac{1}{Sc_k} - \frac{1}{\sigma_h}\right)\sum_{k=1}^{N} h_{\mathrm{k}}\, \frac{\partial Y_{\mathrm{k}}}{\partial x_{\mathrm{i}}}\right] + \frac{\partial p}{\partial t} + S_{rad} \qquad (5.5)$$

Eş 5.5'te h, akışkanın entalpisini, $\sigma_h$ ve $Sc_k$ Prandtl ve Schmidt sayıları ile ilgili katsayıları, $S_{rad}$, radyasyon kaynak terimini temsil eder. Radyasyon kaynak terimi $S_{rad}$, enerji denkleminin bir parçası olarak yer alır ve motor içindeki ısı transferi üzerinde önemli bir rol oynar [93].

## 5.5. Türbülans Modeli

### 5.5.1. k-epsilon modeli

k-ε modeli, özellikle endüstriyel hesaplamalar için en yaygın kullanılan türbülans modelidir ve çoğu HAD koduna uygulanmıştır. Isı transferi, yanma, serbest yüzey ve iki fazlı akışlar dahil olmak üzere çok çeşitli akışlarda test edilmiştir. Genel olarak, k-ε modelinin çoğu durumda ana ortalama akış özelliklerinin makul ve gerçekçi tahminlerini verdiği kabul edilmektedir. Akış alanının hızlı bir ön tahmini için veya kimyasal reaksiyonlar, yanma,

radyasyon, çok fazlı etkileşimler gibi diğer fiziksel olayların modellenmesi için önerilmektedir [92].

Türbülans kinetik enerjisi (k), türbülanslı akışın kinetik enerjisidir ve Eş.5.6 ile ifade edilir:

$$k = \frac{1}{2}\left(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}\right) \tag{5.6}$$

Bu denklemde, $\overline{u'^2}, \overline{v'^2}\ ve\ \overline{w'^2}$ sırasıyla x, y ve z yönlerindeki hız bileşenlerinin türbülanslı dalgalanmalarının (hız dalgalanmalarının) ortalama kareleridir. $u', v'\ ve\ w'$sırasıyla x, y ve z yönlerindeki hız dalgalanmalarını ifade eder [93].

k-ε modeli, k ve ε için taşınım denklemlerini içerir. k taşınım denklemi, hız dalgalanması taşınım denkleminin (Du/Dt) hız dalgalanmasının kendisi (u) ile skaler çarpımı ile türetilir [92].

$$\rho\frac{Dk}{Dt} \equiv \underbrace{\rho\frac{\partial k}{\partial t}}_{L} + \underbrace{\rho U_j\frac{\partial k}{\partial x_j}}_{C} = \underbrace{\rho\overline{f_i u_i}}_{\rho G} - \underbrace{\rho\overline{u_i u_j}\frac{\partial U_i}{\partial x_j}}_{\rho P} - \underbrace{\mu\overline{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)^2}}_{\rho\varepsilon} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu\frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho\overline{k u_j} - \overline{p u_i}\delta_{ij}\right)}_{D} \tag{5.7}$$

ρDk/Dt denklemi, türbülanslı kinetik enerjisinin dinamiklerini tanımlar ve burada terimlerin fiziksel anlamları: L - zaman içinde yerel değişim, C - konvektif taşıma, P - ortalama akış deformasyonu ile k ("türbülans") üretimi (ortalama akış deformasyonu ile ilişkili türbülanslı gerilmelerin çalışması veya enerjinin ortalama hareketten Reynolds gerilmelerinin etkisiyle türbülanslı dalgalanmalara aktarılması), Genellikle $\overline{u_i u_j} > 0$ dır ve $\partial Ui/\partial xj > 0$ olduğu zaman çoğu akışta P > 0 olmaktadır; G, k'nin gövde kuvveti tarafından üretilmesi (veya yok edilmesidir); ε- viskozite etkisiyle k'nin ısıya dağılması (genellikle ε > 0 ); D - k'nin difüzyon taşınması (viskoz, sırasıyla dalgalanan hız ve dalgalanan basınçla).

k-ε modelinde; ε, ε denkleminden sağlanır. Viskoz difüzyon tam olarak ele alınır, ancak yüksek Reynolds sayılı akışlar için (katı bir duvara yakın olanlar hariç) ihmal edilebilir. k denkleminin çözülebilmesi için diğer terimlerin modellenmesi gerekir.

Standart yüksek Re sayılı k-epsilon modeli

*Ortalama gerinim üretimi P*

Eddy-viskozite modellerinde, $\overline{u_i u_j}$ eddy viskozite modelinden elde edilir ve P Eş.5.8'deki şekilde hesaplanır:

$$P = -\overline{u_i u_j}\frac{\partial U_i}{\partial x_j} = 2\nu_t S_{ij}S_{ij} - 2/3(\nu_t S_{kk} + k)S_{kk}$$
$$= T^t - S = 2\nu_t S \cdot S - 2/3[\nu_t(trS) + k](trS) \quad (5.8)$$

*Gövde gücü üretimi G*

Gövde Gücü Üretimi G (veya yıkım) modellenmelidir. Yaklaşım, gövde kuvvetinin karakterine bağlıdır. En sık karşılaşılan gövde kuvveti yerçekimidir.

*Yerçekimsel üretimi*

Yerçekimi kuvveti durumunda, $G = g_i\overline{\rho u_i}$ olur. Çoğu akışta, yoğunluk dalgalanmaları $\rho$, ihmal edilebilir. Bununla birlikte, sıcaklık veya konsantrasyon değişiminden kaynaklanan ortalama yoğunluk tabakalaşması önemliyse (ısıl veya konsantrasyon kaldırma kuvvetinden kaynaklanan veya etkilenen akışlar), kaldırma kaynağı G önemli hale gelir.

Korelasyon $\overline{\rho u_i}$ , standart eddy yayılım ifadesi kullanılarak ortalama yoğunluk gradyanı ile değiştirilebilir i.e. $-\overline{\rho u_i} = \frac{\nu_t}{\sigma_\rho}\frac{\partial \rho}{\partial x_i}$, böylece yerçekimi kaynağı;

$G = -g_i\frac{\mu_t}{\sigma_\rho}\frac{\partial \rho}{\partial x_i}$ olur. (5.9)

$\sigma_\rho \approx 0.9$ olduğu ve ortalama sıcaklık için de aynı olduğu varsayılır. Alternatif olarak, yoğunluk dalgalanması $\rho$, sıcaklık ve konsantrasyon dalgalanmaları ile ifade edilebilir ve, $\rho = \rho\alpha c + \rho\beta\Theta$ burada; $\alpha = 1/\rho(\partial\rho/\partial C)_p$ ve $\beta = -1/\rho(\partial\rho/\partial T)_p$ ve sırasıyla konsantrasyon ve ısıl genleşme katsayılarıdır (Çok bileşenli karışımlarda ilk terimin, tüm bileşenlerin terimlerinin toplamı ile değiştirilmesi gerekmektedir.).

Buradan, $G = g_i\rho(\alpha\overline{cu_i} - \beta\overline{\theta u_i})$ olur. Türbülanslı kütle ve ısı akısı için girdap(swirl) yayılma ifadelerini kullanarak kaldırma kuvveti üretimi Eş.5.10'daki şekilde yazılabilir:

$$G = g_i\left(-\alpha\frac{\mu_t}{\sigma_C}\frac{\partial C}{\partial x_i} + \beta\frac{\mu_t}{\sigma_T}\frac{\partial T}{\partial x_i}\right) \quad (5.10)$$

<u>Türbülanslı difüzyon</u>

Türbülanslı difüzyonun dalgalanma hızı ve dalgalanma basıncıyla modellenmesi gerekmektedir. Bu işlem için en yaygın yaklaşım, $\Phi$ ($\hat{\Phi} = \Phi + \phi$ için) özelliği için $\sigma_\phi$ türbülans Prandt//Schmidt sayısı olacak şekilde $-\overline{\phi u_j} = \frac{\nu_t}{\sigma_\phi}\frac{\partial \Phi}{\partial x_j}$ olduğunu varsayan gradyan

difüzyon yaklaşımıdır. Basınç aktarımı genellikle dalgalanan hız aktarımıyla birleştirilir, böylece toplam türbülanslı difüzyon Eş. 5.11 deki şekilde ifade edilir:

$$-\left(\rho\overline{ku_j} + \overline{pu}_j\right) = \frac{\mu_t}{\sigma_k}\frac{\partial k}{\partial x_j} \tag{5.11}$$

Burada; kinetik enerji için Prandtl-Schmidt sayısı $\sigma_k \approx 1$ dir. Böylece, k denklemi için model:

$$\rho\frac{Dk}{Dt} = P + G - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] \tag{5.12}$$

k denkleminin aksine, model ε denklemi kesin türetmeye çok daha az ve deneyciliğe daha çok dayanır. ε için tam denklem türetilebilir, ancak toplam türev (yerel değişim ve konveksiyon) ve viskoz difüzyon dışındaki tüm terimlerin modellenmesi gerekir.

Yüksek Reynolds sayılı akışlar için $\varepsilon$ denklemi standart formu şöyledir:

$$\rho\frac{D\varepsilon}{Dt} = \left(C_{\varepsilon 1}P + C_{\varepsilon 3}G + C_{\varepsilon 4}k\frac{\partial U_k}{\partial x_k} - C_{\varepsilon 2}\varepsilon\right)\frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) \tag{5.13}$$

Model $\varepsilon$ denklemi, k denklemi bileşimini yansıtmaktadır: $\varepsilon$ kaynağı olarak her biri farklı katsayı ile olmasına rağmen, aynı terimleri içermektedir; fakat türbülans zaman ölçeği $\tau = \mathrm{k}/\varepsilon$ ile ölçeklendirilirler. Bunun bir istisnası, ε kaynağı üzerindeki sıvı sıkışmasını hesaba katan ve k denkleminde karşılığı olmayan$C_{\varepsilon 4}$katsayısına sahip terimdir. Bu terim yalnızca sıkıştırılabilir akışta etkilidir.

k-epsilon modelinin özeti

Bir kontrol hacmi üzerine entegre edilmiş tam standart, yüksek Re Sayılı k-ε modeli Eş. 5.14 ve Eş. 5.18 de verilmiştir.

$$\rho\frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j\frac{\partial k}{\partial x_j} = P + G - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right) \tag{5.14}$$

$$\rho\frac{D\varepsilon}{Dt} = \left(C_{\varepsilon 1}P + C_{\varepsilon 3}G + C_{\varepsilon 4}k\frac{\partial U_k}{\partial x_k} - C_{\varepsilon 2}\varepsilon\right)\frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) \tag{5.15}$$

Burada;

$$P = 2\mu_t S \cdot S - (2/3)[\mu_t(trS) + k](trS) \tag{5.16}$$

$$G = -\frac{\mu_t}{\rho\sigma_\rho}\nabla\rho \tag{5.17}$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{5.18}$$

ve katsayılar standart değerlere sahiptir. Bu standart değerler $C_\mu$,$C_{\varepsilon1}$,$C_{\varepsilon2}$,$C_{\varepsilon3}$,$C_{\varepsilon4}$,$\sigma_k$,$\sigma_\varepsilon$, $\sigma_\rho$ için sırasıyla 0,09;1,44;1,92;0,8;-0,373;1;1,3 ve 0,9dir.

### 5.5.2. k-zeta-f modeli

k-zeta-f modeli Hanjalic, Popovac ve Hadziabdic [96]tarafından geliştirilmiştir. Durbin'in eliptik gevşeme konseptine [97]dayanan eddy-viskozite modelinin bir versiyonunu önermektedir. Amaç, $\overline{v^2}$ hız ölçeği yerine, $\zeta = \overline{v^2}/k$ hız ölçeği için bir taşıma denklemi çözerek orijinal $\overline{v^2} - f$ modelinin sayısal kararlılığını geliştirmektir. Eddy viskozitesi Eş. 5.19'den elde edilir [96].

$$\nu_t = C_\mu \zeta \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{5.19}$$

Diğer değişkenler Eş. 5.20-5.22'te model denklemleri kümesinden elde edilir [96].

$$\rho\frac{Dk}{Dt} = \rho(P_k - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] \tag{5.20}$$

$$\rho\frac{D\varepsilon}{Dt} = \rho\frac{C^*_{\varepsilon1}P_k - C_{\varepsilon2}\varepsilon}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] \tag{5.21}$$

$$\rho\frac{D\zeta}{Dt} = \rho f - \rho\frac{\zeta}{k}P_k + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta}\right)\frac{\partial \zeta}{\partial x_j}\right] \tag{5.22}$$

Burada $f$ denklemin Eş. 5.23'te yer alan şekli kabul edilmiştir[96].

$$f - L^2\frac{\partial^2 f}{\partial x_j\,\partial x_j} = \left(C_1 + C_2\frac{P_k}{\varepsilon}\right)\frac{(2/3-\zeta)}{T} \tag{5.23}$$

Türbülanslı zaman ölçeği $T$ ve uzunluk ölçeği $L$ (uygunluk kısıtlamaları etkinleştirildiğinde) Eş. 5.24 ve 5.25 ile belirlenir [96].

$$T = max\left(min\left(\frac{k}{\varepsilon}, \frac{a}{\sqrt{6}C_\mu|S|\zeta}\right), C_T\left(\frac{\nu}{\varepsilon}\right)^{1/2}\right) \tag{5.24}$$

$$L = C_L max\left(min\left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon}, \frac{k^{1/2}}{\sqrt{6}C_\mu |S|\zeta}\right), C_\eta \frac{\nu^{3/4}}{\varepsilon^{1/4}}\right) \quad (5.25)$$

$\varepsilon$ denklemindeki ek değişiklikler şunlardır: sabit $C_{\varepsilon 1}$ duvara yakın bir şekilde sönümlenir, böylece Eş. 5.26 de yer alan eşitlik ile $C_{\varepsilon 1}^*$ hesaplanır [96].

$$C_{\varepsilon 1}^* = C_{\varepsilon 1}(1 + 0{,}045\sqrt{1/\zeta}) \quad (5.26)$$

## 5.6. Yanma Modeli - Genişletilmiş Tutarlı Alev Modeli (Extended Coherent Flame Model / ECFM-3Z)

Türbülanslı ön karışımlı yanma rejimi, kimyasal zaman ölçeği, integral uzunluk ölçeği ve türbülans yoğunluğu gibi farklı özellikler kullanılarak belirtilebilir. Çok sayıda yanmada (pistonlu içten yanmalı motorlar gibi), kimyasal zaman ölçeklerinin türbülans zaman ölçeklerine göre çok daha küçük olduğu varsayımı nedeniyle, Genişletilmiş Tutarlı Alev Modeli (Extended Coherent Flame Model / ECFM) konsepti uygulanabilir. Bu çalışmada da dizel yanma modellemesi için kullanılmıştır. ECFM modeli laminer alev konseptini temel alarak hem ön karışımlı hem de ön karışımlı olmayan koşullarda uygulanabilmektedir. Burada; hız $S_L$ ve kalınlık $\delta_l$, sadece basınç, sıcaklık ve taze gazlardaki denklik oranına bağlı olarak, alev cephesinde entegre edilmiş ortalama değerlerdir. Tüm alev modelleri, reaksiyonun, taze yanmamış gazı tamamen yanmış gazdan ayıran nispeten ince katmanlar içinde gerçekleştiğini varsayar. Bu varsayımı kullanarak, ortalama türbülanslı reaksiyon hızı, alev yüzeyi yoğunluğu $\Sigma$ ve laminer yanma hızı $S_L$' nin çarpımı olarak Eş. 5.27 aracılığıyla hesaplanır [92].

$$\overline{\rho \dot{r}_{fu}} = -\omega_L \Sigma \quad (5.27)$$

$\omega_L$ alev cephesi boyunca birim yüzey başına ortalama laminer yakıt tüketim oranıdır.

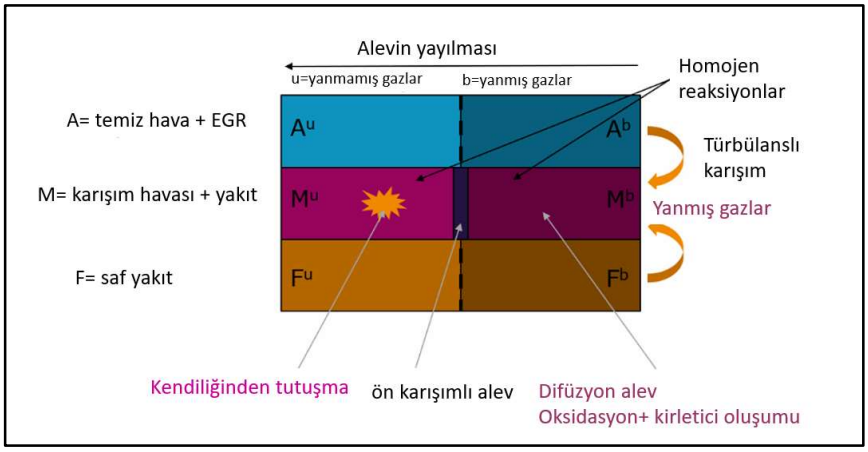
Fakir yanma için;

$$\omega_L = \rho_{fu,fr} S_L \text{ ile } \rho_{fu,fr} = \rho_{fr} y_{fu,fr} \quad (5.28)$$

Bu denklemde $\rho_{fu,fr}$ taze gazın kısmi yakıt yoğunluğu ve $\rho_{fr}$ taze gazın yoğunluğu ve $y_{fu,fr}$ taze gazdaki yakıt kütle oranıdır.

Yanma başladığında birkaç yeni terimin hesaplanması gerekir. Bunlar arasında kaynak terimleri ve eşitliği (Eş.5.27) kullanmak için gerekli iki nicelik ($\Sigma$ ve $S_L$) de vardır.

ECFM-3Z (3Z, 3 bölge anlamına gelir (Bkz. Şekil 5.1) modeli genişletilmiş tutarlı alev modelini temel alır ve orijinal olarak özellikle dizel yanma için geliştirilmiştir. Alev yüzeyi yoğunluğu taşıma denklemine ve homojen olmayan türbülanslı ön karışımlı ve difüzyon yanmasını tanımlayabilen bir karıştırma modeline dayanan bir yanma modelidir. Model, üç alanlı bir karıştırma tanımına dayanmaktadır. Ayrıca geliştirilmiş bir yanmış gaz kimyası birleştirilmiştir.




Şekil 5.1. ECFM-3Z modelindeki bölgeler [92]

### 5.6.1. Türbülanslı alev yüzey yoğunluğunun gelişimi

Alev yüzey yoğunluğu için Eş. 5.29 çözülür [98, 99].

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(u_j \Sigma\right) - \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\nu_t}{\sigma_\Sigma}\frac{\partial \Sigma}{\partial x_j}\right) = S_\Sigma = S_g - S_a + S_{lam} \tag{5.29}$$

$\Sigma$ türbülanslı alev yüzey yoğunluğu olarak (birim hacim başına alev alanı),$\sigma_\Sigma$ türbülanslı Schmidt sayısıdır, $\upsilon_t$türbülanslı kinematik viskozitedir, $S_g$ alev yüzeyinin türbülanslı gerinim oranıyla üretilmesidir ve $S_a$ reaktan tüketimi nedeniyle alev yüzeyinin yok olmasıdır.

$$S_g = K_{eff}\Sigma \tag{5.30}$$

$$S_a = \beta \frac{\rho_{fu,fr} S_L}{\rho_{fu}} \Sigma^2 \tag{5.31}$$

Burada $K_{eff}$ alevin ortalama uzama hızıdır, $S_a$ fakir yanma durumu için yazılmıştır, ancak zengin koşullar için yakıt kütle fraksiyonunun oksidan kütle fraksiyonu ile değiştirilmesiyle eşdeğer bir denklem elde edilir.

$S_{lam}$ laminer yanmanın alev yüzey yoğunluğunun oluşumuna katkısıdır. Terim üç farklı etkiyi dikkate alır:

$$S_{lam} = P + C + S \tag{5.32}$$

alev yayılımına yayılma, eğrilik ve gerilmenin katkısını göstermektedir.

### 5.6.2. Termodinamik büyüklükler

Yanmış ve yanmamış gazların yerel özellikleri biliniyorsa ECFM-3Z yanma modelinin çözülebilir. Bu nedenle, her hesaplama hücresinde iki konsantrasyonun, sırasıyla yanmamış gazlardaki konsantrasyon ve yanmış gazlardaki konsantrasyonun hesaplanması gerekir. Biri yanmamış yakıt kütle oranı ve diğeri yanmamış oksijen kütle oranı için olmak üzere iki ek taşıma denkleminin dahil edilmesi gerekir. Püskürtme uygulamaları durumunda, yanmamış yakıt kütle oranı için $S_{evap}$ kaynak terimi eklenmelidir. Bu iki ek denklem ve yerel homojenlik ve izotropi hipotezi kullanılarak her kütle fraksiyonu belirlenebilir. Eş. 5.33 ve 5.34'te taşıma denklemi verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho y_{fu,fr}\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j y_{fu,fr}\right) - \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_i}\frac{\partial y_{fu,fr}}{\partial x_j}\right) = S_{evap} \tag{5.33}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho y_{O_2,fr}\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j y_{O_2,fr}\right) - \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_i}\frac{\partial y_{O_2,fr}}{\partial x_j}\right) = 0 \tag{5.34}$$

Ek olarak yanmamış gaz entalpisi için bir taşıma denklemi de Eş. 5.35 gösterildiği gibi, sıvı yakıtın buharlaşması durumunda kaynak terimi $h_{evap}$ ile sunulmuştur:

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho h_{fr}\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j h_{fr}\right) - \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_i}\frac{\partial h_{fr}}{\partial x_j}\right) = \rho\varepsilon + \frac{\rho}{\rho_{fr}}\frac{\partial p}{\partial t} + h_{evap} \tag{5.35}$$

Yanmamış entalpi ve yanmamış gaz bileşimini kullanarak yerel yanmamış gaz sıcaklığı hesaplanabilir. Yanmamış gaz fazının yakıt, oksijen, nitrojen, karbon dioksit ve su olmak üzere 5 ana yanmamış türden oluştuğu, yanmış gaz fazında ise yüksek sıcaklık bölgesi nedeniyle artık yakıt kalmadığı varsayılmaktadır. Yanma ürünleri O, $O_2$, N, $N_2$, H, $H_2$, $CO_2$, CO, $H_2O$, OH ve NO gibi 11 türden oluşur.

Taze yakıt ve oksijen izleyicinin kütle kesirleri olarak $y_{fu,fr}$ ve $y_{O2,fr}$ kullanılarak, taze gazın zenginliği $\phi_{fr}$ elde edilebilir:

$$\phi_{fr} = \alpha_{fu} \frac{y_{fu,fr}}{y_{O_2,fr}} \tag{5.36}$$

Burada $\alpha_{fu}$, dikkate alınan yakıtın sabit bir stokiyometrik fonksiyonudur.

Taze gaz nitrojen kütle fraksiyonu, nitrojen içeren tüm kütle fraksiyonlarının toplamından kolayca elde edilebilir. Artık gazın dikkate alınması durumunda, taze gaz fazında kalan gazın sırasıyla $CO_2$ ve $H_2O$ olduğu kabul edilir. Yanmamış gaz fazındaki $CO_2$ kütle oranı tüm karbon içeren türlerin fonksiyonu olarak elde edilirken, taze gaz $H_2O$ kütle oranı sırasıyla tüm hidrojen içeren türlere ve yakıt kütle oranlarına bağlıdır.

Belirlenecek kalan miktar, yanmış gaz fazının bileşimidir. Yanmış fazda artık yakıt bulunmadığı varsayımından dolayı, yanmamış fazdaki kütle oranları bilgisi doğrudan yanmış gazın kütle oranlarına yol açar. Dolayısıyla yanmış gazın bileşimi, daha önce açıklandığı gibi Favre ortalamalı ilerleme değişkeni c kullanılarak yeniden yapılandırılabilir. $y_i$, i türünün ortalama Favre ortalamalı kütle fraksiyonu ise, yanmış kütle fraksiyonu (indeks b) Eş.5.37'deki şekilde hesaplanır.

$$y_{i,b} = \frac{y_i - (1 - c)y_{i,fr}}{c} \tag{5.37}$$

## 5.7. Sprey Modelleri

Dizel yanma modellemesi için kullanılan sprey modeline ait bilgiler bu bölümde sunulmuştur. FIRE M sprey modülü simülasyon bölgesinde, damlacıkları, katı taneleri ve kabarcıkları hesaplamak için Langrangian yaklaşımını kullanmaktadır. Bu bölümde FIRE™ Lagrangian Çok Fazlı (Püskürtme) modülünün teorisi ve denklemleri açıklanmaktadır.

Sprey simülasyonları çok-fazlı akış olayları içerir ve gaz ve sıvı fazlar için korunum denklemleri sayısal çözümünü eş zamanlı olarak gerektirir. Sıvı fazda sprey hesaplamaları için ayrık damla yöntemi (Discrete Droplet Method (DDM)) [100]kullanılmaktadır.

### 5.7.1. Temel denklemler

Bir parçacık/damlacık parselinin yörüngesi ve hızına ilişkin diferansiyel denklem şöyledir:

$$m_d \frac{du_{id}}{dt} = F_{idr} + F_{ig} + F_{ip} + F_{itm} + F_{ib} \tag{5.38}$$

$F_{idr}$ sürüklenme kuvveti:

$$F_{\text{idr}} = D_p \cdot u_{\text{irel}} \tag{5.39}$$

$D_p$ Eş 5.40'teki şekilde tanımlanan sürükleme fonksiyonudur.

$$D_p = \frac{1}{2}\rho_g A_d C_D |u_{rel}| \tag{5.40}$$

$C_D$, genellikle damlacık Reynolds sayısının $Re_d$ bir fonksiyonu olan sürükleme katsayısıdır ve $A_d$ parçacığın kesit alanıdır.

FIRE™, tek bir kürenin direnç katsayısı için literatürdeki çeşitli formülasyonlardan Schiller ve Naumann'dan [101] alınan Eş. 5.36'da yer alan formülasyonu kullanır.

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{Re_d C_p}\left(1 + 0{,}15 Re_d^{0{,}687}\right) & Re_d < 10^3 \\ 0{,}44/C_p & Re_d \geq 10^3 \end{cases} \tag{5.41}$$

Parçacık Reynolds Sayısı Eş.5.42 eşitliğinde gösterilmektedir; burada $\mu_g$, alan akışkan viskozitesidir.

$$Re_d = \frac{\rho_g |u_{rel}| D_d}{\mu_g} \tag{5.42}$$

Küçük parçacıklar üzerindeki sürüklenme hesaplanırken, Knudsen sayısına ($K_n$) dayalı Cunningham düzeltme faktörü, $C_p$ sürükleme katsayısını azaltır [102].

$$C_p = 1 + Kn_p\left(2{,}492 + 0{,}84 e^{\frac{-1{,}74}{Kn_p}}\right) \text{ with } Kn = \frac{\lambda}{D_d} \tag{5.43}$$

Ortalama serbest yol uzunluğu $\lambda$ gaz fazında şu şekilde hesaplanabilir.

$$\lambda = \frac{k_b T_g}{\sqrt{2}\pi d_g^2 p_g} \tag{5.44}$$

Gaz fazında ortalama molekül çapı $d_g$=2,8e$^{-10}$ m'dir.

$F_{ig}$, yerçekimi ve kaldırma kuvvetinin etkilerini içeren bir kuvvettir.

$$F_{ig} = V_p \cdot \left(\rho_p - \rho_g\right) g_i \tag{5.45}$$

$F_{ip}$ basınç kuvvetidir.

$$F_{ip} = -V_p \cdot \nabla p \tag{5.46}$$

$F_{ivm}$, damlaları, parçacıkları veya kabarcıkları çevreleyen ortamın hızlanmasını/yavaşlamasını hesaba katan sanal kütle kuvvetidir. Bu, Lagrange parsellerinin artan ataletleri ile ele alınır (yer değiştiren akışkanın yarı kütlesi eklenir. Ek kuvvet terimi sonuç olarak aşağıdaki gibidir.

$$\vec{F}_a = -\frac{1}{2} m_f \left( \frac{d\vec{v}}{dt} - \frac{D\vec{u}}{Dt} \right) \tag{5.47}$$

Tüm kuvvetlerin büyüklüğü karşılaştırıldığında, sürükleme kuvveti, yakıt püskürtme enjeksiyonu ve yanma hesaplaması için ilgili tek kuvvettir. Bu nedenle, kuvvetleri ve ilişkileri Eş.5.38'e eklenerek ve bu ifade parçacık kütlesi $m_d$'ye bölünerek, varsayılan olarak kullanılan parçacık ivmesi denklemi elde edilir.

$$\frac{du_{id}}{dt} = \frac{3}{4} C_D \frac{\rho_g}{\rho_d} \frac{1}{D_d} \left| u_g - u_d \right| \left( u_{ig} - u_{id} \right) + \left( 1 - \frac{\rho_g}{\rho_d} \right) g_i \tag{5.48}$$

Parçacık hızını elde etmek için Eş.5.48 integrali alınabilir ve bundan anlık parçacık konum vektörü, 5.49’ in integralinin alınmasıyla belirlenebilir:

$$\frac{dx_{id}}{dt} = u_{id} \tag{5.49}$$

Parçacık dönüşünün dikkate alınması durumunda, tork kaynakları nedeniyle parçacık dönüş hızı zamanla değişir. Burada, Kahrimanovic’un [103] çalışması ile hesaplamalar gerçekleştirilir.

$$\frac{d}{dt} \omega_p = \mathrm{t}_{pg} \tag{5.50}$$

ile

$$\mathrm{t}_{p,g} = \frac{\mu_g}{64 I_p} d_p^3 C_R \Omega_p \mathrm{Re}_R \tag{5.51}$$

Burada $I_p$küresel bir parçacığın eylemsizliğini tanımlar

$$I_p = \frac{m_p d_p^2}{10} \tag{5.52}$$

ve $\mathrm{Re}_R$ parçacık rotasyonu Reynolds sayısıdır.

$$\mathrm{Re}_R = \frac{\rho_g d_p^2 |\Omega_p|}{\mu_g} \tag{5.53}$$

Dönme sürükleme katsayısı Eş. 5. 54'deki şekilde hesaplanır.

$$C_R = \begin{cases} 64\frac{\pi}{\mathrm{Re}_R}, & \mathrm{Re}_R < 32 \\ \frac{129}{\sqrt{\mathrm{Re}_{c_F}}} + \frac{128{,}4}{\mathrm{Re}_R}, & 32 < \mathrm{Re}_R < 1000 \end{cases} \tag{5.54}$$

ve son olarak $\Omega_p$ Eş. 5.55 ile hesaplanır.

$$\Omega_p = \frac{1}{2}\nabla \times \mathrm{u}_g - \omega_p \tag{5.55}$$

### 5.7.2. Sürükleme yasası modeli

Damlacıklar üzerindeki gaz fazından sürüklenmenin hesaplanması için kullanılan model ile ilgili bilgiler bu bölümde mevcuttur.

Schiller naumann

Schiller Naumann'ın [101] sürükleme modeli AVL FIRE™'deki standart sürükleme modelidir. Çoğu simülasyon uygulaması için bu model iyi sonuçlar vermektedir.

$$\begin{aligned} C_D &= \frac{24}{Re} + \frac{3{,}6Re^{0{,}687}}{Re} \quad Re < 1000 \\ C_D &= 0{,}44 \qquad\qquad Re \geq 1000 \end{aligned} \tag{5.56}$$

Re, damlacık Reynolds sayısı olarak Eş.5.57 ile hesaplanır.

$$Re = \frac{\rho_{\mathrm{gas}} |u_{\mathrm{gas}} - u_{\mathrm{droplet}}| d_{\mathrm{droplet}}}{\eta_{\mathrm{gas}}} \tag{5.57}$$

### 5.7.3. Buharlaşma

Damlacık ısıtma ve buharlaşma ile ilgili açıklamalar bu bölümde mevcuttur. Isı ve kütle transfer katsayıları model fiziğine göre ayarlanır.

Isı ve kütle transferi analojisi

Isı ve kütle transferi süreçleri, Dukowicz'in [104] geliştirdiği model ile açıklanır. Temel olarak aşağıdaki varsayımlara dayanmaktadır:

- Küresel simetri
- Damlacık çevresinde yarı sabit gaz filmi
- Damla çapı boyunca düzgün damlacık sıcaklığı
- Çevreleyen sıvının düzgün fiziksel özellikleri
- Damlacık yüzeyinde sıvı- buhar ısıl dengesi

Düzgün damlacık sıcaklığı varsayımıyla damlacık sıcaklığı değişim hızı, damlacığa iletilen enerjinin damlacığı ısıttığını veya buharlaşma için ısı sağladığını belirten enerji dengesi denklemi tarafından belirlenir.

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = L \frac{dm_d}{dt} + \dot{Q} \tag{5.58}$$

Gazdan damlacık yüzeyine sağlanan konvektif ısı akısı $\dot{Q}$

$$\dot{Q} = \alpha A_g \left(T_\infty - T_g\right) \tag{5.59}$$

Burada α, kütle aktarımı olmadığında damlacığı çevreleyen film boyunca konvektif ısı aktarım katsayısıdır ve A damlacık yüzeyidir.

Dukowicz'in [104] buharlaşma modelinde damlacığın yoğunlaşamayan bir gaz içinde buharlaştığı kabul edilmektedir. Bu nedenle, her bir bileşen farklı türlerin bir karışımından oluşabilmesine rağmen, gaz fazında buhar ve yoğunlaşmayan gazdan oluşan iki bileşenli bir sistem kullanır.

Damlacık yüzey koşullarının düzgün olduğu varsayımıyla yerel yüzey ısı akısı ($\dot{q}_s$) ve buhar kütle akısı ($\dot{f_{vs}}$) tanıtıldığında, kütle akısı için geçerli eşitlik Eş.5.60'te yazılmıştır.

$$\frac{dm_d}{dt} = \dot{Q} \frac{\dot{f_{vs}}}{\dot{q}_s} \tag{5.60}$$

Ardından damlacık enerji denklemi Eş. 5.56 da olduğu gibi ifade edilir.

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = \dot{Q} \left(1 + L \frac{f_{vs}}{\dot{q}_s}\right) \tag{5.61}$$

Bunlar damlacık kütle değişim denklemini (Eş.5.59) ve dolayısıyla yüzey ısı akısı $\dot{Q}$ ve $\dot{f_{v,s}}/\dot{q}_s$oranını sağlayarak sırasıyla geçici damlacık çapını ve damlacık sıcaklık denklemini (Eş.5.60) tanımlayan denklemlerdir.

Buhar kütle akışının yüzey ısı akışına oranı aşağıdaki gibi yeniden ifade edilebilir.

$$\frac{\dot{f_{v,s}}}{\dot{q_s}} = \frac{\rho\beta}{k}\left(\frac{1}{1-Y_{v,s}}\right)\frac{\nabla_s\chi_v}{\nabla_s T} \tag{5.62}$$

Denklemdeki (Eş.5.62) $\frac{\nabla_s\chi_v}{\nabla_s T}$oranı, ısı ve kütle transferi diferansiyel denklemleri ve sınır koşullarının benzerliğine dayanan bir analoji değerlendirmesiyle belirlenir ve Eş. 5.63'teki gibi sonuçlanır.

$$\frac{\nabla_s T}{\nabla_s\chi_v} = \frac{Le}{c_p}\left[\frac{h_{sv}-h_s}{\chi_{v,sv}-\chi_{v,s}} - h_{v,s} + h_{g,s}\right] \tag{5.63}$$

Lewis sayısının bir olduğu (Le=1) varsayımıyla akı oranı son haliyle şu şekilde yazılabilir.

$$\frac{f_{v,s}}{q_s} = \frac{-B_y}{h_\infty - h_s - (h_{vs}-h_{gs})(Y_{v\infty}-Y_{vs})} \tag{5.64}$$

Burada;

$$B_y = \frac{Y_{vs}-Y_{v\infty}}{1-Y_{vs}} \tag{5.65}$$

Eş.5.59 ($\dot{Q} = \alpha A_g\left(T_\infty - T_g\right)$)deki konvektif ısı transfer katsayısının Nusselt sayısı ile değiştirilmesiyle, gazdan damlacık yüzeyine sağlanan konvektif ısı akısı ($\dot{Q}$) şu şekilde hesaplanır.

$$\dot{Q} = D_d\pi\lambda Nu(T_\infty - T_s) \tag{5.66}$$

Küresel damlacıklar için ısı akısı ($\dot{Q}$)ısı transfer katsayısı korelasyonlarından elde edilebilir.

Nusselt sayısı Nu, Ranz ve Marshall tarafından tek damlacıklar için önerilen aşağıdaki korelasyondan elde edilir ve Bose ve Pei tarafından belirli sprey türlerine uygulandığı doğrulanır.

$$Nu = 2 + 0{,}6Re_d^{1/2}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \tag{5.67}$$

Burada Reynolds (Re) ve Prandtl (Pr) sayıları alışılagelmiş ifadelerden değerlendirilmektedir. Buhar viskozitesi, özgül ısı, ısıl iletkenlik vb. gibi taşıma özelliklerini değerlendirmek için referans sıcaklığı, yerel alan sıvı sıcaklığı ile damlacık yüzey sıcaklığı arasındaki ortalama sıcaklıktır.

$$\bar{T} = \frac{T_\infty + T_S}{2} \tag{5.68}$$

Abramzon ve Sirignano buharlaşma modeli

Bu yaklaşım [105], ısı ve kütle transferine karşı dirençlerin sabit kalınlıktaki kurgusal gaz filmleri ile modellendiği klasik film teorisine dayanmaktadır: δT ve δm.

Buharlaşan bir damlacık durumunda bu film kalınlığı değerleri $F_T$ ve $F_M$ faktörleriyle düzeltilmektedir. Kütlenin değişim hızı daha sonra Sherwood ve Nusselt sayısıyla tanımlanır.

$$m = \pi \bar{\rho}_g \bar{\beta}_g D_d Sh^* \ln(1 + B_Y) \tag{5.69}$$

$$m = \pi \frac{\bar{k}_g}{\bar{c}_{pF}} D_d Nu^* \ln(1 + B_T) \tag{5.70}$$

Referans sıcaklık ve referans yakıt konsantrasyonları Eş. 5.71'da yer almaktadır.

$$\begin{aligned} \bar{T} &= T_S + A_r(T_\infty - T_S) \\ \bar{Y}_S &= Y_{V,S} + A_r\left(Y_{V,\infty} - Y_{V,S}\right) \end{aligned} \tag{5.71}$$

$B_T$, ısı transfer sayısıdır ve Nu* ve Sh* parametreleri, buharlaşmayan damlacığın $Nu_0$ve $Sh_0$ sayıları ve film kalınlığı $F_T$ ve $F_M$ için karşılık gelen düzeltme faktörlerine göre hesaplanır.

$$Nu^* = 2 + \frac{(Nu_0 - 2)}{F_T} \tag{5.72}$$

$$Nu_0 = 2 + 0{,}552 Re^{1/2} \mathrm{Pr}^{1/3} \tag{5.73}$$

$$Sh^* = 2 + \frac{(Sh_0 - 2)}{F_M} \tag{5.74}$$

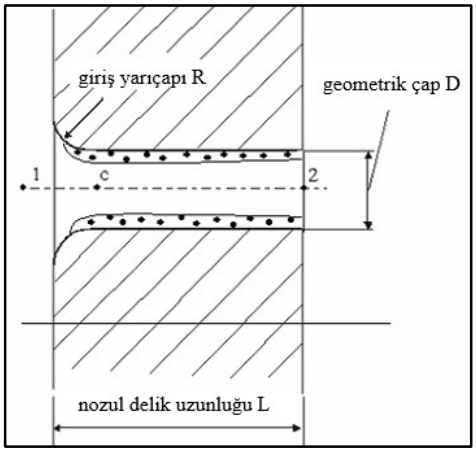
$$Sh_0 = 2 + 0{,}552 Re^{1/2} Sc^{1/3} \tag{5.75}$$

Düzeltme fonksiyonu $F_T$ ve $F_M$ (Eş5.76)için aynıdır.

$$F(B) = (1 + B)^{0{,}7} \frac{\ln(1+B)}{B} \tag{5.76}$$

### 5.7.4. Dizel nozul akış modeli

Bu model, kavitasyon nedeniyle enjeksiyon hızlarını ve başlangıç damlacık çaplarını düzeltmenin basit bir yolunu sunar. Kütle akışı, geometrik çap, R/D oranı ve lüle deliğinin L/D oranı biliniyorsa, lüle deliği içindeki akışın 1 boyutlu analizi mümkündür (Bkz. Şekil 5.2).




Şekil 5.2. Kavitasyon nozulu

İlk adımda deşarj katsayısı $C_d$ olgusal denklemlerle hesaplanır. Akış alanı koşullarına ek olarak, giriş deliğinin yuvarlatılması ve nozul deliğinin uzunluğunun çapa oranı gibi lüle akışının geometrik özellikleri de boşaltma katsayısı $C_d$'yi etkiler. Bunlar $C_1$ ve $C_2$ giriş parametreleri aracılığıyla tanıtılır. Bu şekilde türbülanslı bir akış için giriş basıncı $p_1$'in tahmini mümkündür:

$$p_1 = p_2 + \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{U_{gec}}{C_d}\right)^2 \tag{5.77}$$

Bu koşullar altında kavitasyon olup olmadığını kontrol edilir. Düz bir hız profili varsayarak ve Nurick'in [106] ifadesini kullanarak daralma katsayısı $C_c$'nin değeri için, süreklilik en küçük akış alanındaki hızı nokta c'de verir:

$$U_c = \frac{U_{geo}}{C_c} \tag{5.78}$$

$$C_c = \left(2{,}6 - 11{,}4\frac{R}{D}\right)^{-0{,}5} \tag{5.79}$$

$U_{geo}$, düz bir hız profiline sahip olan bir nozul deliğinden laminar akışın teorik akış hızıdır. Daralma katsayısı, nozul deliği giriş yuvarlamasından hesaplanır. Kavitasyon durumunda,

potansiyel akış teorisi, herhangi bir kayıp olmadan nokta 1'den c noktasına Bernoulli denklemi uygulanır.

$$p_c = p_1 - \frac{\rho}{2} \cdot U_c^2 \tag{5.80}$$

$p_c$, $p_{vapor}$'dan düşükse akışın tamamen kavitasyonlu olması gerektiği varsayılır ve yeni giriş basıncı ve çıkış katsayısı Eş. 5.81-82'den hesaplanır.

$$p_1 = p_{\text{vapor}} + \frac{\rho}{2} \cdot U_c^2 \tag{5.81}$$

$$C_d = C_c \cdot \sqrt{K} = C_c \cdot \sqrt{\frac{p_1 - p_{\text{vapor}}}{p_1 - p_2}} \tag{5.82}$$

Nozul çıkışındaki etkili yeni koşullar için hesaplamalar Eş. 5.83-85 ile hesaplanır.

$$U_{eff} = U_c - \frac{p_2 - p_{\text{vapor}}}{\rho_l \cdot U_{\text{geo}}} \tag{5.83}$$

$$A_{eff} = A_{geo} \cdot \frac{U_{geo}}{U_{eff}} \tag{5.84}$$

$$D_{eff} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{eff}}{\pi}} \tag{5.85}$$

Aerodinamik temelli model yaklaşımda, püskürtme açısı, θ, şu şekilde ifade edilir:

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{4 \cdot \pi}{A} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} f(T) \tag{5.86}$$

f(T) bir fonksiyonu yaklaşık olarak Eş. 5.82'deki gibi hesaplanmaktadır.

$$\begin{aligned} f(T) &= \frac{\sqrt{3}}{6} \cdot (1 - \exp(-10T)) \\ T &= \left(\frac{Re}{We}\right)^2 \frac{\rho_l}{\rho_g} \end{aligned} \tag{5.87}$$

### 5.7.5. Parçalanma modeli

Damlacıkların parçalanma modeli bu bölümde açıklanmıştır.

WAVE standart

Likit yüzeydeki başlangıç bir sapmanın büyümesi, dalga boyuna ve enjekte edilen yakıtın ve alan sıvısının diğer fiziksel ve dinamik parametrelerine bağlıdır. Biri yüksek hızlar için, diğeri düşük hızlı Rayleigh tipi kırılma için olmak üzere iki kırılma rejimi vardır. İlk durumda, ürün damlacıklarının boyutu, en hızlı büyüyen veya en olası dengesiz yüzey dalgasının dalga boyuna eşit olarak belirlenir. Rayleigh tipi kırılma, orijinal ana damlalardan daha büyük damlacıklar üretir. Bu rejim, yüksek basınçlı enjeksiyon sistemleri için önemli değildir. Wave modeli için ana damlaların yarıçapının azaltılması için bir hız yaklaşımı uygulanır.

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{(r-r_{stable})}{\tau_a} \tag{5.88}$$

$\tau_a$ modelin kırılma zamanı olup, Eş. 5.89'deki şekilde hesaplanabilir.

$$\tau_a = \frac{3{,}726 \cdot C_2 \cdot r}{\Lambda \cdot \Omega} \tag{5.89}$$

Sabit $C_2$, karakteristik kırılma zamanını düzeltir ve bir enjektörden diğerine değişir. $r_{stable}$, ürün damlasının, likit yüzeyindeki en hızlı büyüyen dalga boyu $\Lambda$ ile orantılı olan damla yarıçapıdır.

$$r_{\text{stable}} = C_1 \Lambda \tag{5.90}$$

Önerilen varsayılan C1 değeri, Reitz'in orijinal makalesinden alınan 0,61'dir. Dalga boyu $\Lambda$ ve dalga büyüme hızı $\Omega$, yerel akış özelliklerine bağlıdır.

$$\begin{aligned} \Lambda &= 9{,}02 \cdot r \frac{(1+0{,}45 \cdot Oh^{0,5})(1+0{,}4 \cdot T^{0,7})}{\left(1+0{,}87 \cdot We_g^{1,67}\right)^{0,6}} \\ \Omega &= \left(\frac{\rho_d r^3}{\sigma}\right)^{-0,5} \frac{0{,}34+0{,}38 \cdot We_g^{1,5}}{(1+\text{Oh})(1+1{,}4 \cdot T^{0,6})} \end{aligned} \tag{5.91}$$

Reynolds sayısı, Re ve Ohnesorge sayısı,$O_h$ ile birlikte $T=O_h\ We^{0,5}$ 'i girilir.

Sprey damlacıklarının parçalanması için dalgalanma yöntemi (TAB)

TAB terimi damlacığın yüzeyinde oluşan küçük, dalgalanma benzeri çıkıntıları ifade etmek için kullanılan bir terimdir. Bu çıkıntılar veya dalgalanmalar, damlacık yüzeyindeki instabiliteleri ve nihayetinde damlacığın parçalanmasını tetikleyen küçük sapmaları temsil eder. "Tab Yöntemi" bu yüzeysel dalgalanmaların büyümesini ve damlacığın parçalanmasını modellemek amacıyla geliştirilmiştir. Kırılma, bir salınan damla ile bir yay kütlesi sistemi arasındaki benzetimle modellenir. Dış kuvvet, gazın aerodinamik kuvvetine benzer kabul edilir, yay kuvveti yüzey gerilmelerine benzer ve sönümleme kuvvetleri ise sıvı viskozitesine benzer.

$$\ddot{y} = \frac{C_F}{C_b}\frac{\rho_g}{\rho_l}\frac{u^2}{r^2} - \frac{C_k\sigma}{\rho_l r^3}y - \frac{C_d\mu_l}{\rho_l r^2}\dot{y} \tag{5.92}$$

y, damlanın ekvatorundaki boyutsuz yer değiştirmesidir, $\rho_g$ ve $\rho_l$ gaz ve sıvı yoğunlukları, u gaz ile damla arasındaki göreceli hız, r damla yarıçapı, σ gaz-sıvı yüzey gerilmeleri, $\mu_l$ sıvı viskozitesi ve $C_F$, $C_k$, $C_d$ ve $C_b$ matematiksel analiz ve deneylerle belirlenen boyutsuz sabitlerdir. Ana damla, enjeksiyon yönüne normal olarak salınır; eğer y> 1 ise ana damla kırılır ve daha küçük ürün damlaları oluşur. Ürün damlalarının normal hızı, kırılma anındaki ana damlanın normal salınım hızına eşittir. Bu şekilde, jetin püskürtme açısı model tarafından hesaplanır. Ürün damlası Sauter ortalama yarıçapı bir enerji korunumu denklemi ile elde edilir.

$$\frac{r}{r_{32}} = 1 + \frac{8\cdot K}{20} + \frac{\rho_l r^3}{\sigma}\dot{y}^2\left(\frac{6\cdot K - 5}{120}\right) \tag{5.93}$$

Bu yeni yarıçap kullanılarak, bir chi-kare dağılımı oluşturulur ve son olarak küçük damla boyutu bu fonksiyondan örnekleme yapılır. Ana damla ile küçük damla arasındaki oran için ayarlanabilir bir sabit K bulunur. K için daha yüksek bir değer, kırılma sonrası daha küçük damlalar anlamına gelir.

### 5.7.6. Sprey-duvar etkileşimi

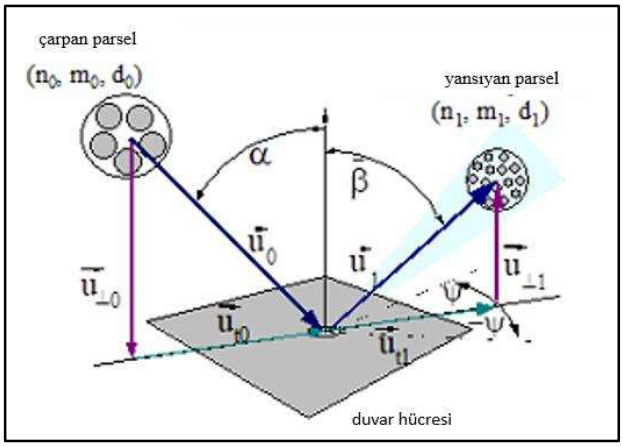
Sıvı damlacıklarının duvar etkileşimi, dizel ve benzinli motorlar için önemli bir rol oynar. Özellikle küçük çaplı dizel motorlarda enjektör ile hazne arasındaki mesafe küçük olabilir, böylece yakıtın büyük parçaları duvara çarptığında henüz buharlaşmamış veya atomize olmamıştır. Bu durum, yanma sürecini ve dolayısıyla emisyon üretimini etkiler; çünkü

duvarın yakınında tamamlanmamış bir yanma, yüksek HC emisyonlarına ve kurum parçacıklarına neden olur.

Bir damlacığın duvar etkileşimindeki davranışı, damlacık hızı, çapı, damlacık özellikleri, duvar yüzeyi pürüzlülüğü ve duvar sıcaklığı gibi çeşitli parametrelere bağlıdır. Son derece düşük giriş hızlarında damlacık duvara veya duvar filmine yapışır. Giriş hızı arttığında, damlacığın altında bir buhar veya gaz sınır tabakası sıkışır ve bu, sıvının geri sıçramasına neden olur. Geri tepme sırasında kinetik enerjinin bir kısmı dağılır ve çıkan normal hız genellikle gelen normal hızdan daha düşüktür. Hızın daha da artması ya yayılmaya ya da sıçrama rejimine yol açar. Sıçrama rejiminde, sıvının bir kısmı yüzeye yakın kalır ve geri kalanı yansıtılarak ikincil damlacıklara bölünür.

### 5.7.7. Walljet

Bu model prensipte Naber ve Reitz'in [64] sprey/duvar çarpma modeline dayanmaktadır. Konsept, motor koşulları altında damlacıkların altında bir buhar yastığının oluşması ve damlacıkların duvarlar boyunca geri sıçraması veya kaymasıdır (Bkz. Şekil 5.3). Bu modelde duvar filmi fiziğini hesaba katılmamaktadır. Modelde, duvara çarpan bir damlacığın Weber sayısına bağlı olarak iki sonuçtan birine, yani geri sıçramaya veya sıvı jeti şeklinde yansımaya maruz kalacağı varsayılmaktadır. Bu iki rejim arasındaki geçiş kriteri $W_{ec}$=80 olarak alınan kritik bir Weber sayısı ile tanımlanmaktadır.




Şekil 5.3. Damlacıkların duvar etkileşimi

*Düşük Weber sayısı rejimi (We < Wec) (yansıma)*

Duvara çarpan damlalar, teğetsel hız bileşeni değişmeden yansır, ancak duvardan yansıyan normal hızın işareti zıttır ve yansıtılan normal hız bileşeninin büyüklüğü Weber sayısının

($We = \rho_d D_d U_{n,in}^2/\sigma$) bir fonksiyondur. Yansıtılan normal hız bileşeni, damla Weber sayısının çarpmadan hemen önce ve hemen sonra bir fonksiyonu olarak hesaplanır ve yansıtılan damla için Weber sayısı kullanılarak bir deneysel korelasyon kullanılarak elde edilir. Wachters ve Westerling tarafından türetilmiş deneysel eşitlik Eş.5.94 da verilmiştir.

$$We_{\perp,\,\text{out}} = C_1 \cdot We_{\perp,\,\text{in}} \cdot e^{-C_2 We_{\perp,\,\text{in}}} \tag{5.94}$$

Burada, $C_1$ ve $C_2$ deneysel sabittir ve başlangıç için $C_1$=0,687 ve $C_2$=0,04415 olarak önerilmiştir.

*Yüksek Weber sayısı rejimi (We > Wec) (jet rejimi)*

Jet rejimi için, Weber sayısının önceden tanımlanmış değerden ($We_C$=80) büyük olduğu durumda, bir giriş damlasının bir sıvı jetin davranışına benzer şekilde yansıtıldığı varsayılmaktadır. Bu bağlamda damla yansıma hızı, büyüklüğünün değişmeden, yalnızca yansıma yönünün değiştiği varsayımıyla hesaplanmaktadır. Yansıma açısı $\beta=(90-\bar{\beta})$, $0<\beta<5$ veya $0<\beta<18$ derece arasında değişebilir. Yansıtılan damlaların teğetsel yönü, yüzey düzleminde $-180<\psi<180$ arasında değişen bir açı $\psi$ ile belirlenebilir. Çevresel açı $\psi$, kütle ve momentumu koruyan iki boyutlu bir potansiyel akış jetini varsayan bir olasılık dağılım fonksiyonu ile belirlenir.

$$\psi = -\frac{\pi}{\kappa}\ln\left[1 - p(1 - e^{-\kappa})\right] \tag{5.95}$$

p sayısı , 0 ile 1 arasında değişir; parametre $e^{\kappa}$ise Eş. 5.96 ile hesaplanır.

$$\sin\,\alpha = \left(\frac{e^{\kappa}+1}{e^{\kappa}-1}\right)\frac{1}{1+\left(\frac{\pi}{\kappa}\right)^2} \tag{5.96}$$

# 6. 0/1 BOYUTLU ANALİZLER VE SINIR KOŞULLARI

AVL Boost programı, gaz dinamiği denklemleri kullanılarak modellenen problemlere yaklaşık sıfır /tek boyutlu çözümler sunmaktadır. AVL Boost programı tanımlanan koşulları çözerken temel korunum denklemlerinden, termodinamik ve ısı transferi modellerinden yararlanır. Bu çalışmada, sayısal model bir boyutlu olarak doğrulanmış ve üç boyutlu modelleme için kullanılacak olan, deneysel olarak elde edilemeyen veriler bu yöntemle sağlanmıştır. Woschni 1978 ısı transfer modeli ve AVL MCC yanma modeli kullanılmıştır. Isı transfer modeli ve yanma modeli, bu bölümde AVL Boost teorisi ve kullanım kılavuzları kullanılarak kısaca özetlenmiştir [89].

## 6.1. Isı Transfer Modeli

Yanma odasının duvarları olan piston, silindir kapağı ve silindir gömleğine olan ısı transferi aşağıdaki eşitlikten hesaplanır. $Q_{wi}$, $A_i$, $\alpha_w$, $T_c$, $T_{wi}$ sırasıyla duvar ısı akışını, yüzey alanını, ısı transfer katsayısını, silindirdeki gaz sıcaklığını ve duvar sıcaklığını temsil eder.

$$Q_{wi} = A_i . \alpha_w . (T_c - T_{wi}) \tag{6.1}$$

Gömlek duvar sıcaklığı durumunda, piston TDC ve BDC konumu arasındaki eksenel sıcaklık değişimi dikkate alınır. $T_L$, $T_{L,TDC}$, $T_{L,BDC}$, x sırasıyla gömlek sıcaklığını, TDC konumundaki gömlek sıcaklığını, BDC konumundaki gömlek sıcaklığını, bağıl strok (tam strokla ilgili gerçek piston konumu) temsil eder.

$$T_L = T_{L,TDC} . \frac{1 - e^{-c.x}}{x.c} \tag{6.2}$$

$$c = ln\left(\frac{T_{L,TDC}}{T_{L,BDC}}\right) \tag{6.3}$$

Isı transfer katsayısının hesaplanması için Woschni modeli 1978 seçilmiştir. Bu model, 1978 yılında yüksek basınç döngüsü için geliştirilmiştir [63]. D, $c_m$, $c_u$, $V_D$, $p_{c,0}$, $T_{c,1}$, $p_{c,1}$ sırasıyla silindir çapını, ortalama piston hızını, çevresel hızı, silindir başına yer değiştirmeyi, motorlu motorun silindir basıncını (bar), emme valfi kapanırken silindirdeki sıcaklığı (IVC), IVC'deki silindir basıncını (bar) temsil eder.

$$\alpha_w = 130 . D^{-0,2} . p_c^{0,8} T_c^{-0,53} . \left[C_1 . c_m + C_2 . \frac{V_D . T_{C,1}}{p_{c,1} . V_{c,1}} \left(p_c - p_{c,0}\right)\right]^{0,8} \tag{6.4}$$

$$C_1 = 2{,}28 + 0{,}308\frac{c_u}{c_m} \tag{6.5}$$

$C_2 = 0{,}00324$ dizel motorlar için (6.6)

## 6.2. Yanma Modeli

AVL Boost programı yanma modelleri şu şekilde tanımlanır: önceden tanımlanmış ısı salınımı, hesaplanmış ısı salınımı, önceden tanımlanmış basınç eğrisi (analiz), ideal ısı salınımı ve kullanıcı tanımlı ısı salınımı. Bu yanma modellerinin alt modelleri vardır. Karışım Kontrollü Yanma (MCC), hesaplanan ısı yayılım modellerinin alt modellerinden biridir. Bu çalışma için MCC modeli kullanılmıştır.

### 6.2.1. Karışım kontrollü yanma modeli

Doğrudan enjeksiyonlu sıkıştırma ateşlemeli motor için yanma karakteristiklerinin tahmini, karışım kontrollü yanma (MCC) modeli ile gerçekleştirilebilir. Modelde önceden karıştırılmış (PMC) ve difüzyon (MCC) kontrollü yanma proseslerinin etkileri dikkate alınmıştır.

$$\frac{dQ_{total}}{d_\alpha} = \frac{dQ_{MCC}}{d_\alpha} + \frac{dQ_{PMC}}{d_\alpha} \tag{6.7}$$

Isı salınımı, bu rejimdeki yakıt miktarının ($f_1$) ve türbülanslı kinetik enerji yoğunluğunun ($f_2$) bir fonksiyonudur. $f_1$ ve $f_2$ fonksiyonları aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} = C_{Comb}.f_1(m_F, Q_{MCC}).f_2(k, V) \tag{6.8}$$

$$f_1(m_F, Q) = \left(m_F - \frac{Q_{MCC}}{LCV}\right).\left(w_{oxygen,avaliable}\right)^{C_{EGR}} \tag{6.9}$$

$$f_2(k, V) = C_{Rate}.\frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}} \tag{6.10}$$

$Q_{MCC}$, $C_{Comb}$, $C_{Rate}$, k, $m_F$, LCV, V, α, $w_{Oxygen,available}$ ve $C_{EGR}$ sırasıyla karışım kontrollü yanma için kümülatif ısı salınımı (kJ), yanma sabiti (kJ/kg/KA), karışım oranı sabiti (s), türbülanslı kinetik enerjinin yerel yoğunluğu ($m^2/s^2$), buharlaşmış yakıt kütlesi (gerçek) (kg),alt ısıl değer (kJ/kg), silindir hacmi ($m^3$), krank açısı (KA), yanma başlangıcında mevcut oksijenin kütle fraksiyonu (hava ile emilen ve EGRde) (-), EGR etki sabiti (-).

Sıkıştırma ve girdabın kinetik enerjiye dağılımı, yakıt spreyinden gelen kinetik enerji girişinden nispeten küçük olduğu için ihmal edilir. Bu nedenle, silindir yüküne verilen kinetik enerji miktarı enjeksiyon hızı ($0{,}5.\, C_{turb}\dot{m}_F.\, v_F^2$) ile belirlenir. Dağılım, kinetik enerji ile orantılı olarak kabul edilir ($C_{Diss}.\, E_{kin}^{1,5}$).

$$\frac{dE_{kin}}{dt} = 0{,}5.\, C_{turb}\dot{m}_F.\, v_F^2 - C_{Diss}.\, E_{kin}^{1,5} \tag{6.11}$$

$$k = \frac{E_{kin}}{m_{F,I}\left(1+\lambda_{Diff} m_{stoich}\right)} \tag{6.12}$$

$E_{kin}$, $C_{Turb}$, $C_{Diss}$, $\dot{m}_{F,I}$, v, μA, $\rho_F$, n, $m_{stoich}$, $\lambda_{Diff}$ ve t sırasıyla kinetik jet enerjisi (J), türbülanslı enerji üretimi sabit (-), dağılım sabiti; ($J^{-0,5}/s$); enjekte edilen yakıt kütlesi(gerçek) (kg), enjeksiyon hızı $=\frac{\dot{m}_F}{\rho_F.\mu A}$ (m/s), ektin nozul delik alanı ($m^2$), yakıt yoğunluğu ($kg/m^3$), motor hızı (rpm), stokiyometrik taze yük kütlesi (kg/kg), Difüzyon yanması için hava fazlalığı oranı (-), zaman (s).

Andree ve Pachernegg [107]modeli aşağıdaki diferansiyel denklemi çözerek ateşleme gecikmesini hesaplamak için kullanılır:

$$\frac{dI_{id}}{d\alpha} = \frac{T_{UB}-T_{ref}}{f_{id}.Q_{ref}} \tag{6.13}$$

Ateleşleme gecikmesi integrali $I_{id}$ 1,0 (=at $\alpha_{id}$) değerine ulaştığında, $\tau_{iD}$ Eş.6.14 'den hesaplanır.

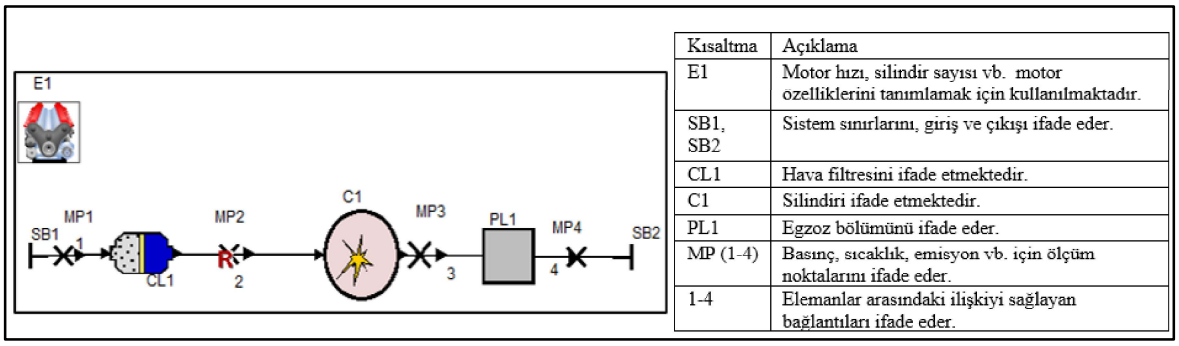
$$\tau id=\alpha id-\alpha SOI. \tag{6.14}$$

$I_{id}$, $T_{ref}$, $T_{UB}$, $Q_{ref}$, $\tau_{id}$, $\alpha_{SOI}$, $\alpha_{id}$ ve fid sırasıyla ateşleme gecikmesi integrali (-), referans sıcaklık= 505,0 (K), yanmamış bölge sıcaklığı (K), referans aktivasyon enerjisi; f(damlacık çapı, oksijen içeriği, ...) (K), ateşleme gecikmesi (s), enjeksiyon zamanlaması başlangıcı (KA), ateşleme gecikmesi zamanlaması (KA), ateşleme gecikmesi kalibrasyon faktörü (-).

### 6.3. AVL Boost Motor Simülasyon Modeli

Bu çalışmada, tek silindirli doğal emişli bir dizel motor AVL Boost ticari yazılımı kullanılarak bir boyutlu olarak modellenmiştir. Modellenen motorun tüm bileşenleri ve bağlantıları Şekil 6.1'de gösterilmiştir. Motor özellikleri ise Çizelge 6.1'de sunulmuştur. Şekil 6.1'de her bir eleman arasındaki geçişi sağlayan bağlantı noktaları (1-4), plenum (PL1)

egzoz bölümü, ölçüm noktaları (MP1-MP4) ila alınan sıcaklık, basınç, emisyon vb. değerler, gelen havanın temizlenmesi için hava filtresi (CL1); silindir (C1) ve sistem sınır koşulu tanımları (SB1-SB2) yer almaktadır. Silindirin fiziksel özellikleri, egzoz valfinin açıldığı andaki basınç, sıcaklık vb., yanma modeli seçimi, emisyon parametreleri, ısı transfer modeli, ısı transfer yüzey alan bilgisi, emme ve egzoz valfi bilgileri alt menülerde tanımlanmaktadır. AVL MCC yanma modeli, enjektör delik sayısı, delik çapı ve rail basıncı hakkında bilgi gerektirir.




| Kısaltma | Açıklama |
|---|---|
| E1 | Motor hızı, silindir sayısı vb. motor özelliklerini tanımlamak için kullanılmaktadır. |
| SB1, SB2 | Sistem sınırlarını, giriş ve çıkışı ifade eder. |
| CL1 | Hava filtresini ifade etmektedir. |
| C1 | Silindiri ifade etmektedir. |
| PL1 | Egzoz bölümünü ifade eder. |
| MP (1-4) | Basınç, sıcaklık, emisyon vb. için ölçüm noktalarını ifade eder. |
| 1-4 | Elemanlar arasındaki ilişkiyi sağlayan bağlantıları ifade eder. |

Şekil 6.1. Modellenmiş tek silindirli dizel motorun AVL Boost görüntüsü

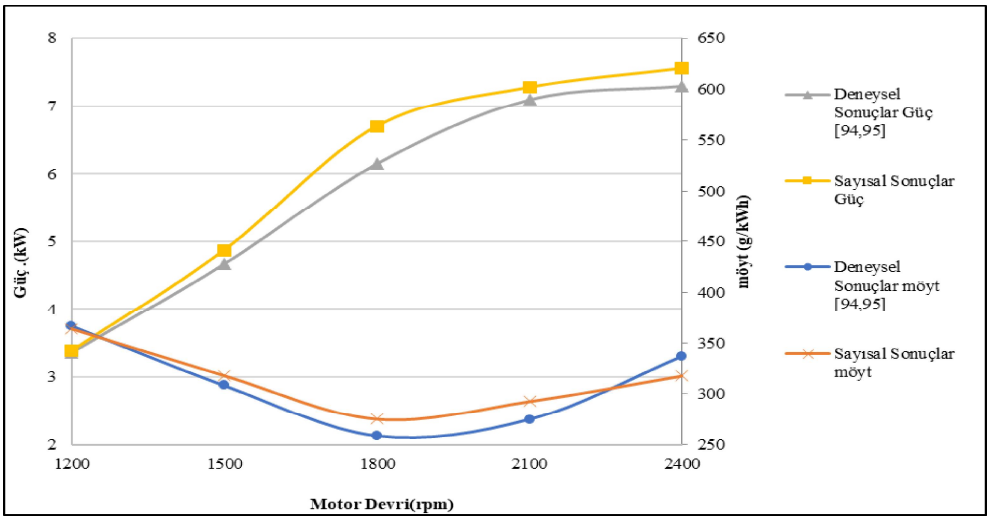
Çizelge 6.1.Motor özellikleri [93]

| | |
|---|---|
| Model | 3 LD 510 (ANTOR) |
| Motor Tipi | 4 zamanlı, direkt enjeksiyonlu |
| Silindir sayısı | 1 |
| Silindir Hacmi | 510 $cm^3$ |
| Çap | 85 mm |
| Strok | 90 mm |
| Sıkıştırma Oranı | 17,5:1 |
| Maksimum devir | 3000 rpm |
| Tork | 32,8Nm @1800 rpm |
| Güç | 9 kW @3000 rpm |
| Biyel kol uzunluğu | 145 mm |
| Enjektör delik sayısı | 4 |
| Enjeksiyon basıncı | 190bar |

### 6.3.1. 1B dizel modelleme sonuçları

Model, literatürden alınan deneysel verilerle [94, 95] doğrulanmış ve tam yükte 1200-2400 rpm aralığındaki silindir içi basınç, farklı hızlardaki güç, yakıt tüketimi ve emisyon değerleri AVL Boost modeli ile simüle edilmiştir.

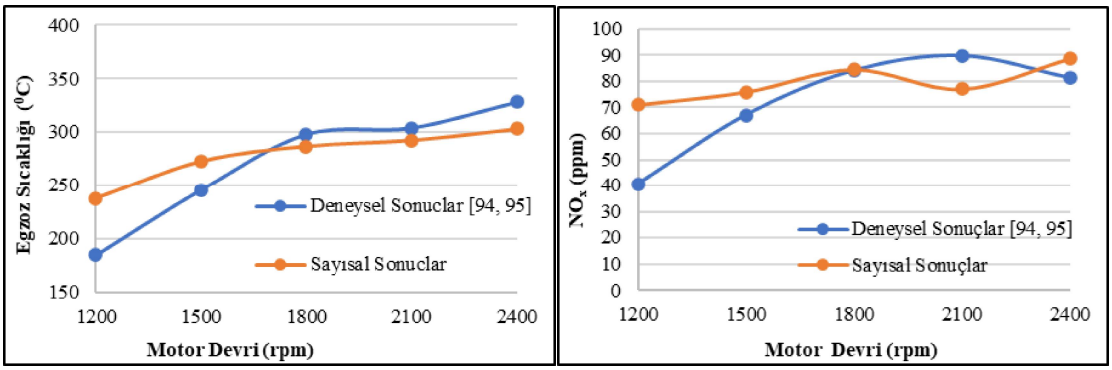
Şekil 6.2'de, tam yük altında gerçekleştirilen deneysel ve sayısal analiz sonuçlarının karşılaştırılması sonucunda, elde edilen güç değerlerinin %91'in üzerinde bir uyum sağladığı belirlenmiştir. Bu uyum, motorun farklı hız aralıklarında yapılan testlerle doğrulanmış olup, deneysel veriler ile sayısal modelleme sonuçlarının güvenilirliğini desteklemektedir. Maksimum güç değeri 2400 rpm'de 7,56 kW olarak kaydedilmiş, en büyük fark ise %8,9 ile 1800 rpm'de gözlemlenmiştir. Maksimum tork elde edildikten sonra, artan mekanik ve ısıl kayıplar nedeniyle torkta azalma meydana gelmiş, ancak hız artışı ile gücün sabit bir seyir izlediği gözlemlenmiştir. Spesifik yakıt tüketim değerleri incelendiğinde, deneysel veriler ile sayısal veriler arasında uyum olduğu görülmüş ve 1800 rpm'de maksimum farkın %6,5'in altında olduğu tespit edilmiştir.




Şekil 6.2. Güç ve özgül yakıt tüketimi doğrulama grafikleri

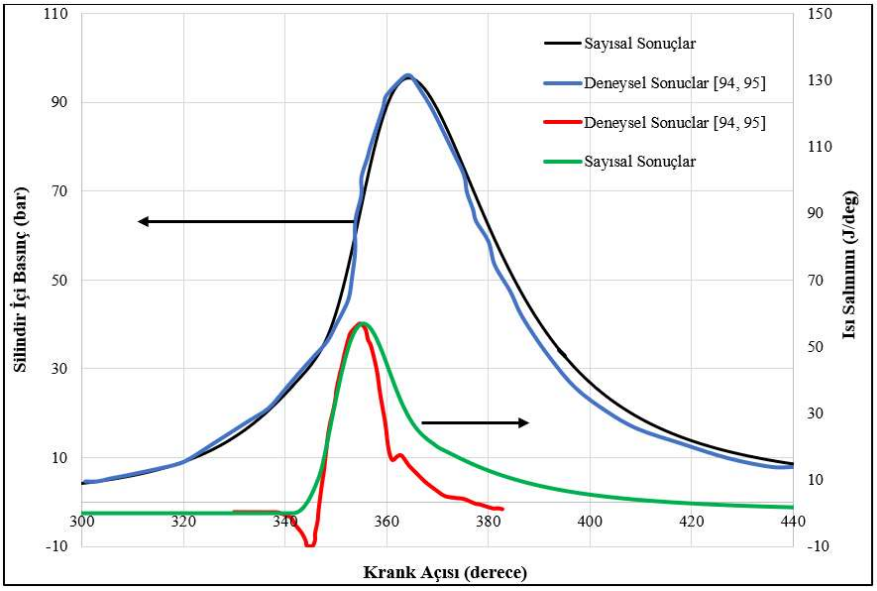
Egzoz sıcaklık sonuçları Şekil 6.3'te gösterilmektedir. Şekil 6.3 1200 rpm için egzoz sıcaklıkları ve $NO_x$ emisyonlarının deneysel ve sayısal sonuçları arasında beklenenden daha büyük bir fark olduğunu göstermektedir. Referans çalışmada, egzoz sıcaklığının egzoz manifoldunun yanma odasına en yakın ve en ince cidarlı yerinden ölçüldüğü belirtilmiş, ancak kızılötesi termometre ile ölçülmüştür. Bu durum, deneysel ölçümlerde hatalar olabileceğini göstermektedir. İlgili deneysel çalışmada herhangi bir belirsizlik analizinin bulunmaması, sayısal çalışma ile düşük hızlarda deneysel sonuçlar arasındaki bu farkın

anlaşılır olduğunu göstermektedir. $NO_x$ emisyonu için model sonuçları deneysel sonuçlarla uyumludur. Ancak, tek boyutlu bir model çalışması olduğundan emisyon değerlerinin kalibrasyon faktörü kullanılarak elde edildiğine dikkat edilmelidir. Olması gerektiği gibi, tüm motor hızları için tek bir kalibrasyon faktörü kullanıldı. Tek boyutlu sayısal yazılım programının genellikle sadece eğilimleri tahmin ettiği dikkate alınmalıdır. Öte yandan, model sonuçları incelendiğinde maksimum hata oranının 1500-2400 rpm için %15 civarında olduğu görülmektedir.



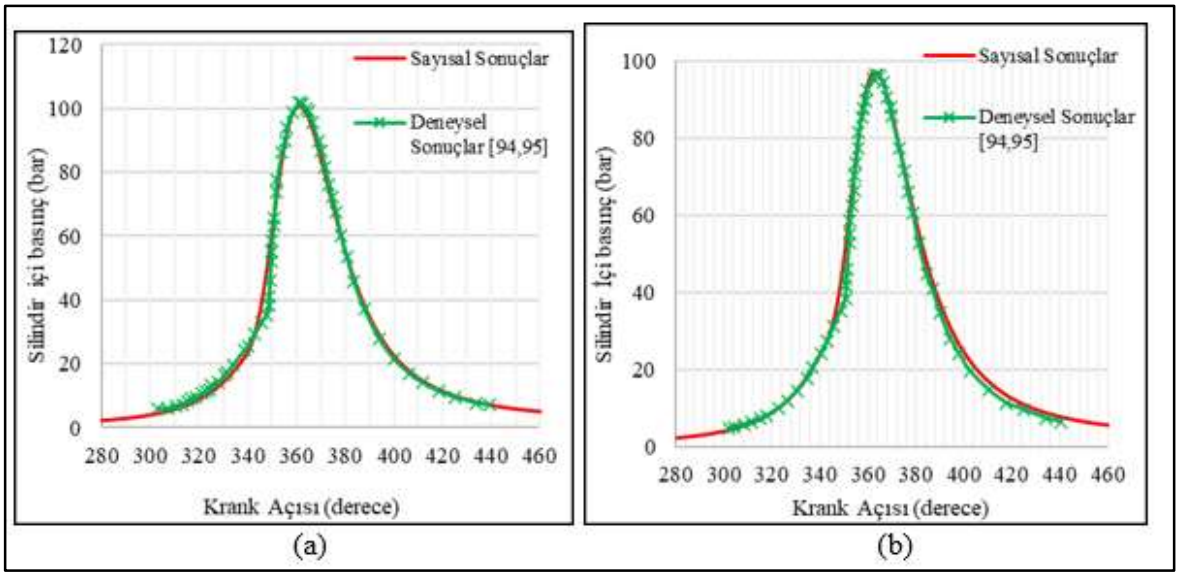

Şekil 6.3. a) Egzoz gaz sıcaklığı ve b) $NO_x$ emisyonları

Maksimum tork 1800 rpm'de meydana gelir. Bu nedenle, Şekil 6.4'te ilk olarak silindir içi basınç ve ısı salınımı sonuçları verilmiştir. Şekil, deneysel ve sayısal sonuçlar arasında bir uyum olduğunu göstermektedir. Deneysel ve sayısal sonuç eğrileri incelendiğinde, maksimum silindir içi basıncın aynı krank açısında oluştuğu görülmektedir.

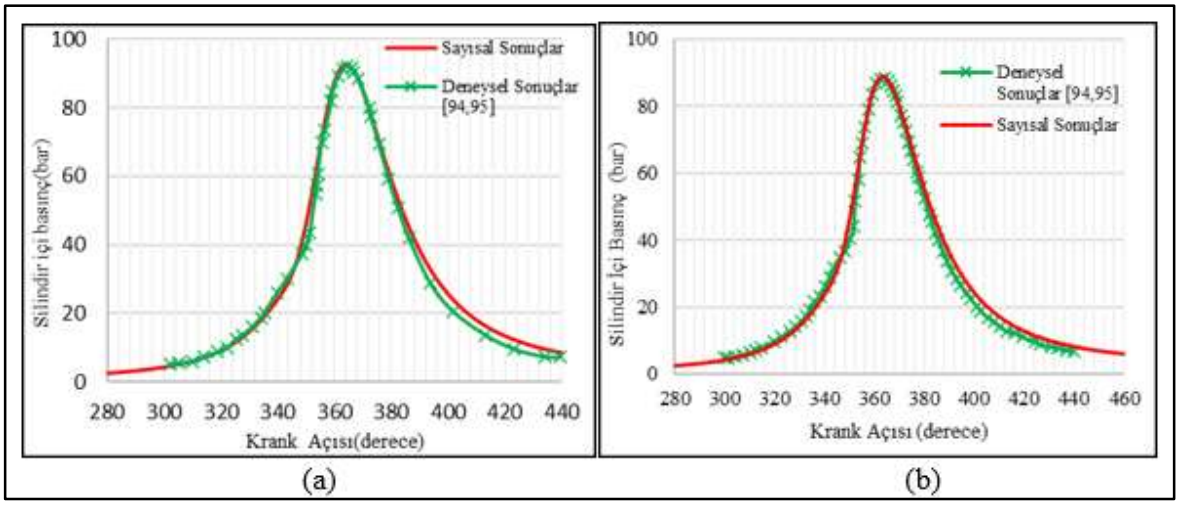



Şekil 6.4. 1800 rpm'de silindir içi basınç ve ısı salınımı

AVL MCC yanma modeli parametreleri, silindir içi basıncı optimize etmek ve ısı yayma hızını deneysel sonuçlarla uyumlu hale getirmek için kullanıldı. Bu parametreler ateşleme gecikmesi kalibrasyon faktörü, yanma parametresi, türbülans parametresi, dağılma parametresi, EGR etki parametresi, önceden karıştırılmış yanma parametresidir. Ateşleme gecikmesi kalibrasyon faktörü ateşleme gecikmesini etkiler. Yanma parametresi, ısı salınımı profili üzerinde en büyük etkiye sahip olup, yanma süresini de etkiler. Türbülans parametresi, kinetik enerji yoğunluğunun etkisini kontrol ederken, dağılım parametresi kinetik enerjinin dağılımını etkiler. Ön karışımlı yanma parametresi, ön karışımlı yanma sırasında tutuşma gecikmesi esnasında yanan ve enjekte edilen yakıtın oranını belirler [89, 108]. Ateşleme gecikmesi kalibrasyon faktörü, yanma parametresi, türbülans parametresi, dağılım parametresi, ön karışımlı yanma parametresi 1800 rpm için sırasıyla 0,57; 0,87; 0,87; 1 ve 0,7 olarak tanımlanmıştır. Model doğrulaması için ısı kaybı transferi, yüzey alanı çarpanları gibi parametreler diğer motor hızları için sabit tutulmuştur. AVL MCC yanma modeli parametreleri, basıncı ve ısı salınımını optimize etmek için kullanılmıştır. Yanma parametreleri, basıncı deneysel sonuçlarla hizalamak için değiştirildi. Şekil 6.5 ve 6.6, 1200-2400 rpm aralığında silindir içi basıncı göstermektedir.




Şekil 6.5. Silindir içi basınç. a) 1200 rpm b) 1500rpm (deneysel veri [94, 95])




Şekil 6.6.Silindir içi basınç a) 2100 ve b) 2400rpm (deneysel veri [94, 95])

Model, maksimum basınç değerini ± %2 doğrulukla, ısı salınım değerini ise ± %1 doğrulukla vermiştir. Maksimum basınç(bar), maksimum ısı salınımı (J/KA) ve maksimum ısı salınımı krank açısı (KA) değerleri Çizelge 6.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 6.2.Basınç ve ısı salınımı verileri

| | | Maksimum Basınç(bar) | Maksimum Isı Salınımı (J/KA) | Maksimum Isı Salınımı Krank Açısı (KA) |
|---|---|---|---|---|
| 1200 | Deneysel [94, 95] | 101,91 | 57,15 | 10 ÜÖNö |
| | Sayısal | 100,9 | 57,8 | 10 ÜÖNö |
| 1500 | Deneysel [94, 95] | 96,49 | 54,88 | 7 ÜÖNö |
| | Sayısal | 97,15 | 54,72 | 7 ÜÖNö |
| 1800 | Deneysel [94, 95] | 95,85 | 56,8 | 5 ÜÖNö |
| | Sayısal | 95,41 | 56,68 | 5 ÜÖNö |
| 2100 | Deneysel [94, 95] | 92,09 | 46,99 | 5 ÜÖNö |
| | Sayısal | 92,56 | 47,11 | 5 ÜÖNö |
| 2400 | Deneysel [94, 95] | 88,26 | 46,33 | 6 ÜÖNö |
| | Sayısal | 88,86 | 46,49 | 6 ÜÖNö |

# 7. AVL FIRE™M İLE HAD ANALİZLERİ

Dizel motor simülasyonları sürecinde, ilk olarak 1 boyutlu modelleme gerçekleştirilmiştir. Bu aşama, temel akışkan dinamiklerini ve yanma süreçlerinin genel eğilimlerini değerlendirmek için önemli bir başlangıç noktası sağlamıştır. Ancak, 1 boyutlu simülasyonların sınırlamaları, motor içindeki karmaşık akışkan dinamikleri, yanma kinetikleri ve yerel ısı transferi gibi kritik faktörlerin tam olarak analiz edilmesine imkân tanımamaktadır. Bu nedenle, dizel doğrulama sürecinde daha doğru ve güvenilir sonuçlar elde etmek amacıyla 3 boyutlu simülasyonlara geçiş yapılmıştır.

3 boyutlu modelleme, silindir, supaplar ve yanma odası gibi kritik bölgelerdeki yerel değişimleri daha hassas bir şekilde yansıtarak, karmaşık fiziksel ve kimyasal süreçlerin derinlemesine incelenmesine olanak sağlar. Bu bağlamda, geliştirilen 3 boyutlu model, HCCI yanma analizlerinde doğrulanmış bir model olarak kullanılmaktadır. Böylece, motor performansı ve emisyon kontrolü konularında güvenilir veriler elde edilerek, HCCI motorlarının çalışma koşullarının daha iyi anlaşılması sağlanmaktadır.

## 7.1. Ağ Yapısının Oluşturulması

Üç boyutlu modelleme çalışmalarının başlangıç aşamasında, literatürde yer alan verilere dayanarak Antor 3LD 510 motorunun yüzey geometrisi oluşturulmuştur. Bu kapsamda, Lombardini 3-4 LD Engine Workshop Manual ve Antor 3LD 510 kullanma ve bakım kılavuzu referans alınmış, ayrıca literatürde ilgili motor ve piston geometrisi üzerine gerçekleştirilen deneysel ve sayısal çalışmalardan faydalanılmıştır [94, 95, 109–112].

AVL FIRE™M programında, silindir içi akış analizi ve ağ yapısının oluşturulabilmesi için belirtilen adımların eksiksiz tamamlanması gerekmektedir.

- Geometri içe aktarma ve kontrolü
- Seçim tanımı
- Hareket kurulumu
- Ağ yapısı kurulumu
- Kurulum kontrolü
- Ağ yapısı oluşturma

Ağ yapısını oluşturmak için, AVL FIRE™M ile mevcut olan FAME™ M adlı arayüz kullanılmıştır. Oluşturulan ağ yapısı, egzoz, emme, sıkıştırma ve genişleme stroklarını kapsayacak şekilde tüm motor çevrimini içermektedir.

Oluşturulan yüzey geometrisi, geometri modülüne aktarılmış ve yüzey kontrolü yapılarak yüzey problemleri onarılmıştır.

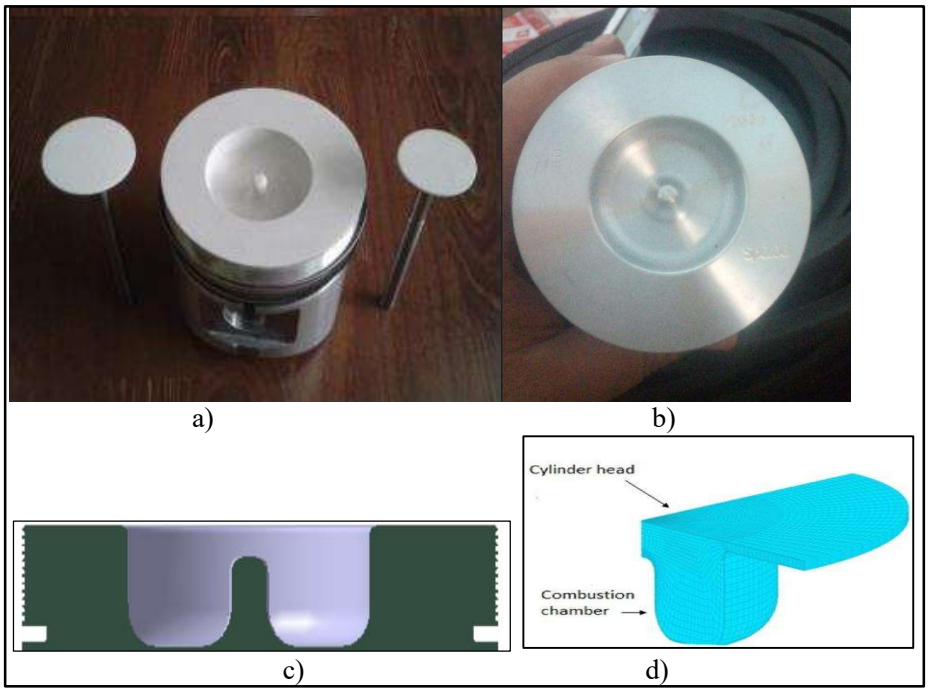
### 7.1.1. Motor geometrisi

3LD 510 motor geometrisine ait veriler, literatürde yer alan kaynaklardan ve yedek parça ölçümlerinden elde edilmiştir. Çizelge 7.1'de motor geometrisine ait veriler sunulmuştur.

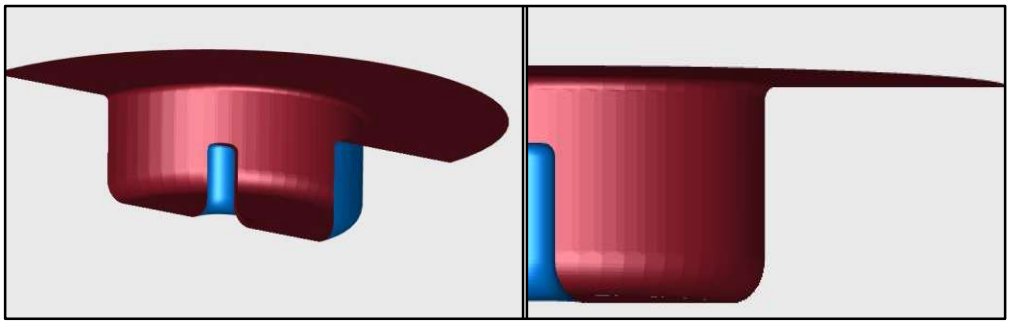
Çizelge 7.1. Motor geometrisine ait veriler

| Tanım | Değer | Kaynak |
|---|---|---|
| Çap (mm) | 85 | [112] |
| Strok (mm) | 90 | [112] |
| Silindir Hacmi($cm^3$) | 510 | [112] |
| Sıkıştırma Oranı (-) | 17,5 | [112] |
| Emme Valf Çapı (mm) | 35 | [113] |
| Egzoz Valf Çapı(mm) | 31 | [113] |
| Biyel Kol Uzunluğu (mm) | 145 | [113] |
| EVO (KA) | 134 | [114] |
| IVO (KA) | 338 | [114] |
| EVC (KA) | 389 | [114] |
| IVC (KA) | 592 | [114] |
| Supap boşluğu (mm) | 0,15 – 0,20 | [112] |
| Enjektör Tipi | Direkt enjeksiyon dizel | [112] |
| Enjektör püskürtme basıncı ($kg/cm^3$) | 190-200 | [112] |
| Enjeksiyon Açısı($^o$) | 126 | [110] |
| Delik Sayısı (-) | 4 | [110] |

Gerçek piston geometrisi ve literatür çalışmalarından [109–111, 114, 115] faydalanılarak yanma odası geometrisi oluşturulmuştur. Literatür çalışmalarının ve motor pistonunun incelenmesi sonucunda, yanma odası kesit görünümü Şekil 7.2'de gösterildiği gibi modellenmiştir. Şekil 7.1, literatürde yer alan çalışmalardan alınan kesit görünümleri ve pistonun gerçek görünümünü göstermektedir.




Şekil 7.1. Literatürde yer alan çalışmalardan alınan a) piston gerçek görüntüsü [95] b) piston gerçek görüntüsü c) piston kesit görüntüsü [109] d) yanma odası kesit görüntüsü [110]



Şekil 7.2. Oluşturulan piston kesit görüntüleri

### 7.1.2. Ağ yapısı

Sayısal ağ yapısı polihedral ağ (polyhedral mesh) yapısındadır. Polihedral ağlar, yüzeydeki keskin kenarların ve köşelerin daha iyi temsil edilmesine olanak tanır. Polihedral ağların diğer ağ türlerine göre daha az sayıda yüzü vardır; bu da ağ yapısını daha basit ve belirli

çözücüler için daha cazip hale getirir [116]. Polihedral ağ yapısı, daha az toplam hücre sayısı ve daha iyi sayısal kararlılık sağlaması nedeniyle tercih edilmektedir [117]. Motorlardaki HAD simülasyonlarında polihedral ağın kullanılması, daha doğru ve verimli bir çözüm sunarak ağ bağımsızlığı konusundaki endişeleri azaltmaktadır. Sosnowski (2018) tarafından gerçekleştirilen bir çalışmada, HAD analizlerinde polihedral ağ yapısı ile elde edilen sonuçların, tetrahedral ağ yapısına kıyasla deneysel sonuçlarla daha iyi uyum sağladığı belirtilmiştir Polihedral ağ, tetrahedral ağa kıyasla model doğruluğundan ödün vermeden hesaplama süresini kısaltabilir [118] .

Sonuçların çözüm ağından bağımsızlığının incelenmesi

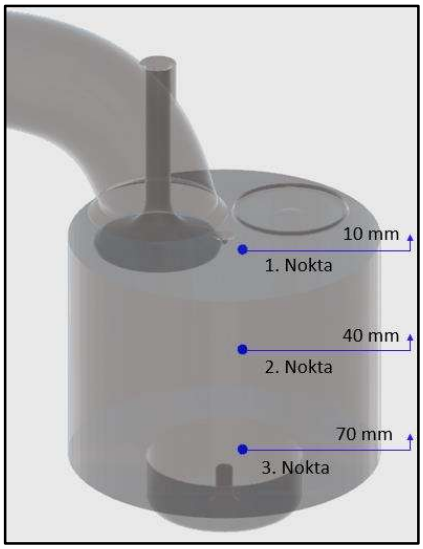
Yüzey geometrisinin aktarılması, seçimlerin tanımlanması ve hareketlerin tanımlanmasından sonra, sayısal ağdan kaynaklanan farkların en aza indirgenmesi ve uygun ağ yapısının belirlenmesi için gerekli çalışmalar yapılmıştır. Polihedral elemanlar içeren ve 1 (kaba), 2 (orta) ve 3 (ince) olarak numaralandırılan ağ yapıları incelenmiştir. Çizelge 7.2'de, belirtilen ağ yapılarının eleman sayıları gösterilmektedir. Çizelge 7.2'de egzoz valfi açılması (EVO: exhaust valve opening), egzoz valfi kapanması (EVC: exhaust valve closing), emme valfi açılması (IVO: intake valve opening), emme valfi kapanması (IVC: intake valve closing) olarak belirtilmiştir.

Çizelge 7.2. Sayısal ağ yapılarının eleman sayıları

| Sayısal Ağ | 1 (kaba) | | 2(orta) | | 3 (ince) | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Minimum Eleman Sayısı | Maksimum Eleman Sayısı | Minimum Eleman Sayısı | Maksimum Eleman Sayısı | Minimum Eleman Sayısı | Maksimum Eleman Sayısı |
| EVO (134)-IVO (338) | 322 347 | 605 241 | 524 611 | 1 009 515 | 913 834 | 1 804 401 |
| IVO (338)-EVC (389) | 331 906 | 653 214 | 530 473 | 1 115 426 | 819 424 | 1 874 589 |
| EVC (389)-IVC (592) | 262 426 | 703 910 | 479 112 | 1 222 945 | 751 118 | 2 192 842 |
| IVC (592)-EVO (854) | 108 577 | 362 486 | 161 199 | 655 716 | 257 975 | 1 207 468 |

Yapılan çalışmada, elde edilecek sonuçların sayısal ağ yapısından bağımsız olup olmadığını değerlendirmek amacıyla, Şekil 7.3'te belirtilen 3 farklı noktadan (supap altı-10 mm, 40 mm

ve 70 mm) 3 farklı sayısal ağ yapısı için maksimum emme supap açıklığı krank açısında elde edilen hız sonuçları Çizelge 7.3'te sunulmuştur.




Şekil 7.3. Eleman sayısından bağımsızlık için belirlenen noktalar

Yapılan sayısal analiz çalışması için;

- Akışkan olarak, ideal gaz kabulü ile hava seçilmiştir.
- k-ε türbülans modeli seçilmiştir.
- Zaman adımı, krank açısı cinsinden tanımlanmıştır.

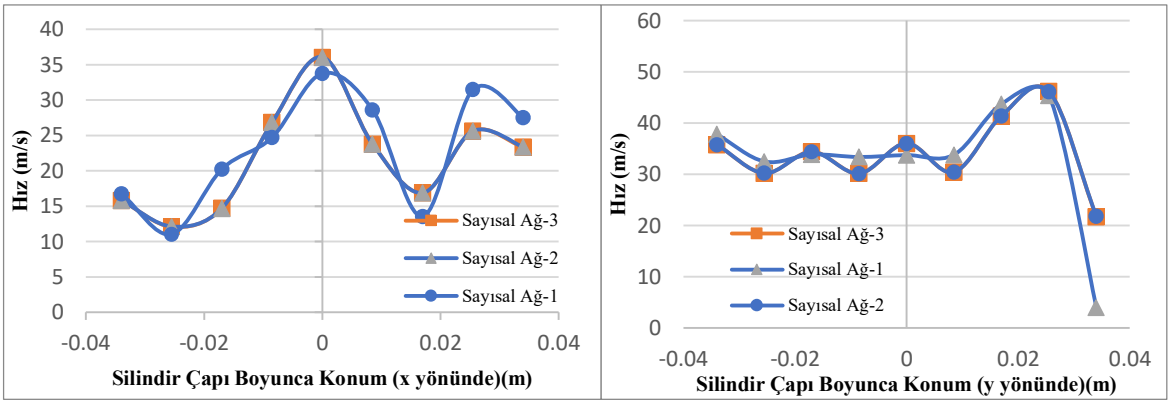
Bir önceki yanma işleminden kalan artık gaz hesaplamaya dahil edilmemiştir.

Çizelge 7.3. Sayısal ağ yapıları ve silindir ekseni boyunca farklı noktalarda hız değişimi

| Sayısal Ağ | Nokta Hız(m/s) | Nokta Hız(m/s) | Nokta Hız(m/s) |
|---|---|---|---|
| 1 | 73,82 | 16,46 | 6,17 |
| 2 | 73,99 | 10,08 | 6,60 |
| 3 | 73,99 | 10,09 | 6,59 |

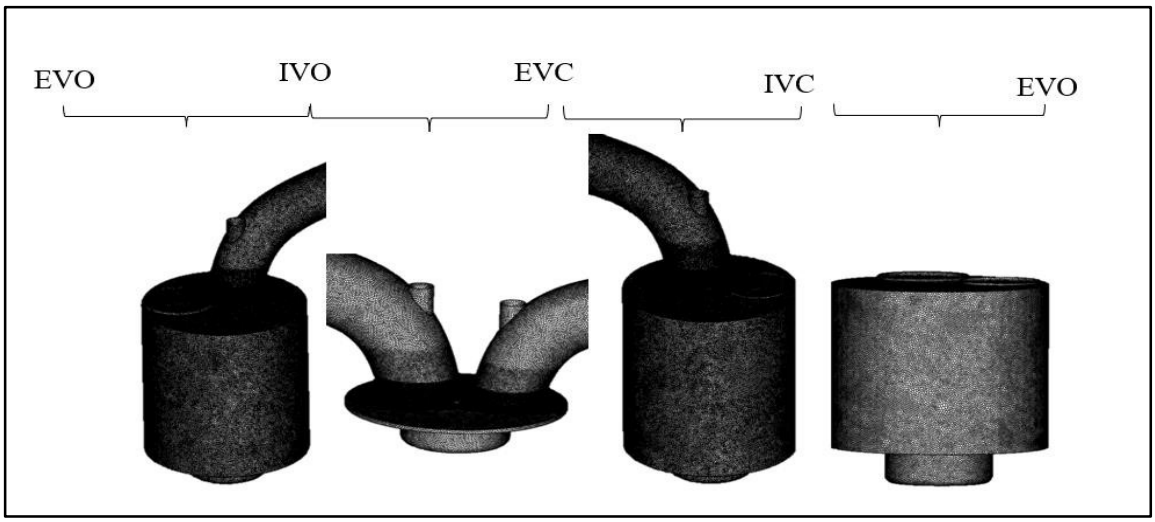
Çizelge 7.3. incelendiğinde, 1 ve 3 numaralı sayısal ağ yapılarından elde edilen hız değerleri arasındaki maksimum farkın %63,3 ile 2. noktada olduğu ve bu 3 nokta için %18,84 olduğu görülmektedir. 2 ve 3 numaralı sayısal ağ yapıları arasındaki maksimum farkın %0,15 ile 3. noktada olduğu ve ortalama farkın ise yaklaşık %0,017 olduğu tespit edilmiştir.

Sayısal ağ yapıları için silindir çapı boyunca x ve y düzleminde hız karşılaştırılması yapılmıştır. X yönünde, 1 ve 3 numaralı sayısal ağ arasındaki maksimum fark % 37,45 iken, 2 ve 3 numaralı sayısal ağ arasındaki maksimum fark %0,13'tür. Y yönünde; 1 ve 3 numaralı sayısal ağ arasındaki maksimum fark %81,77 iken, 2 ve 3 numaralı sayısal ağ arasındaki maksimum fark %0,34tür. Çizelge 7.3 ve Şekil 7.4 incelendiğinde, 2 ve 3 numaralı sayısal ağ yapılarının sonuçlarının %99 oranında birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Bu nedenle, çözümlere 2 numaralı orta sıklıkta ağ yapısı ile devam edilmiştir.

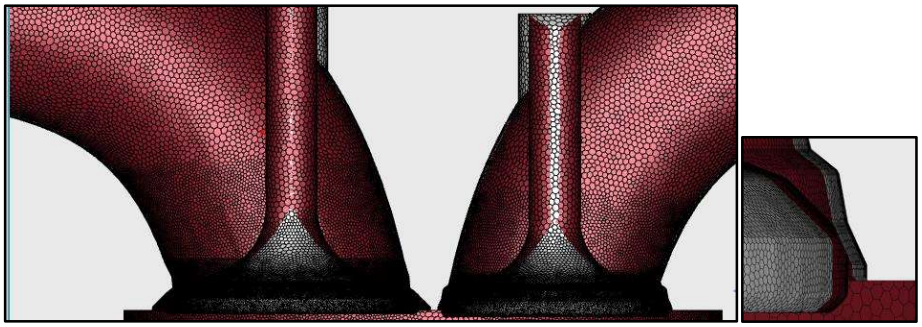



Şekil 7.4. Silindir çapı boyunca maksimum supap açıklığında hız değişimi (z yönünde 40 mm uzaklıkta)

Yanma çevrimi ağ yapısı ve kesit görüntüsü orta sıklıktaki ağ yapısı için Şekil 7.5 ve 7.6'da yer almaktadır.




Şekil 7.5. Yanma çevrimi ağ yapısı

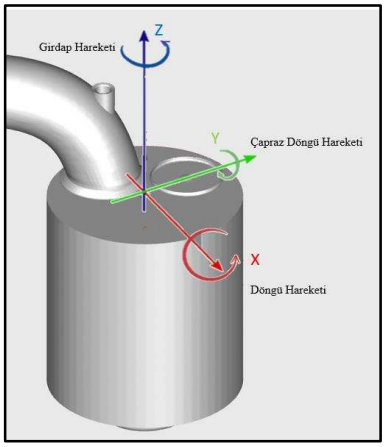


Şekil 7.6. Sayısal ağ yapısı kesit görüntüsü

## 7.2. Soğuk Akış Analizleri

Dizel motorlarda hava-yakıt karışımı ve yanma süreçlerinde motor silindirindeki gaz hareketi kritik bir rol oynar. Ayrıca motorun performansını, emisyonlarını ve ısı transferini de etkiler. Emme havası hareketi, silindirdeki girdap(swirl), sıkışma ve türbülans ile karakterize edilen akışın ana aşamalarını düzenler. Emme işleminde girdap(swirl) ve döngünün (tumble) tetiklenmesi, ateşleme sırasında yüksek türbülans seviyeleri sağlar; bu da daha etkili alev hızları ve düşük hava-yakıt oranları veya EGR ile daha iyi yanma sağlar. Bu yüksek türbülans, alev cephesinin kimyasal reaksiyonlar başlamadan önce uç gaza ulaşmasını sağlar ve bu da olağan hava-yakıt oranlarında kendiliğinden tutuşmaya yol açar [119, 120].

Girdap(swirl) ve döngü(tumble), dizel motorlarda yaygın olarak görülen iki hava hareketi türüdür, Şekil 7.7'de şematik olarak gösterilmiştir. Girdap(swirl), havanın silindir ekseni etrafında dönme hareketi olarak tanımlanırken, döngü(tumble), silindir eksenine dik bir eksen etrafında oluşan dönme hareketi olarak tanımlanır. Hem girdap(swirl) hem de döngü(tumble), hava ve yakıtın karışmasını geliştirerek daha iyi yanmaya yol açmaktadır.




Şekil 7.7. Girdap (swirl), döngü ve çapraz döngü (tumble)

Girdap (swirl)

Girdap (swirl), [120]silindir ekseni etrafında meydana gelen dönme hareketidir. [121] ve diğerlerinin çalışmasında, manifoldlardan gelen hava kütlesinin silindir içerisine doğru hareketi nedeniyle oluşan girdap (swirl) hareketi analitik olarak tanımlanmış ve R yarıçaplı silindir yardımıyla açıklanmıştır[121]. Girdap (swirl) sayısı, silindir içindeki hava akışının teğetsel bileşeninin eksenel bileşenine oranıdır ve girdap (swirl) hareketinin yoğunluğunu belirlemeye olanak sağlar.

$$S = \frac{M_\varphi}{M_x} = \frac{\int_A (\bar{U}\bar{W} + \overline{u'w'}) r dA}{R \int_A (\bar{U}^2 + \overline{u'^2}) dA} \tag{7.1}$$

Türbülans etkisinden kaynaklanan hız terimleri ihmal edildiğinde, teğetsel ($V_\Theta$) ve eksenel hızlara ($V_a$) göre girdap(swirl) şiddeti sayısı Eş.7.2'de verildiği gibi hesaplanır.

$$S = \frac{M_\varphi}{M_x} = \frac{\int_A (\bar{U}\bar{W}) r dA}{R \int_A (\bar{U}^2) dA} \tag{7.2}$$

Döngü (tumble)

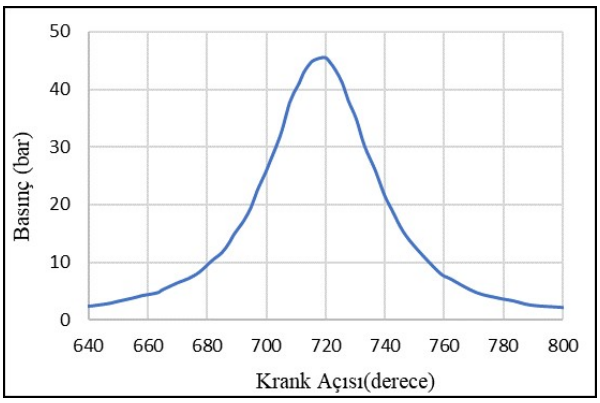
Döngü (tumble), silindir eksenine dik bir eksende meydana gelen dönme hareketidir. Döngü (tumble) oranı, silindir içindeki akışın dönme hızının, krank milinin açısal dönüş hızına oranı olarak tanımlanır. Döngü hareketinin yoğunluğu, akışın toplam açısal momentumu (ωt) ile eylemsizlik momenti kullanılarak hesaplanır [122].

$$R_t = \frac{\omega_t}{2\pi N} \tag{7.3}$$

$$R_t = \frac{\int_{\theta_1}^{\theta_2} \rho (r x v) \cdot i d\theta}{2\pi N \int_{\theta_1}^{\theta_2} \rho (r \cdot r) d\theta} v \tag{7.4}$$

### 7.2.1. Kompresyon basıncı literatürden alınan deneysel sonuçlar

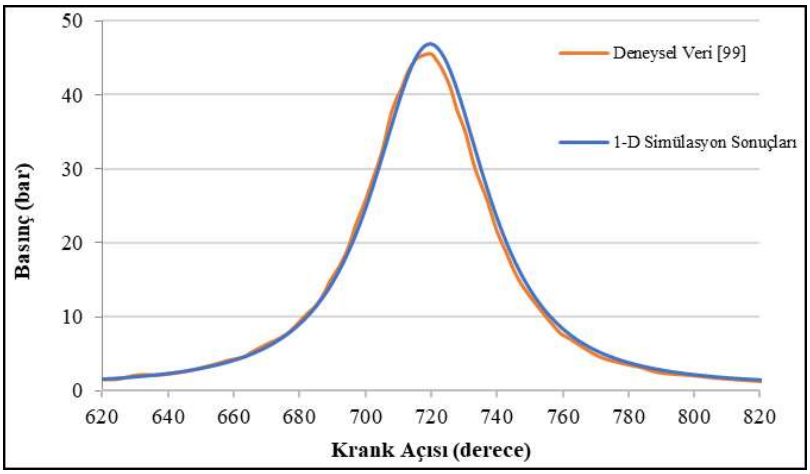
Kavruk tarafından, gerçekleştirilen deneysel çalışmada, ilgili motorun kompresyon basıncı deneysel olarak ölçülmüştür [111]. Çalışmada, maksimum kompresyon basıncı $P_c$=45,59 bar olarak kaydedilmiştir. Şekil 7.8'deki kompresyon sırasında elde edilen basınç grafiği yer almaktadır [111]. Soğuk akış analizleri, bu deneysel kompresyon basıncı verileriyle doğrulanmıştır.




Şekil 7.8. Deneysel kompresyon basıncı [111]

### 7.2.2. Bir boyutlu model soğuk akış sonuçları

Çalışma kapsamında doğrulanan bir boyutlu model kullanılarak elde edilen soğuk akış verilerine göre, hacimsel verim yaklaşık %87, emme stroku sonunda silindir içindeki toplam kütlenin 506,68 mg olduğunu ve maksimum silindir basıncının 46,88 bar olduğunu göstermektedir. Soğuk akış hesaplamasının ve bir boyutlu modelinin sonuçları, deneysel sonuçlarla kıyaslandığında tutarlıdır ve sonuçlar arasındaki fark yaklaşık %2,5'tur.




Şekil 7.9. Tek boyutlu model soğuk akış silindir içi basınç

### 7.2.3. 3 boyutlu soğuk akış analizleri

AVL FIRE M, HAD silindir içi soğuk akış proseslerini analiz etmek için kullanılmıştır. Emme portu, emme stroku sırasında mevcuttur ancak; emme valfi kapandıktan sonra sayısal modelde yer almaz [91]. 3 boyutlu soğuk akış analizleri için uygun sayısal ağ yapısı belirlendikten sonra, türbülans modeli olarak programda mevcut olan $k-\varepsilon$ modeli ve k-zeta-f modeli kullanılmıştır.

$k-\varepsilon$ modeli, ısı transferi, yanma, serbest yüzey ve iki fazlı akışlar gibi çeşitli akış türlerinde en yaygın kullanılan türbülans modelidir. Ayrıca, $k-\varepsilon$ modelinin çoğu durumda ana ortalama akış özelliklerine ilişkin makul derecede gerçekçi tahminler sağladığı genel olarak kabul edilir [92].

Modele ilişkin sınır yüzeyleri ve sınır koşulları Çizelge 7.4'te listelenmiştir. İlgili sınır koşullarının belirlenmesinde, AVL Boost programından elde edilen veriler kullanılmıştır.

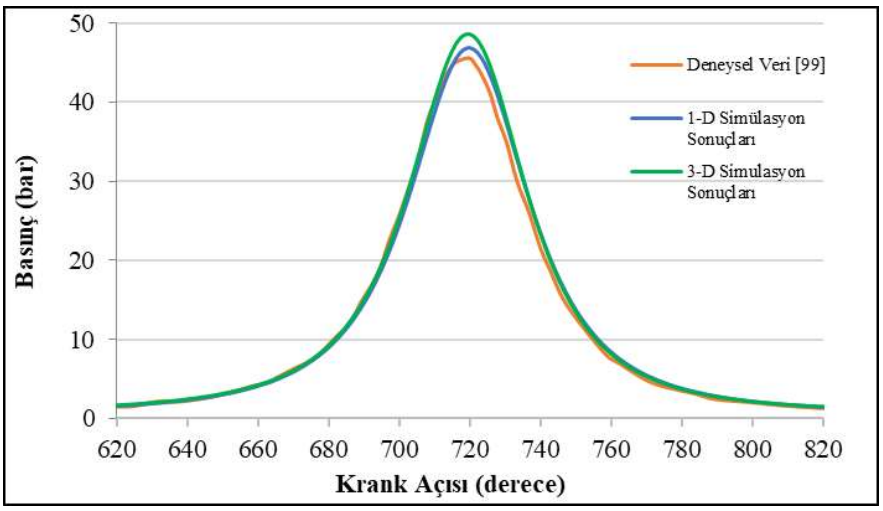
Çizelge 7.4. Sınır koşulları

| Sınır Yüzeyleri | Momentum Sınır Koşulları | Isıl Sınır Koşulları |
|---|---|---|
| Giriş | Kütle akışı | |
| | Akış Yönü- Sınır Normali | |
| | Türbülans kinetik enerji :1 $m^2/s^2$ | |
| | Türbülans uzunluk ölçeği: 2 mm | |
| Emme Port Yüzeyi | Duvar | 343,15 K |
| Çıkış | Basınç: 1,1bar | |
| Egzoz Port Yüzeyi | Duvar | 450,15 K |
| Silindir Kapağı | Duvar | 400K |
| Silindir Duvarı | Duvar | 373,15K |
| Piston | Sayısal ağ hareketli duvar | 443,15 K |
| Emme valf yüzeyi | Sayısal ağ hareketli duvar | 343,15 K |
| Egzoz valf yüzeyi | Sayısal ağ hareketli duvar | 500,15 K |

### 7.2.4. 3 boyutlu soğuk akış analiz sonuçları

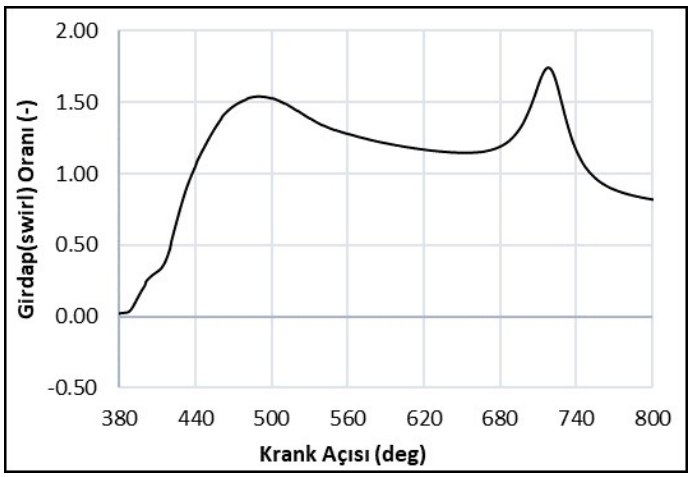
Motorun soğuk akış simülasyonu, silindir içi hava hareketinin incelenmesini sağlar. Gerçekleştirilen çalışma için belirlenen parametreler girdap(swirl), döngü(tumble) ve türbülans kinetik enerjisidir. Çalışmalar, sıkıştırmaya yönelik silindir içi akış hesaplamaları için simülasyon başlangıç koşullarının doğruluğunun ve emme sonundaki akış alanı değerlerinin, sıkıştırmanın ÜÖN'sındaki tahminler üzerinde önemli bir etkisi olduğunu göstermiştir [123]. Bu nedenle, soğuk akış için tüm motor çevrimi simülasyonu yapılmıştır. Simülasyonun başlangıç koşulu olarak, girdap(swirl) oranının sıfır olduğu kabul edilmiştir.

Emme stroku başlangıcındaki girdap(swirl) oranı, emme akışının açısal momentumunun art gazların açısal momentumundan daha yüksek olması nedeniyle sonuçları etkilemez [124]. Emme stroku sonunda, silindir içerisinde bulunan toplam kütle 514,35 mg olup, bir boyutlu model ile arasındaki fark % 1,5 tir. Simülasyon sonuçları, emme stroku sırasında emilen havanın kütlesinin kabul edilebilir limitler içerisinde olduğunu göstermektedir [124]. Şekil 7.10' da soğuk akış simülasyonları ve deneysel silindir içi basınç eğrileri yer almaktadır. Maksimum basınç için fark yaklaşık % 5,9 (48,30 bar) tür. Simülasyonda, emme stroku 338 ile 592 KA (ÜÖN 720 KA kabulü ile) arasındadır. Çevrimin valflerin kapalı olduğu kısmı ise 592 ve 854 KA'dır [114]. Çevrimin bu kısmında hesaplama ağı emme portunu içermez.



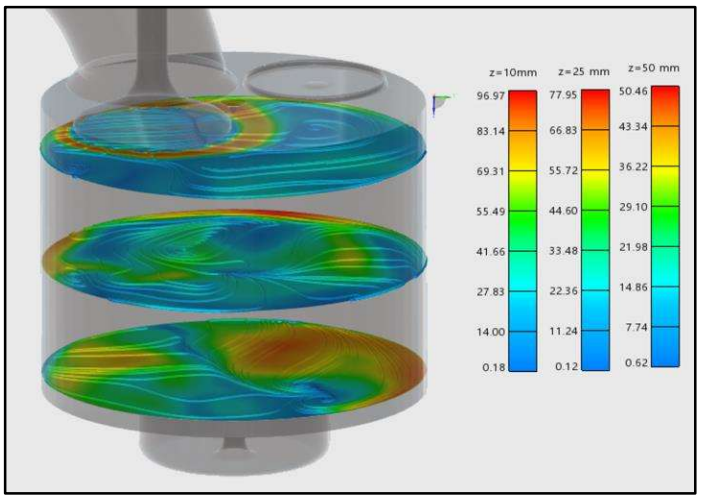

Şekil 7.10. Soğuk akış simülasyonları silindir içi basınç eğrileri

Küçük, yüksek hızlı dizel motorlarda girdap (swirl), yakıt-hava karışımının daha hızlı gerçekleşmesini sağlar [122]. Sıkıştırma stroku başladığında, girdap (swirl) hareketi artar. Ancak, sıkıştırmanın ilerleyen aşamalarında, viskoz sürtünme nedeniyle girdap (swirl) hareketi azalmaya başlar. Sıkıştırmanın sonuna doğru, dönüş yarıçapı ÜÖN yakınında azaldığında ikinci bir maksimum vardır. Ancak genişleme stroku sırasında, silindirin viskoz sürtünmesi nedeniyle girdap (swirl) hızla tekrar azalır [120]. Simülasyon sonuçlarına göre, motor için ilk maksimum girdap (swirl) oranı 1,54 olup, bu değer yaklaşık 486 derecede KA'da elde edilmiştir. İkinci maksimum girdap (swirl) oranı ise ÜÖN'da 1,73'tür. Şekil 7.11'de girdap (swirl) oranı sonuçları gösterilmektedir.



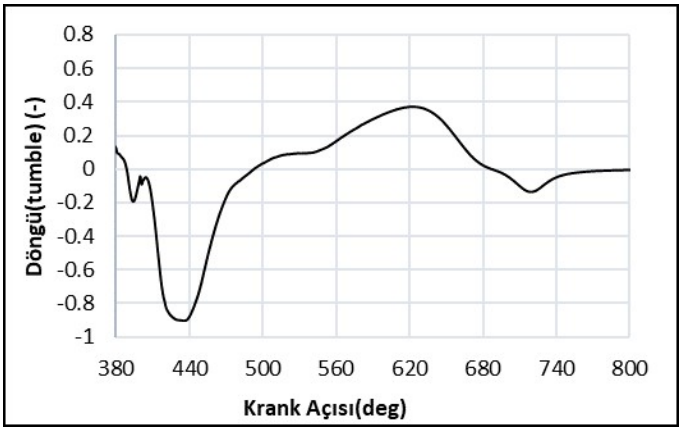

Şekil 7.11. Girdap(swirl) oranı eğrisi

Şekil 7.12'de emme valfi maksimum açıklığı için yatay eksende (z = 10 mm, 25 mm ve 50 mm üç farklı konumda hız konturları ve akım çizgileri gösterilmektedir. Düşey eksende aşağıya doğru hız azalmakta ve buna bağlı olarak girdap(swirl) yoğunluğu da azalmaktadır. Valf açıklıklarında kesitin daralmasıyla hızın arttığı görülmektedir. Bu durumda ulaşılan maksimum hız 96,97 m/s olarak belirlenmiştir.

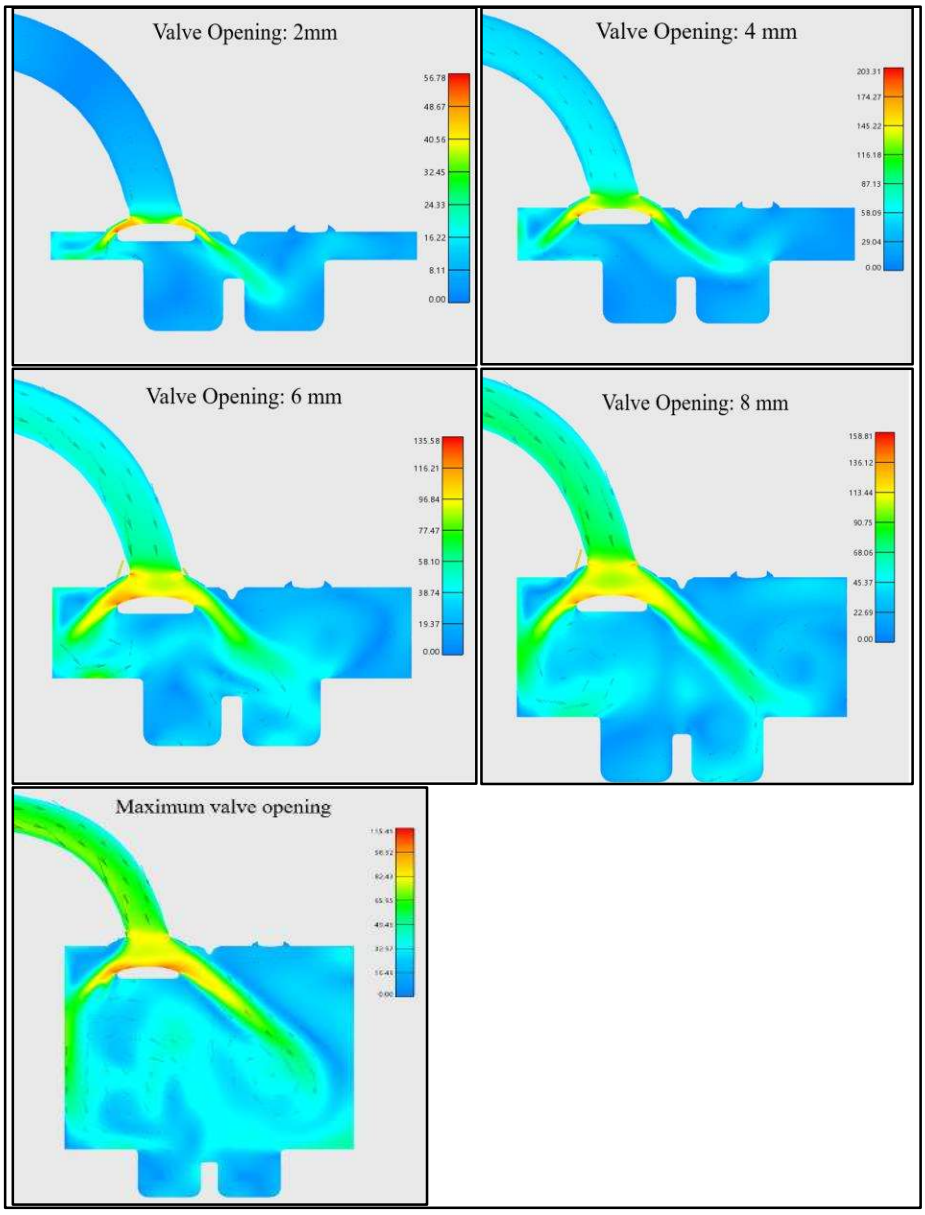



Şekil 7.12. Yatay eksende hız konturları

Döngü (tumble), silindir eksenine dik bir eksende meydana gelen akışkan bir harekettir. Piston ÜÖN'ya yaklaşırken gerçekleşen ezilme hareketi, döngü (tumble) üretir. Şekil 7.13'te döngü (tumble) grafiği gösterilmektedir. 2, 4, 6, 8 ve maksimum valf açıklığına ilişkin hız kontur grafikleri, Şekil 7.14'te silindirin dikey merkez düzleminden alınmıştır.

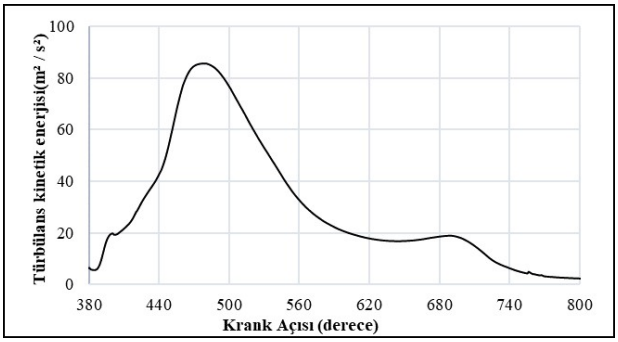



Şekil 7.13. Döngü(tumble) grafiği



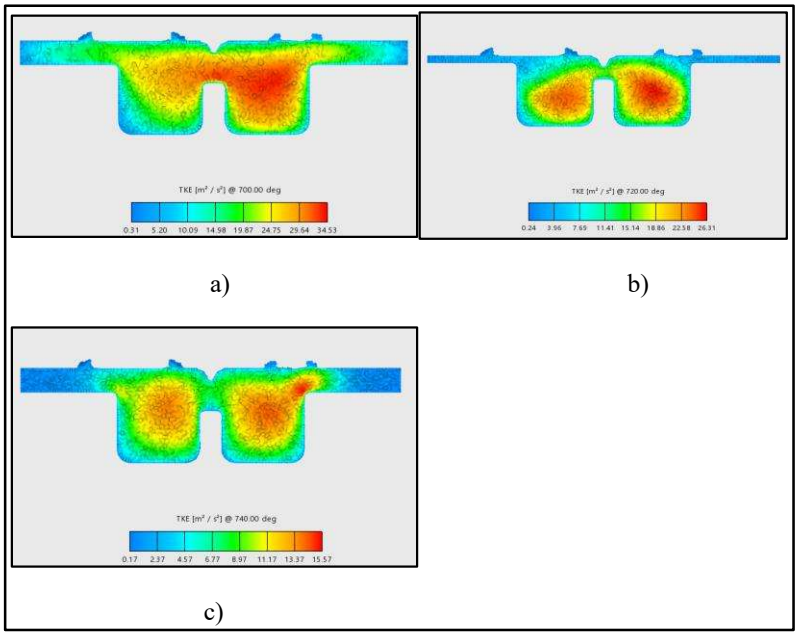

Şekil 7.14. Silindirin merkez düzlemindeki hız konturları (2,4,6,8 mm ve maksimum valf açıklığı için)

Simülasyonun ortalama türbülans kinetik enerjisi değişimi emme, sıkıştırma ve genişleme stroku sırasında Şekil 7.15'te gösterilmektedir. Ortalama türbülans kinetik enerjisi, emme işlemi sırasında üretilen yüksek hızların bir sonucu olarak maksimuma yükselir. Daha sonra azalır ve bu azalma sıkıştırma stroku boyunca devam eder [122]. Yüksek emme sonrasında akış hızı AÖN yakınında yavaşladığından silindir içindeki türbülans azalır. ÜÖN yakınındaki girdap (swirl), ezilme ve döngü (tumble) nedeniyle türbülans bir kez daha artar. Daha iyi yanma için ÜÖN yakınındaki yüksek türbülans gereklidir [120].




Şekil 7.15. Türbülans kinetik enerjisi

Şekil 7.16, sıkıştırma stroku sırasında silindirin merkezi düzlemindeki türbülans kinetik enerjisinin dağılımını göstermektedir. Şekilde, 700, 720 ve 740 KA'sındaki TKE dağılımı yer almaktadır. TKE' nin maksimum değeri ÜÖN'dan önce oluşmaktadır ve en yüksek TKE değerine sahip bölge nispeten geniştir.



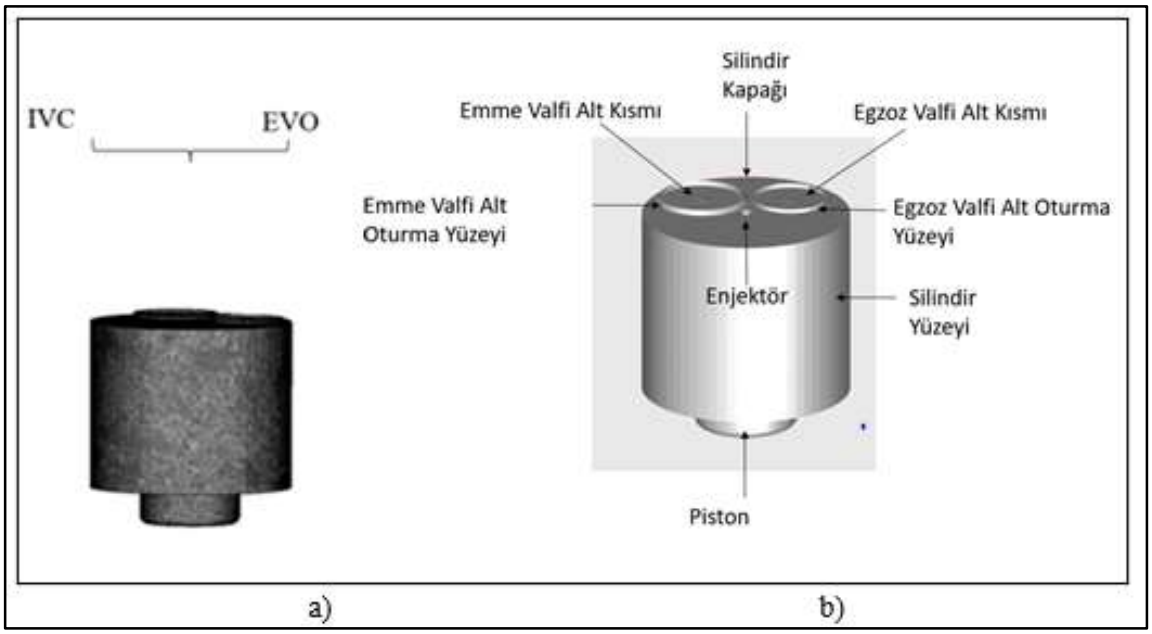

Şekil 7.16. TKE'nin silindirin merkezi düzlemindeki dağılımı a) 700, b)720 ve c) 740 KA

### 7.3. Kapalı Çevrim (592-854 KA- Çevrimin Kapalı Valf Kısmı) Analizleri

Üç boyutlu analiz çalışmasına, emme valfi kapanışı (592 KA) ile egzoz valfi açılışı (854 KA) arasındaki aralıkta doğrulama analizleriyle başlanmıştır. Çözüm ağı eleman sayısının azaltılmasıyla, çözümlerin daha kısa sürede elde edilmesi hedeflenmiştir. Elde edilen sonuçların doğruluğu literatürden alınan deneysel veriler [94, 95] ile karşılaştırılarak sağlanmıştır. Üç boyutlu analiz çalışmaları için ilk değerler ve sınır şartları tanımlanırken AVL Boost'tan elde edilen değerler kullanılmıştır. Gerçekleştirilen analiz ve doğrulama çalışmaları 1800 rpm için yapılmıştır.

Gerçekleştirilen analiz çalışmalarında, indike değerler mekanik verimin 0,80 [120] olarak kabul edilmesiyle, bu verim değeri kullanılarak efektif değerlere dönüştürülmüştür.

Şekil 7.17'de kapalı çevrim ağ yapısı yer almaktadır. Bu ağ yapısında emme ve egzoz portları ile supapları bulunmamaktadır. Kapalı çevrim için tanımlanan yüzeyler ve fiziksel tanımlamaları Şekil 7.17 ve Çizelge 7.5'te verilmiştir.




Şekil 7.17. a) Kapalı çevrim ağ yapısı (592-854 KA) b) akış hacmi ve sınır koşulları tanımlamaları

Çizelge 7.5. Geometri fiziksel tanımlamaları

| Geometri | Fiziksel Tanımı |
|---|---|
| Piston | Hareketli piston geometrisini ifade eder. |
| Silindir Yüzeyi | Silindir geometrisi dikey çevresi, silindir yan yüzeyini ifade eder. |
| Silindir Kapağı | Silindir kapağını ifade eder. |
| Enjektör | Silindir kapağı üzerinde enjektör konumunu ifade etmektedir. |
| Emme Valfi Alt Kısmı | Emme valfi alt kısmı yüzeyini ifade eder. |
| Egzoz Valfi Alt Kısmı | Egzoz valfi alt kısmı yüzeyini ifade eder. |
| Emme Valfi Oturma Yüzeyi | Emme valfi oturma yüzeyini ifade eder. |
| Egzoz Valfi Oturma Yüzeyi | Egzoz valfi oturma yüzeyini ifade eder. |

Kapalı çevrim için geometri tanımlamaları yapıldıktan sonra, ilgili geometri için sınır şartları ve başlangıç koşulları, daha önce gerçekleştirilen bir boyutlu doğrulama çalışması modelinden yararlanılarak belirlenmiştir. Çizelge 7.6 ve 7.7 ‘de kapalı çevrim modeli için belirlenen sınır şartları ve başlangıç koşulları yer almaktadır.

Çizelge 7.6. Kapalı çevrim için sınır şartları

| Sınır Şartları | Sınır Tanımlaması | Sıcaklık (K) |
|---|---|---|
| Silindir Yan Yüzeyi | Duvar | 373,15 |
| Silindir Kapağı | Duvar | 423,15 |
| Piston | Mesh hareketi | 443,15 |
| | Isı kapasitesi faktörü | 1 |
| Enjektör | Duvar | 434,15 |
| Emme Valfi Alt Yüzeyi | Duvar | 343,15 |
| Emme Valfi Oturma Yüzeyi | Duvar | 343,15 |
| Egzoz Valfi Alt Yüzeyi | Duvar | 500,15 |
| Egzoz Valfi Oturma Yüzeyi | Duvar | 450,15 |

Çizelge 7.7. Kapalı çevrim için başlangıç şartları

| | |
|---|---|
| Basınç | 1,21 bar |
| Girdap(swirl) veya Döngü(tumble) | 0 |
| Türbülans Kinetik Enerjisi | 20 $m^2/s^2$ |
| Türbülans Uzunluk Ölçeği | 5 mm |
| Sıcaklık | 354,2 K |
| Eşdeğerlik Oranı | 0 |
| Art Gaz Oranı | 0,025 |

Tam ve kapalı çevrime ait enjektör bilgileri Çizelge 7.8'de verilmiştir. Toplam püskürtülen yakıt miktarı, deneysel yakıt tüketimi kullanılarak Eş.7.5 aracılığıyla 29,33 mg olarak belirlenmiştir. Program, püskürtülen yakıtı, enjeksiyon süresi ve profili ile orantılı olarak tanımlamıştır.

$$m_{cyc} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot \dot{m}_{fuel}}{n \cdot N_{cyl}} \tag{7.5}$$

Burada, $m_{cyc}$, silindir başına çevrim kütlesi (mg), $\dot{m}_{fuel}$, tüm motor için yakıt kütle akışı (kg/s), n-Motor hızı (rpm), $N_{cyl}$, silindir sayısı (-)dır.

Çizelge 7.8. Tam ve kapalı çevrim için enjektör bilgileri

| | |
|---|---|
| Enjektör Tipi | Dizel |
| Yakıt Tipi | Dizel |
| Enjektör delik sayısı | 4 |
| Konik Açı | 126 derece |
| Çevresel delik dağılımı | 90 derece |
| Enjeksiyon başlangıcı | 693 |
| Enjeksiyon Süresi | 29,19 KA |
| Yakıt sıcaklığı | 20 °C |
| Sürüklenme Kanunu | Schiller Naumann |
| Buharlaşma Modeli | Abramzon Sirignano |
| Duvar Etkileşimi Modeli | Walljet 1 |
| Parçalanma Modeli | Wave-Tab |
| Wave Model Sabitleri | |
| Kararlı damlacık yarıçapını ayarlamak için sabit | 0,61 |
| Parçalanma uzunluk parametresi | 12 |
| Alt damlacık sayısı ayarlaması için sabit | 0,1 |
| Alt damlacık kütlesi ayarlaması için sabit | 0,1 |

Kullanılan tüm ağ yapılarında, nozul uç bölgesine yerel ağ iyileştirmesi uygulanmıştır. Nozul bölgesinde iyileştirme, yakıt enjeksiyonunun daha öncesinde 680 KA'da etkinleştirilmiş ve 740 KA'sında sonlandırılmıştır.

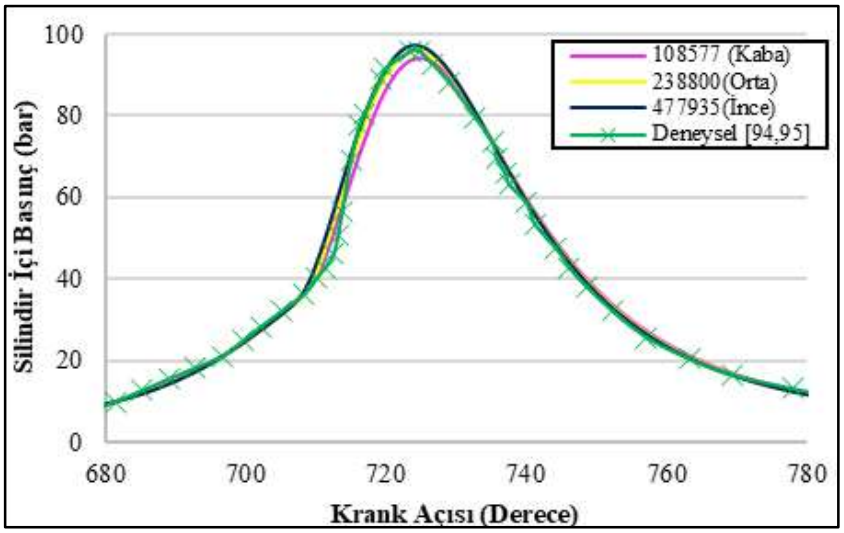
### 7.3.1. Ağ yapısının belirlenmesi

Yanma modellemesi çalışmalarında, uygun ağ yapısının ve eleman sayısının seçimi büyük önem taşır. Bu amaçla, farklı eleman sayıları için oluşturulan ağ yapıları, deneysel verilerle karşılaştırılarak en uygun eleman sayısı belirlenmiştir. Doğrulama amacıyla kullanılan deneysel veriler [94, 95] arasında silindir içi basınç, ısı salınım oranları, motor performansı

ve emisyon değerleri bulunmaktadır. Belirlenen ağ yapısı ve eleman sayısı, sonraki çalışmalarda da kullanılmıştır.

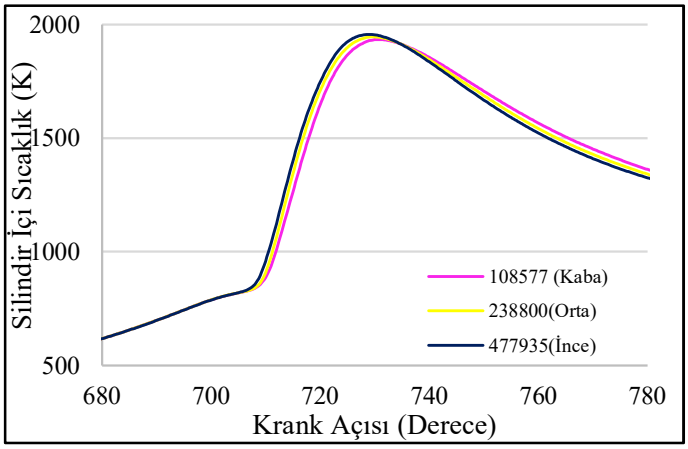
Piston üst ölü noktasında, 108 577, 238 800 ve 477 935 eleman sayısıyla yapılan sayısal çalışmalarda, motor performansı, silindir içi yanma özellikleri ve emisyon parametreleri deneysel verilerle [94, 95] karşılaştırılarak en uygun eleman sayısı tespit edilmiştir.

Farklı eleman sayıları için silindir içi basınç verilerinin deneysel veriler [94, 95] ile karşılaştırılması Şekil 7.18'de yer almaktadır. İlgili şekil incelendiğinde, eleman sayısının artırılmasının silindir içi basınç değerlerini artırdığı görülmektedir. Silindir içi maksimum basınç değerleri arasındaki fark, eleman sayısına bağlı olarak %1,31 ile %3,5 arasında değişmektedir.

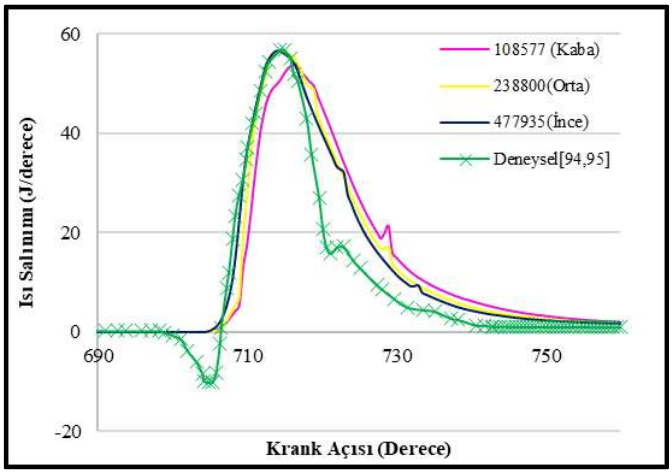



Şekil 7.18. Silindir içi basınç değerleri, farklı eleman sayıları için karşılaştırma (deneysel veri [94, 95]

Silindir içi sıcaklık değerleri (kütle ortalamalı) grafiği Şekil 7.19'de gösterilmiştir. Eleman sayısının artmasına bağlı olarak sıcaklık dağılımlarının nispeten değişmediği gözlemlenmektedir. Maksimum sıcaklık değerleri arasındaki farkın ise %0,52 ile %1,17 arasında değişmektedir.




Şekil 7.19. Silindir içi sıcaklık değerleri, farklı eleman sayıları için karşılaştırma




Şekil 7.20. Isı salınım oranı, farklı eleman sayıları için karşılaştırma (deneysel veri [94, 95]

Deneysel [94, 95] ve sayısal olarak elde edilen ısı salınım miktarları (HRR) Şekil 7.20'de gösterilmiştir. Maksimum ısı salınım miktarı ve ısı salınım profili incelendiğinde, kaba ağ yapısı dışında, genel olarak benzer bir eğilim sergilediği görülmektedir. Kaba ağ yapısına ait ısı salınım grafiğinde, maksimum ısı salınımının 716,50 KA'da meydana geldiği, deneysel verilerde [94, 95] ise bu değerin 714,50 KA'da oluştuğu görülmektedir. İnce ve orta mesh yapısında ise bu değerler sırasıyla 714 KA ve 714,50 KA olarak belirlenmiştir.

Silindir içi yanma değerleri, farklı eleman sayıları için Çizelge 7.6.'da deneysel verilerle [94, 95] karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Eleman sayısındaki artışın, silindir içi ortalama maksimum basıncı, maksimum ısı salınımı ve toplam ısı salınımını artırdığı tespit edilmiştir. Maksimum silindir içi basınç ve maksimum ısı salınımı açısından, kaba mesh yapısı ile deneysel veriler [94, 95] arasındaki fark sırasıyla %1,93, %5,30 olarak bulunmuştur. Orta mesh yapısında ise bu farklar sırasıyla %0,22, %0,74 olarak belirlenmiştir. İnce mesh

yapısında ise, maksimum silindir içi basıncın deneysel veriden [94, 95] daha yüksek olduğu ve farkın %1,52 olduğu tespit edilmiştir. Maksimum ısı salınımı için fark ise %0,54 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 7.9. Farklı eleman sayıları için silindir içi yanma değerleri

| Eleman Sayısı- ÜÖN@720 KMA | Ortalama Maksimum Basınç (Bar) | Ortalama Maksimum Sıcaklık (K) | Maksimum Isı Salınımı (J/Derece) | Toplam Isı Salınımı (J) |
|---|---|---|---|---|
| 108577 (Kaba) | 94,03 | 1933,01 | 53,94 | 1016,50 |
| 238800(Orta) (Kaba Ağ Yapısının 2,19 katı) | 96,07 | 1945,56 | 56,38 | 1018,60 |
| 477935(İnce) (Orta Ağ Yapısının 2,00 katı) | 97,33 | 1955,79 | 56,49 | 1019,73 |
| Deneysel [94, 95] | 95,85 | - | 56,8 | 1013,28 |

Motor performans ve emisyon değerlerinin, farklı eleman sayıları için deneysel verilerle [94, 95] karşılaştırılması Çizelge 7.10 ‘de verilmiştir. Güç, özgül yakıt tüketimi (ÖYT) ve verim değerleri, deneysel veriler [94, 95] ile kıyaslandığında, kaba ağ yapısı için farkın sırasıyla %2,34, %2,79 ve %2,36 olduğu görülmektedir. Eleman sayısındaki artış, deneysel verilere [94,95] daha yakın sonuçlar elde edilmesini sağlamış ve fark, orta ağ yapısı için %1,05, %1,46, %2,12 olarak bulunmuştur. İnce mesh yapısı için ise farklar sırasıyla %0,60, %0,21, %0,58 ‘dir.

Emisyon verileri açısından incelendiğinde, eleman sayısındaki artışın, maksimum sıcaklık değerinin artmasına ve dolayısıyla NOx emisyon değerinin yükselmesine neden olduğu görülmektedir. Kaba ağ yapısı için elde edilen sonuçların, deneysel verilere [94,95] daha yakın olduğu ve farkın %18,11 olduğu tespit edilmiştir. Orta ve ince ağ yapıları için NOx emisyon değerlerinin, deneysel veriler [94, 95] ile arasındaki fark sırasıyla %33,49 ve %43,98 olarak hesaplanmıştır.

CO ve $CO_2$ emisyonlarında ise, orta ve ince ağ yapıları için deneysel verilere [94, 95] daha yakın değerler elde edilmiştir. Kaba ağ yapısında fark, CO için % 12,71 ve $CO_2$ için %3,35 olarak bulunmuştur. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, orta ağ yapısı için fark değerlerinin

%5,97 ile %2,09 olduğu görülmüştür. Eleman sayısının artış, CO ve $CO_2$ emisyon değerlerini deneysel verilere daha da yaklaştırmış ve ince ağ yapısı için farkları sırasıyla % 2,88 ve %1,99'a düşürmüştür.

Çizelge 7.10. Motor performans değerlerinin ve emisyon değerlerinin farklı eleman sayıları için deneysel verilerle [94, 95] karşılaştırılması

| Eleman Sayısı-ÜÖN@720 KMA | Güç(kW) | Özgül Yakıt Tüketimi (Öyt) (g/kWh) | NO (ppm) | CO (%) | $CO_2$(%) | Verim (%) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 108577 (Kaba) | 6,29 | 251,49 | 71,12 | 1,73 | 12,21 | 33,40 |
| 238800(Orta)(2,19k) | 6,21 | 254,80 | 126,30 | 1,84 | 12,15 | 32,97 |
| 477935(İnce)(2,00k) | 6,11 | 259,08 | 149,95 | 1,91 | 12,04 | 32,43 |
| Deneysel [94, 95] | 6,15 | 258,53 | 84 | 1,95 | 11,8 | 32,31 |

Kapalı çevrim için performans, emisyon ve silindir içi yanma karakteristikleri incelemelerinde, artan eleman sayısının sayısal sonuçları deneysel verilere [94, 95] yaklaştırdığı görülmüştür. 108577 eleman sayısı için elde edilen ısı salınım grafiğinin, deneysel [94, 95] grafikle diğer eleman sayılarına göre daha farklı bir eğilim gösterdiği söylenebilir. Ayrıca, 108577 eleman sayısı için maksimum ısı salınımın elde edildiği krank açısı 716,50 iken, deneysel [94, 95] maksimum ısı salınım 714,5 krank açısında meydana gelmiştir. Artan eleman sayısına rağmen, silindir içi maksimum basınç değerinin 238800 eleman sayısında deneysel verilere daha yakın olduğu görülmüştür. NOx emisyon değerlerinde ise artan eleman sayısı, deneysel verilerle [94, 95] olan farkın % 43,98 seviyesine çıkmasına neden olmuştur. Çizelge 7.8 de, eleman sayısına bağlı çözüm süreleri yer almaktadır. 238800 eleman sayısı için elde edilen sonuçların deneysel verilere [94, 95] silindir içi yanma değerleri için %99 oranında, motor performans değerleri için %98 oranında, CO ve $CO_2$ emisyonları için %94 oranında, NOx içinse %33,49 oranında uyumlu olduğu belirtilebilir. Elde edilen sonuçların deneysel verilere [94, 95] yakınlığı ve çözüm süresinin 477935 eleman sayısına kıyasla %50 daha az olması nedeniyle, 238800(Orta) ağ yapısı diğer çalışmalar için en uygun ağ yapısı olarak belirlenmiştir.

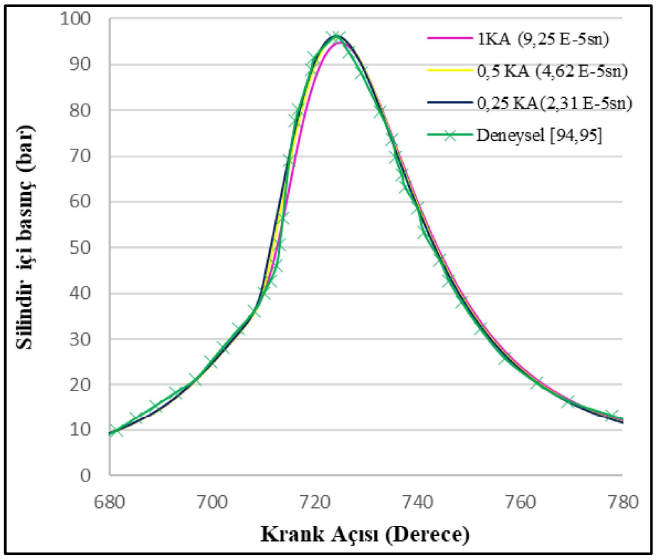
Çizelge 7.11. Eleman sayısına bağlı çözüm süreleri

| Eleman sayısı- ÜÖN@720 KMA | Süre |
|---|---|
| 108577 (Kaba) | 2 saat 11 dakika (131 dk) |
| 238800(Orta) (2,19k) | 3 saat 47 dakika (227 dk) |
| 477935(İnce) (2,00k) | 7 saat 23 dakika (443 dk) |

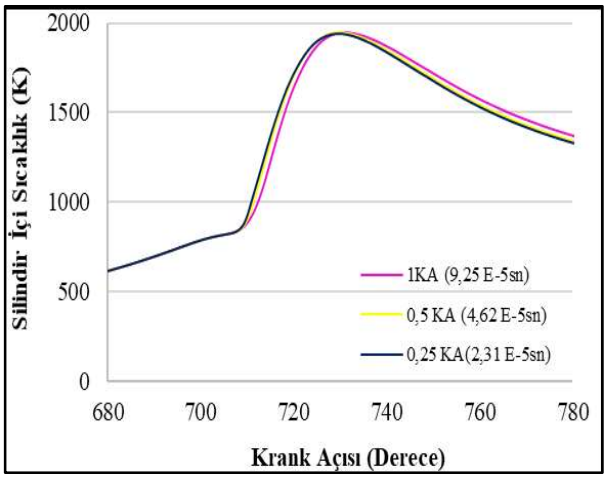
### 7.3.2. Adım (zaman/açı adımı) sayısının belirlenmesi

Zaman/açı adımı, motor simülasyonlarında doğru sonuçlar elde edebilmek için kritik bir parametredir. Bu çalışmada, maksimum açı adımını belirlemek amacıyla üç farklı açı adımı kullanılmıştır. Zaman/açı adımı, motor simülasyonlarında zamanın veya krank açısının bir fonksiyonu olarak sabit bir değer ya da bir profil şeklinde belirlenebilir. Uygun adım sayısının belirlenmesi için bu çalışmada, maksimum açı adımı olarak üç farklı açı adımı seçilmiştir. Standart olarak sunulan 0,5 KA (4,62 $10^{-5}$ sn) açı adımı ile birlikte, bunun yarısı olan 0,25 KA (2,31 $10^{-5}$ sn) ve iki katı olan 1 KA (9,25 $10^{-5}$ sn) açı adımları kullanılmıştır.

Şekil 7.21'de verilen silindir içi basınç grafiği incelendiğinde, 1 KA (9,25 $10^{-5}$ sn) açı adımının maksimum silindir içi basınç değerini düşürdüğü görülmektedir. Ayrıca, maksimum silindir içi basıncın gerçekleştiği krank açısının, deneysel [94,95] maksimum basınç krank açısından daha sonra olduğu tespit edilmiştir. Silindir içi sıcaklıkların (kütle ortalamalı) karşılaştırıldığı Şekil 7.22'de açı adımındaki değişikliğin sıcaklık profiline kayda değer bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir. Ancak, maksimum silindir içi basınç krank açısında olduğu gibi, 1 KA (9,25 $10^{-5}$sn) açı adımı için maksimum sıcaklık diğer açı adımlarına göre daha geç oluşmaktadır.

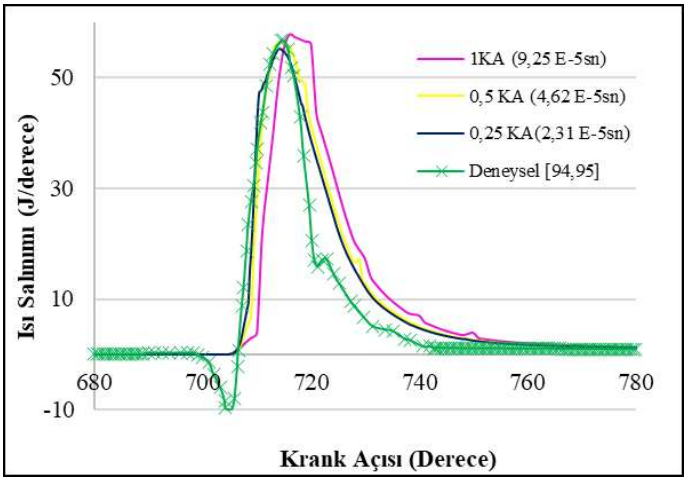



Şekil 7.21. Silindir içi basınç değerleri, farklı açı adımları için karşılaştırma




Şekil 7.22. Silindir içi sıcaklık değerleri, farklı açı adımları için karşılaştırma

Isı salımın grafiği Şekil 7.23'te yer almaktadır. 1KA (9,25 $10^{-5}$ sn) açı adımının ısı salınım profili, deneysel [94, 95] profilden uzaklaşmış, maksimum ısı salınımı 716 KA' sındadır. 0,5 KA (4,62 $10^{-5}$ sn) ve 0,25 KA(2,31 $10^{-5}$ sn) açı adımları için ısı salınım profilleri ise deneysel [94, 95] profil ile benzer eğilim göstermektedir. Açı adımının 0,5 KA (4,62 $10^{-5}$ sn) 'den 0,25 KA(2,31 $10^{-5}$ sn)'a azaltılması, maksimum ısı salınım oranını düşürmüştür.




Şekil 7.23. Isı salınım oranı, farklı açı adımı için karşılaştırma

Farklı açı adımları için Çizelge 7.12'da silindiri içi yanma değerleri verilmiştir. Çizelge incelendiğinde, maksimum silindir içi basınç için 1KA (9,25 $10^{-5}$ sn), 0,5 KA (4,62 $10^{-5}$ sn) ve 0,25 KA (2,31 $10^{-5}$ sn) açı adımlarının deneysel veri [94, 95] ile olan farkları sırasıyla %1,13, 0,12 ve 0,43'tür.Maksimum ısı salınımı için 1KA (9,25 $10^{-5}$ sn), 0,5 KA (4,62 $10^{-5}$ sn) ve 0,25 KA(2,31 $10^{-5}$ sn) açı adımlarının deneysel veri [94, 95] ile farkları ise sırasıyla %1,6;0,74 ve %2,84 tür. Çizelge incelendiğinde, açı adımının artırılmasının ve azaltılmasının deneysel verilerle [94, 95] olan farkı artırdığı anlaşılmaktadır.

Çizelge 7.12. Farklı açı adımları için silindir içi yanma değerleri

| Açı Adımı (Zaman Adımı) | Ortalama Maksimum Basınç (bar) | Ortalama Maksimum Sıcaklık (K) | Maksimum Isı Salınımı (J/derece) | Toplam ısı salınımı (J) |
|---|---|---|---|---|
| 1 KA (9,25 $10^{-5}$ sn) (2 Katı) | 94,77 | 1946,19 | 57,78 | 1046,11 |
| 0,5 KA (4,62 $10^{-5}$ sn) (Standart) | 95,97 | 1945,5 | 56,38 | 1018,6 |
| 0,25 KA (2,31 $10^{-5}$ sn) (Yarısı) | 96,27 | 1938,86 | 55,23 | 1006,7 |
| Deneysel [94, 95] | 95,85 | - | 56,8 | 1013,28 |

Motor performansı değerleri ve emisyon değerlerinin farklı açı adımları için deneysel veriler [94, 95] ile karşılaştırılması Çizelge 7.13'te verilmiştir. Açı adımının azaltılması, motor performansı ve CO, $CO_2$ emisyon değerlerini deneysel verilere [94, 95] yaklaştırmakta, ancak $NO_x$ emisyonu değerini deneysel verilerden uzaklaştırmaktadır.

Çizelge 7.13. Motor performans değerlerinin ve emisyon değerlerinin farklı açı adımları için deneysel verilerle [94, 95] karşılaştırılması

| Açı Adımı | Güç(kW) | Özgül yakıt tüketimi(öyt) (g/kWh) | NO (ppm) | CO (%) | $CO_2$(%) | Verim (%) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1KA ($9{,}25\ 10^{-5}$ sn) (2 Katı) | 6,41 | 246,83 | 91,23 | 1,62 | 12,70 | 34,04 |
| 0,5 KA ($4{,}62\ 10^{-5}$ sn) (Standart) | 6,21 | 254,80 | 126,30 | 1,84 | 12,15 | 32,97 |
| 0,25 KA ($2{,}31\ 10^{-5}$ sn) (Yarısı) | 6,12 | 258,40 | 129,25 | 1,99 | 11,87 | 32,51 |
| Deneysel [94, 95] | 6,15 | 258,53 | 84 | 1,95 | 11,8 | 32,31 |

Açı adımının belirlenmesi için, standart açı adımı, iki katı ve yarısı olacak şekilde üç farklı açı adımı belirlenmiş ve elde edilen sonuçlar deneysel veriler [94, 95] ile kıyaslanmıştır. Açı adımın artırılmasının, silindir içi basınç ve ısı salınım profillerini deneysel [94, 95] profilden uzaklaştırdığı belirlenmiştir. Ayrıca, silindir içi yanma değerlerinin açı adımının hem azaltılması hem de artırılması ile deneysel verilerden [94, 95] uzaklaştığı gözlemlenmiştir. Öte yandan, açı adımının azaltılmasının motor performans değerleri ile CO ve $CO_2$ emisyon değerlerini deneysel verilere [94, 95] yaklaştırdığı, $NO_x$ emisyonunu uzaklaştırdığı görülmüştür. Standart açı adımı ile elde edilen sonuçlarının deneysel verilerle [94, 95] olan farkının silindir içi yanma değerleri için yaklaşık %0,8, motor performans değerleri için %2, CO ve $CO_2$ emisyonları için %6 olduğu belirlenmiştir. Çizelge 7.11'de verilen açı adımına bağlı çözüm süreleri, açı adımının 0,25 KA ($2{,}31\ 10^{-5}$ sn) değerine düşürülmesinin çözüm süresini 1,85 katına artırdığını göstermektedir. Deneysel sonuçlara [94, 95] olan yakınlık ve çözüm süresi göz önünde bulundurularak, açı adımı olarak 0,5 KA ($4{,}62\ 10^{-5}$ sn) seçilmiştir.

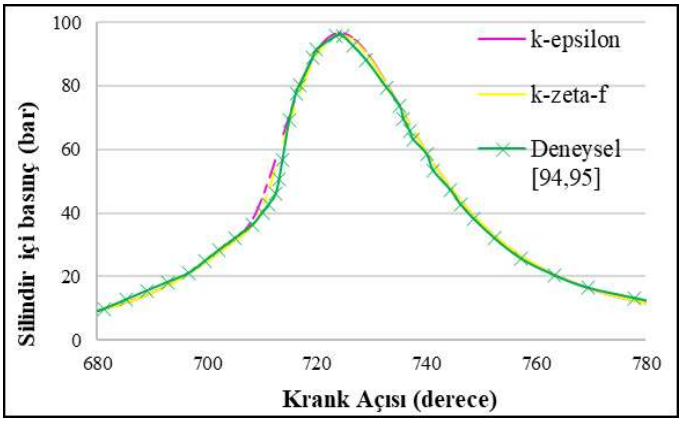
Çizelge 7.14. Açı adımına bağlı çözüm süreleri

| Açı Adımı | Süre |
|---|---|
| 1 KA ($9.25\ 10^{-5}$ sn) (2 Katı) | 2 saat 7 dakika (127) |
| 0,5 KA ($4{,}62\ 10^{-5}$ sn) (standart) | 3 saat 47 dakika (227 dk) |
| 0,25 KA ($2{,}31\ 10^{-5}$ sn) (yarısı) | 7 saat (420 dk) |

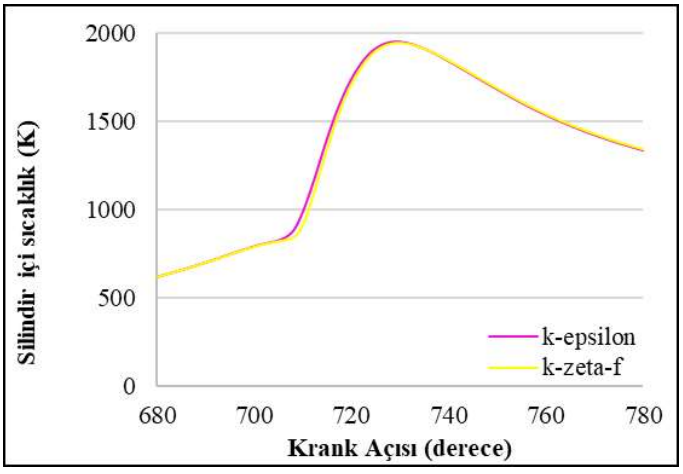
### 7.3.3. Türbülans modelinin belirlenmesi

Türbülans modelinin etkisinin incelenmesi ve uygun türbülans modelinin belirlenmesi amacıyla, standart k-epsilon türbülans modeli ve programda standart olarak önerilen k-zeta-f modeli karşılaştırılmıştır.

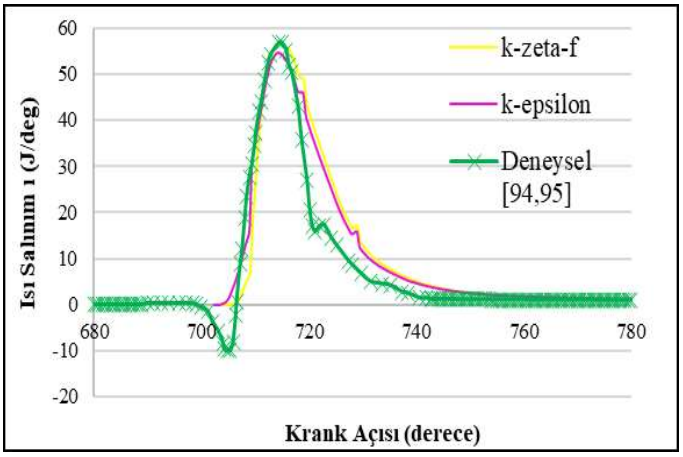
Farklı türbülans modelleri için silindir içi basınç değerleri Şekil 7.24'te, silindir içi sıcaklık değerleri ise Şekil 7.25'te verilmiştir. Her iki türbülans modelinin de hem silindir içi basınç hem de sıcaklık profillerini birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir. Şekil 7.26'da yer alan ısı salınım grafiğinde ise k-epsilon modeli maksimum ısı salınım değerinin, hem deneysel [94, 95] verinin hem de k-zeta-f modeli sonucunun altında kaldığı gözlemlenmiştir.




Şekil 7.24. Silindir içi basınç değerleri, farklı türbülans modelleri için karşılaştırma




Şekil 7.25. Silindir içi sıcaklık değerleri, farklı türbülans modelleri için karşılaştırma




Şekil 7.26. Isı salınım oranı, farklı türbülans modelleri için karşılaştırma

Çizelge 7.15' de yer alan grafikler, her iki türbülans modelinin de deneysel verilere [94, 95] oldukça yakın sonuçlar verdiğini göstermektedir. k-zeta-f modelinin maksimum basınç ve maksimum ısı salınımı değerlerinin, deneysel değerler [94, 95] olan farkı %0,22 ve %0,74 tür. k-epsilon modeli için ise bu farklar sırasıyla %0,77 ve %3,8'dir.

Çizelge 7.15. Farklı türbülans modelleri için silindir içi yanma değerleri

| Türbülans Modeli | Ortalama Maksimum Basınç (bar) | Ortalama Maksimum Sıcaklık (K) | Maksimum Isı Salınımı (J/derece) | Toplam ısı salınımı (J) |
|---|---|---|---|---|
| k-zeta-f | 96,07 | 1945,56 | 56,38 | 1018,60 |
| k-epsilon | 96,60 | 1952,22 | 54,69 | 1015,32 |
| Deneysel [94, 95] | 95,85 | - | 56,8 | 1013,28 |

Motor performansı ve emisyon değerlerini içeren Çizelge 7.13'e bakıldığında, her iki modelin sonuçlarının birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir. k-zeta-f modelinin motor performansına ilişkin deneysel verilere [94, 95] olan yakınlığı %98 iken, k-epsilon modeli için bu yakınlık %99 dur. Emisyon değerlerine bakıldığında, CO ve $CO_2$ emisyonları için k-zeta-f modelinin deneysel verilere [94, 95] olan yakınlığı yaklaşık %94, k-epsilon modelininki ise %98'dir. $NO_x$ emisyonları açısından ise, k-epsilon modelinde fark %28,21 iken, k-zeta-f modelinde bu fark %33,49'a çıkmaktadır.

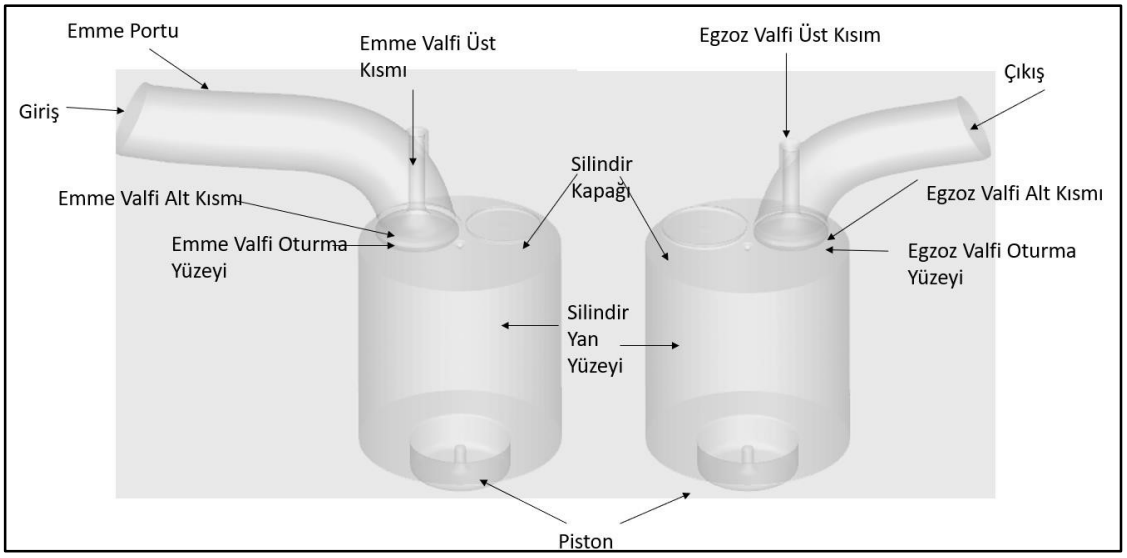
Çizelge 7.16. Motor performans değerlerinin ve emisyon değerlerinin farklı türbülans modelleri için deneysel verilerle [94, 95] karşılaştırılması

| Türbülans Modeli | Güç(kW) | Özgül yakıt tüketimi(öyt) (g/kWh) | NO (ppm) | CO (%) | $CO_2$(%) | Verim (%) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| k-zeta-f | 6,21 | 254,80 | 126,30 | 1,84 | 12,15 | 32,97 |
| k-epsilon | 6,14 | 257,71 | 117,01 | 1,95 | 12,02 | 32,60 |
| Deneysel [94, 95] | 6,15 | 258,53 | 84 | 1,95 | 11,8 | 32,31 |

Sayısal verilerin deneysel veriler [94, 95] ile karşılaştırılması sonucunda, k-epsilon türbülans modelinin hem motor performans hem de emisyon değerlerinde deneysel verilere [94, 95] daha yakın sonuçlar verdiği belirlenmiştir. Bu nedenle, türbülans modeli olarak k-epsilon türbülans modeli kullanılmasına karar verilmiştir.

## 7.4. Tam Çevrim Sonuçları

Kapalı çevrim için doğrulama çalışmalarının yanı sıra uygun ağ yapısı, zaman adımı, türbülans modeli incelemeleri tamamlandıktan sonra, tam çevrim çalışmalarına geçilmiştir. Bu aşamada, tam bir çevrim (720 KA) süresince 134 KA ile 854 KA aralığında analizler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, literatürdeki deneysel veriler [94, 95] ile karşılaştırılmıştır. Üç boyutlu analiz çalışmaları için ilk değerler ve sınır şartları, AVL Boost'tan elde edilen verilere dayanarak tanımlanmıştır. Bu analiz çalışmaları 1800 rpm motor hızı için gerçekleştirilmiştir. Tam çevrim akış hacmi ve geometri tanımlamaları, Şekil 7.27 ve Çizelge 7.17'de gösterilmiştir.




Şekil 7.27. Tam çevrim akış hacmi ve sınır koşulları tanımlamaları

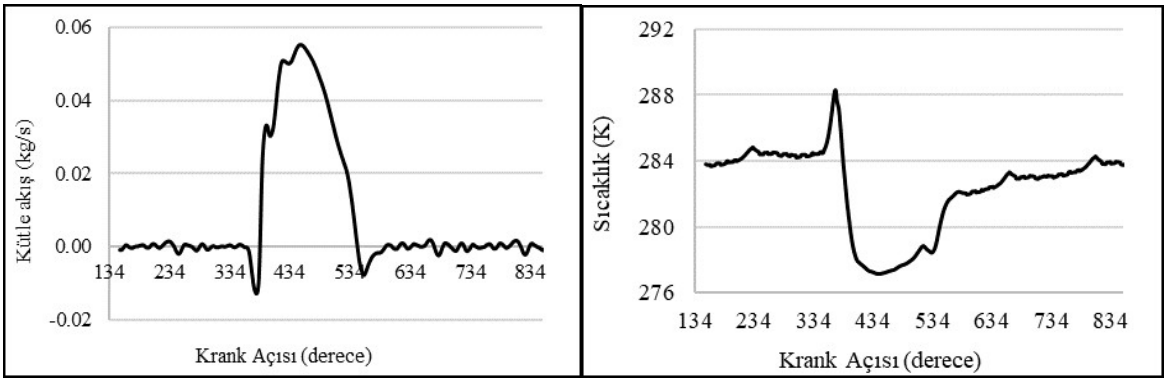
Çizelge 7.17. Tam geometri fiziksel tanımları

| Geometri | Fiziksel Tanımı |
|---|---|
| Piston | Hareketli piston geometrisini ifade eder. |
| Silindir Yan Yüzeyi | Silindir geometrisi dikey çevresi, silindir yan yüzeyini ifade eder. |
| Silindir Kapağı | Silindir kapağını ifade eder. |
| Enjektör | Silindir kapağı üzerinde enjektör konumunu ifade etmektedir. |
| Emme Valfi Üst Kısmı | Emme valfi alt kısmı yüzeyini ifade eder. Supap açılma profiline göre hareket etmektedir. |
| Emme Valfi Alt Kısmı | Emme valfi alt kısmı yüzeyini ifade eder. Supap açılma profiline göre hareket etmektedir. |
| Egzoz Valfi Üst Kısmı | Egzoz valfi alt kısmı yüzeyini ifade eder. Supap açılma profiline göre hareket etmektedir. |
| Egzoz Valfi Alt Kısmı | Egzoz valfi alt kısmı yüzeyini ifade eder. Supap açılma profiline göre hareket etmektedir. |
| Emme Valfi Oturma Yüzeyi | Emme valfi oturma yüzeyini ifade eder. |
| Egzoz Valfi Oturma Yüzeyi | Egzoz valfi oturma yüzeyini ifade eder. |
| Giriş | Giriş havasının bileşenlerinin, basınç, sıcaklık ve türbülans özelliklerinin tanımlandığı yeri ifade etmektedir. |
| Çıkış | Egzoz gazlarının basınç, sıcaklık ve türbülans özelliklerinin tanımlandığı yeri ifade etmektedir. |
| Emme Portu | Emme stroğu süresince emme havası tanımlanmış bu porttan silindir içerisine girer. |
| Egzoz Portu | Egzoz stroğu süresince egzoz gazları tanımlanmış bu porttan egzoz çıkışına doğru hareket eder. |

Tam çevrim için tanımlanan sınır şartları Çizelge 7.18'de verilmiştir. Tanımlanan geometriler için sınır şartları belirlenmiş ve giriş için kütle akış hızı ve sıcaklık profili tanımlanmıştır. Şekil 7.28'de, tam çevrim için tanımlanan girişe ait sıcaklık ve kütle akış hızı profilleri gösterilmiştir.

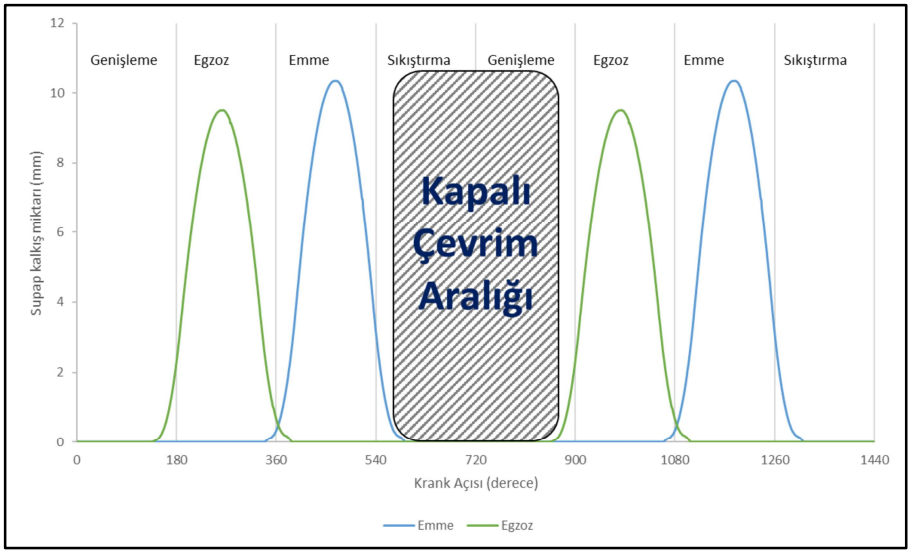
Çizelge 7.18. Tam çevrim için sınır şartları

| Tanım | Sınır Şartları | |
|---|---|---|
| Piston | Duvar | 443,15 K |
| | Isı kapasitesi faktörü | 1 |
| Silindir Yan Yüzeyi | Duvar | 373,15 K |
| Silindir Kapağı | Duvar | 423,15 K |
| Enjektör | Duvar | 434,15 K |
| Emme Valfi Üst Kısmı | Mesh hareketi | |
| | Duvar | 343,15 K |
| Emme Valfi Alt Kısmı | Mesh hareketi | |
| | Duvar | 343,15 K |
| Egzoz Valfi Üst Kısmı | Mesh hareketi | |
| | Duvar | 500,15 K |
| Egzoz Valfi Alt Kısmı | Mesh hareketi | |
| | Duvar | 450,15 K |
| Emme Valfi Oturma Yüzeyi | Duvar | 343,15 K |
| Egzoz Valfi Oturma Yüzeyi | Duvar | 450,15 K |
| Giriş | Giriş | |
| | Türbülans kinetik enerji | 1 $m^2/s^2$ |
| | Türbülans uzunluk ölçeği | 2 mm |
| Çıkış | Çıkış | |
| | Basınç | 1,1 bar |
| Emme Portu | Duvar | 343,15 K |
| Egzoz Portu | Duvar | 450,15 K |




Şekil 7.28. Tam çevrim giriş sıcaklık ve kütle akış hızı profilleri

Emme ve egzoz supap profilleri Şekil 7.29'da gösterilmiştir. Tam çevrime ait enjektör bilgileri ise Çizelge 7.19'de verilmiştir. Şekil 7.29'da 0-1440 KA aralığında iki çevrim gösterilmektedir. Kapalı çevrim için belirlenen (592-854 KA) aralık gösterilmiştir. Tam çevrim aralığı ise daha önce belirtildiği gibi 134-854 KA aralığındadır. Tam çevrim için simülasyon çalışması egzoz stroku ile, egzoz valfinin açılması ve ilk çevrim sonucu oluşan egzoz gazlarının silindir dışarısına atılması ile başlar. 854 KA egzoz valfi yeninden açıldığında (720 KA sonrasında) simülasyon son bulur.




Şekil 7.29. Emme ve egzoz supap profilleri

Çizelge 7.19. Tam ve kapalı çevrim için enjektör bilgileri

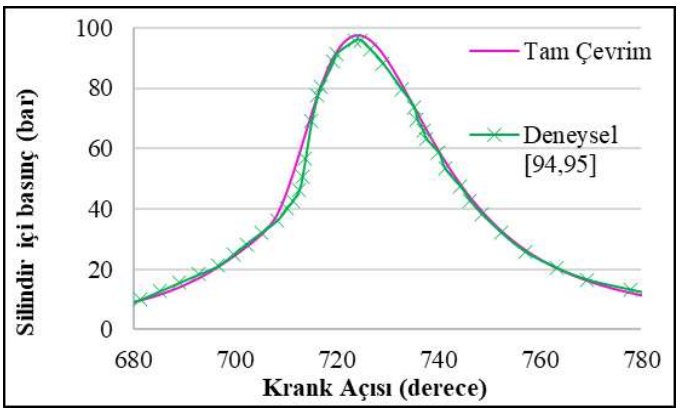
| | |
|---|---|
| Enjektör Tipi | Dizel |
| Yakıt Tipi | Dizel |
| Enjektör delik sayısı | 4 |
| Konik Açı | 126 derece |
| Çevresel delik dağılımı | 90 derece |
| Enjeksiyon başlangıcı | 693 |
| Enjeksiyon Süresi | 29,19 KA |
| Yakıt sıcaklığı | 20 °C |
| Sürüklenme Kanunu | Schiller Naumann |
| Buharlaşma Modeli | Abramzon Sirignano |
| Duvar Etkileşimi Modeli | Walljet 1 |
| Parçalanma Modeli | Wave-Tab |
| Wave Model Sabitleri | |
| Kararlı damlacık yarıçapını ayarlamak için sabit | 0,61 |
| Parçalanma uzunluk parametresi | 12 |
| Alt damlacık sayısı ayarlaması için sabit | 0,1 |
| Alt damlacık kütlesi ayarlaması için sabit | 0,1 |

Çizelge 7.20 ‘de tam çevrim için başlangıç şartları sunulmuştur. Tam çevrim için belirlenen başlangıç şartları tanımlanırken AVL Boost’tan elde edilen değerler kullanılmıştır.

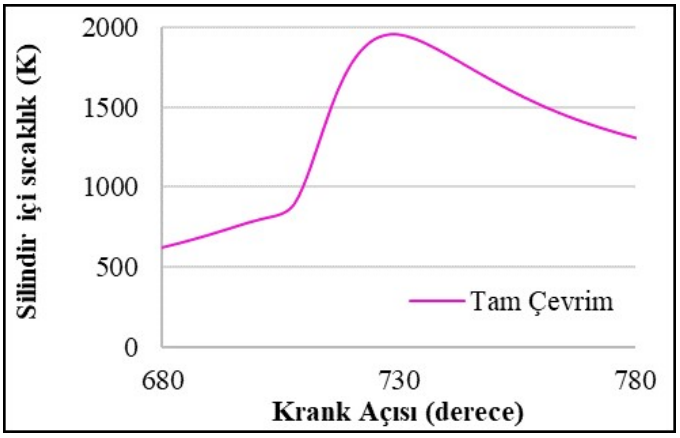
Çizelge 7.20. Tam çevrim başlangıç şartları

| Silindir Başlangıç Şartları | |
|---|---|
| Basınç | 3,9 bar |
| Girdap(swirl) ya da Döngü(tumble) | 0 |
| Türbülans kinetik enerji | 20 $m^2/s^2$ |
| Türbülans uzunluk ölçeği | 5 mm |
| Sıcaklık | 1200 K |
| Eşdeğerlik oranı | 0 |
| Art Gaz Oranı | 1 |
| Emme Portu Başlangıç Şartları | |
| Basınç | 0,96 bar |
| Türbülans kinetik enerji | 20 $m^2/s^2$ |
| Türbülans uzunluk ölçeği | 2mm |
| Sıcaklık | 298 K |
| Eşdeğerlik oranı | 0 |
| EGR | 0 |
| Egzoz Portu Başlangıç Şartları | |
| Basınç | 1,1 bar |
| Türbülans kinetik enerji | 20 $m^2/s^2$ |
| Türbülans uzunluk ölçeği | 2 mm |
| Sıcaklık | 815 K |
| Eşdeğerlik oranı | 0 |
| Art Gaz Oranı | 1 |
| Emme Valfi Bölgesi Başlangıç Şartları | |
| Basınç | 0,96 bar |
| Türbülans kinetik enerji | 10 $m^2/s^2$ |
| Türbülans uzunluk ölçeği | 10 mm |
| Sıcaklık | 300 K |
| Eşdeğerlik oranı | 0 |
| EGR | 0 |
| Egzoz Valfi Bölgesi Başlangıç Şartları | |
| Basınç | 1,1 bar |
| Türbülans kinetik enerji | 10 $m^2/s^2$ |
| Türbülans uzunluk ölçeği | 10 mm |
| Sıcaklık | 815 K |
| Eşdeğerlik oranı | 0 |
| Art Gaz Oranı | 1 |

Tam çevrim için silindir içi basınç grafiği Şekil 7.30'da gösterilmiştir. Tam çevrimde elde edilen maksimum basıncın deneysel [94, 95] basınç değerinden %1,62 daha fazla olduğu görülmektedir. Hem tam çevrim hem de deneysel [94, 95] verilerde maksimum silindir içi basınç değerinin 724 KA'da olduğu ve tam çevrim silindir içi basınç profilinin deneysel verilerle [94, 95] ile uyumlu olduğu tespit edilebilir.



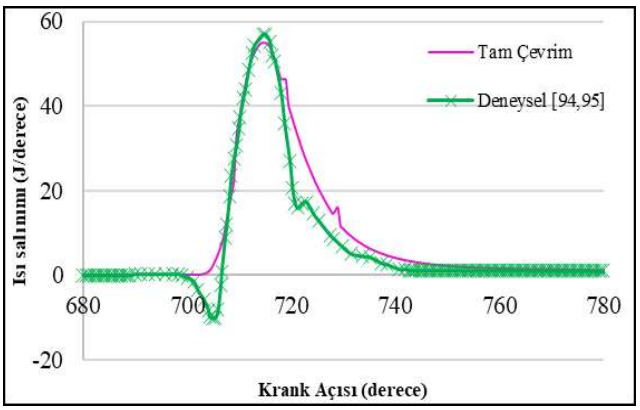

Şekil 7.30. Silindir içi basınç değerleri, tam çevrim için karşılaştırma




Şekil 7.31. Tam çevrim silindir içi sıcaklık değerleri

Şekil 7.32'de verilen deneysel [94, 95] ve tam çevrim ısı salınım eğrileri incelendiğinde, farkın %3,47 olduğu ve her iki eğrinin de maksimum ısı salınım değerine 725 KA'da ulaştığı görülmektedir. Bu, sayısal modelin deneysel koşullara büyük oranda yakınsadığını ve doğruluk açısından iyi bir uyum sağladığını göstermektedir. Sowane ve diğerlerinin gerçekleştirdiği sayısal çalışmada, sayısal analiz programlarının genellikle başlangıç koşullarını idealize ettiğini ve geçici ısıl dalgalanmalar gibi çevresel etkileri göz ardı ettiğini vurgulamışlardır [125]. Bu durum, deneysel eğride gözlenen negatif ısı salınım değerlerinin sayısal model sonuçlarında görülmemesinin temel nedenlerinden biri olarak öne

çıkmaktadır. Sonuç olarak, sayısal eğrinin deneysel verilerle büyük ölçüde örtüşmesi, modelin doğrulama açısından yeterli olduğunu göstermektedir. Nguyen ve Kempf'in içten yanmalı motorlar üzerine gerçekleştirdikleri çalışmada, sayısal modellerde ısı transferinin eksik modellenmesinin, ısı salınım eğrilerinde bu tür bir ayrışmaya neden olabileceği belirtilmiştir [126]. Sowane ve diğerlerinin [125] bulgularıyla uyumlu olarak, sayısal modelin çevresel etkileri tam olarak yansıtamaması bu farklılaşmayı açıklamaktadır. Sayısal modelin genel eğilimleri doğru yansıtması, modelin doğrulama kriterlerine uygun olduğunu ve motor yanma süreçlerinin temel özelliklerini başarılı bir şekilde simüle ettiğini ortaya koymaktadır.




Şekil 7.32. Isı salınım değerleri, tam çevrim için karşılaştırma

Tam çevrim silindir içi yanma değerleri Çizelge 7.21'de sunulmuştur. Çizelge 7.22'te ise tam çevrim, motor performans değerlerinin ve emisyon değerlerinin deneysel verilerle [94, 95] karşılaştırılması yer almaktadır. Elde edilen sonuçlara göre, deneysel güç ile tam çevrim sonuçları arasında farkın %0,80, özgül yakıt tüketimi için %5,95, verim için ise %5,62 olduğu görülmektedir. Emisyon sonuçları karşılaştırıldığında, $NO_x$ emisyonlarında farkın %41,55, CO'in %8,87 ve $CO_2$ için ise %1,72 olduğu belirlenmiştir. Tam çevrim sonuçları değerlendirildiğinde, silindir içi yanma değerlerinin %96 oranında, motor performans değerlerinin ise %94 oranında, CO ve $CO_2$ emisyon değerlerinin %92 oranında deneysel veriler [94, 95] ile uyumlu olduğu görülmektedir. $NO_x$ emisyonunda ise bu oran %58 dir.

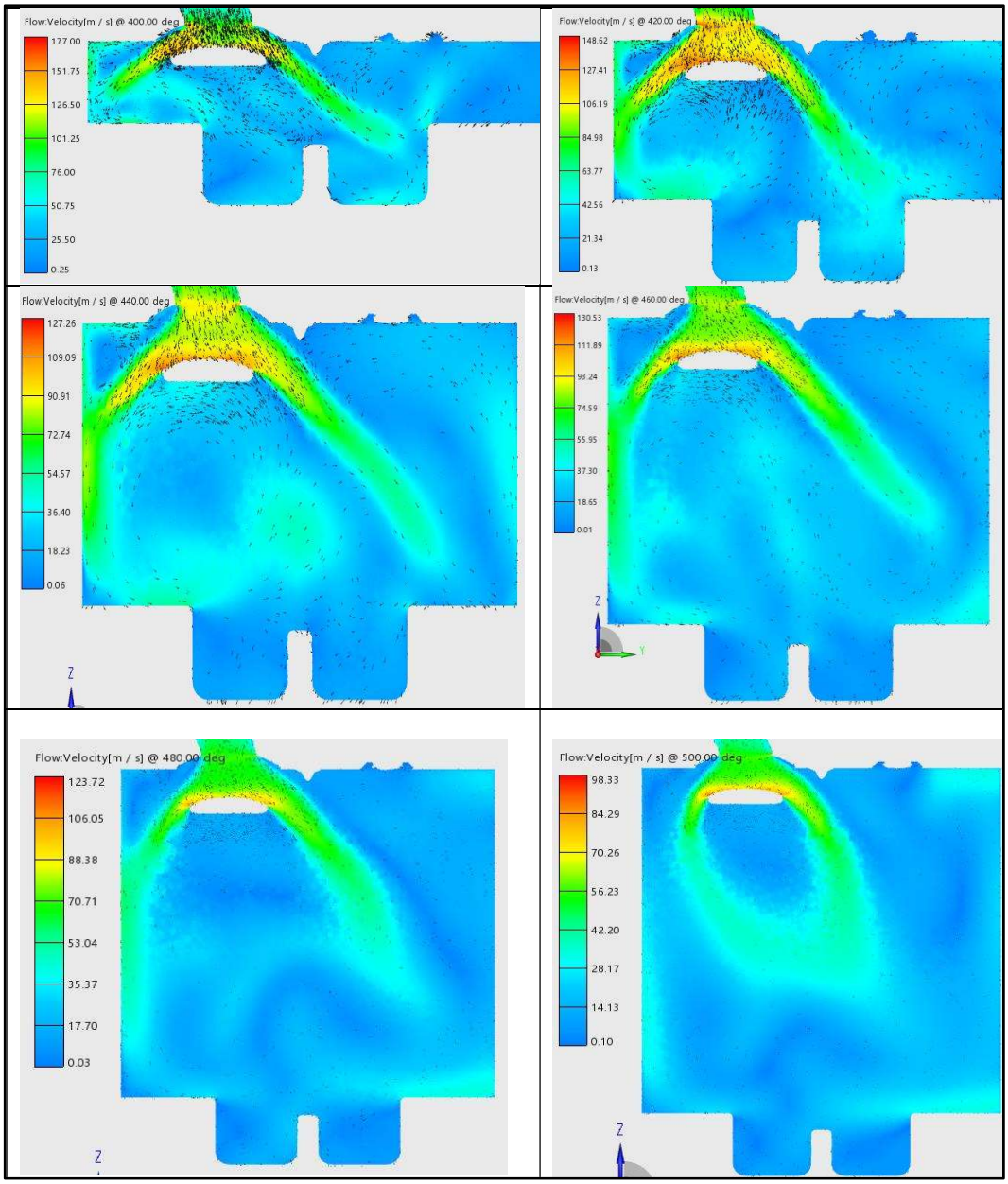
Çizelge 7.21. Tam çevrim silindir içi yanma değerleri

| Eleman Sayısı @720 KA | Ortalama Maksimum Basınç (bar) | Ortalama Maksimum Sıcaklık (K) | Maksimum Isı Salınımı (J/derece) | Toplam ısı salınımı (J) |
|---|---|---|---|---|
| 238800(Orta) (Kaba Ağ Yapısının 2,19 katı) | 97,43 | 1954,02 | 54,89 | 986,83 |
| Deneysel [94, 95] | 95,85 | - | 56,8 | 1013,28 |

Çizelge 7.22. Tam çevrim, motor performans değerlerinin ve emisyon değerlerinin deneysel verilerle karşılaştırılması

| Eleman Sayısı @720 KA | Güç(kW) | Özgül yakıt Tüketimi(öyt) (g/kWh) | NO (ppm) | CO (%) | $CO_2$(%) | Verim (%) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 238800(Orta) (Kaba Ağ Yapısının 2,19 katı) | 6,20 | 274,91 | 143,73 | 2,14 | 11,60 | 30,59 |
| Deneysel [94, 95] | 6,15 | 258,53 | 84 | 1,95 | 11,8 | 32,31 |

Emme süresince, farklı supap açıklığı krank açıları için, emme manifoldundan silindir içine giren havanın akış hareketi, hız konturları ve hız vektörlerinin dikey kesit görüntüleri Şekil 7.33 da gösterilmiştir. Silindir içerisinde dikey eksende oluşan döngü(tumble) hareketi, özellikle emme supabı altındaki vektörlerde açıkça görülmektedir. Şekilde verilen hız konturları her bir krank açısı ayrı ayrı oluşturulmuştur. 400-500 krank açısı aralığında maksimum hızın 400 KA'sında ve 177 m/s olduğu görülmüştür. Hızın, emme supabının açılma krank açısına yakın zaman diliminde en yüksek değerine ulaştığı tespit edilmiştir.

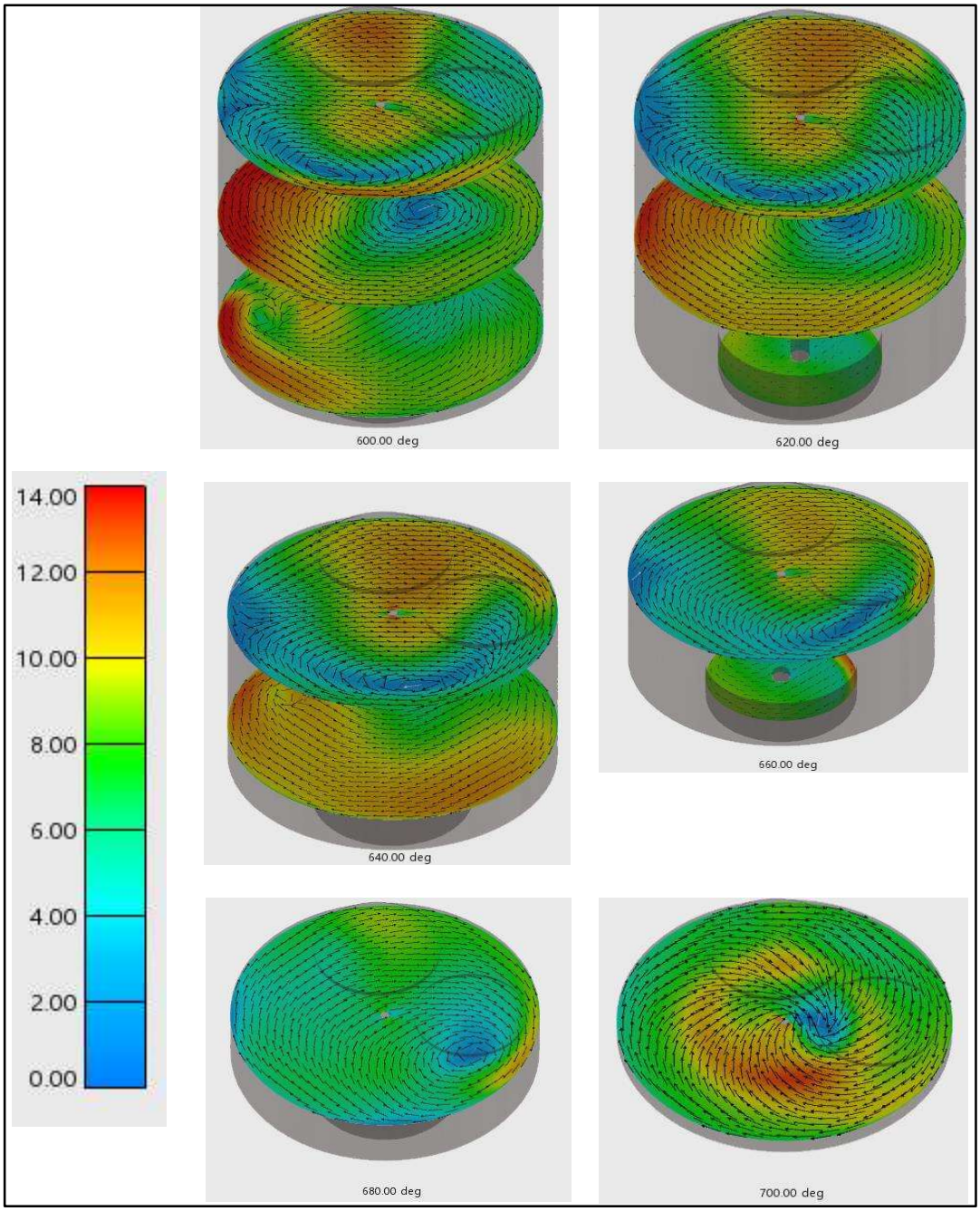



Şekil 7.33. Emme süresince silindir içi hava hareketinin dikey kesit görüntüsü

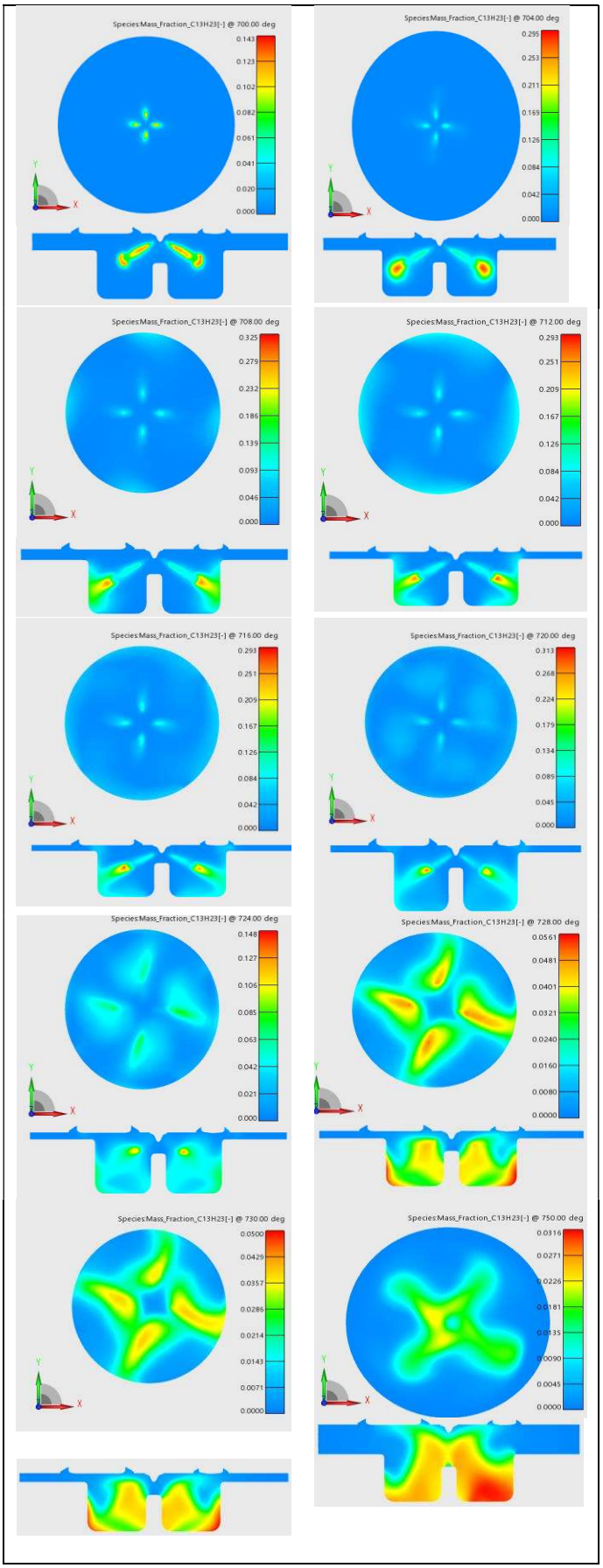
Girdap(swirl) hareketine etki eden, yatay eksendeki hız konturları ve vektörleri, farklı krank açıları için Şekil 7.34'te sunulmuştur. Hız konturları ve vektörleri 600-700 KA aralığında verilmiştir. Hız geçişlerinin daha anlaşılır şekilde gösterilebilmesi için hız konturları 14m/s ile sınırlandırılmıştır. Homojen hava-yakıt karışımının oluşumuna etki eden girdap(swirl) hareketi, hız vektörleri incelendiğinde açıkça görülmektedir.

Farklı krank açıları için dizel yakıtın silindir içi kütlesel dağılımı Şekil 7.35'te sunulmuştur. Dizel yakıt, $C_{13}H_{23}$ kimyasal formülü ile tanımlanmıştır. Dizel enjeksiyon zamanı 693 KA'da ve tek kademe olarak, toplamda 29,19 KA süresince gerçekleştirilmiştir. Enjeksiyon

başlangıcında enjektör yakınında bulunan yakıtın, enjektörden uzaklaşarak piston çanağına yayıldığı ve enjeksiyonun bitmesi ile kütle oranının azaldığı gözlemlenmiştir. Piston yüzeyine yayılan yakıtın bir kısmı yanarken, bir kısmı yüzeylere tutunarak ani soğuma sonucunda emisyon olarak dışarı atılmaktadır.

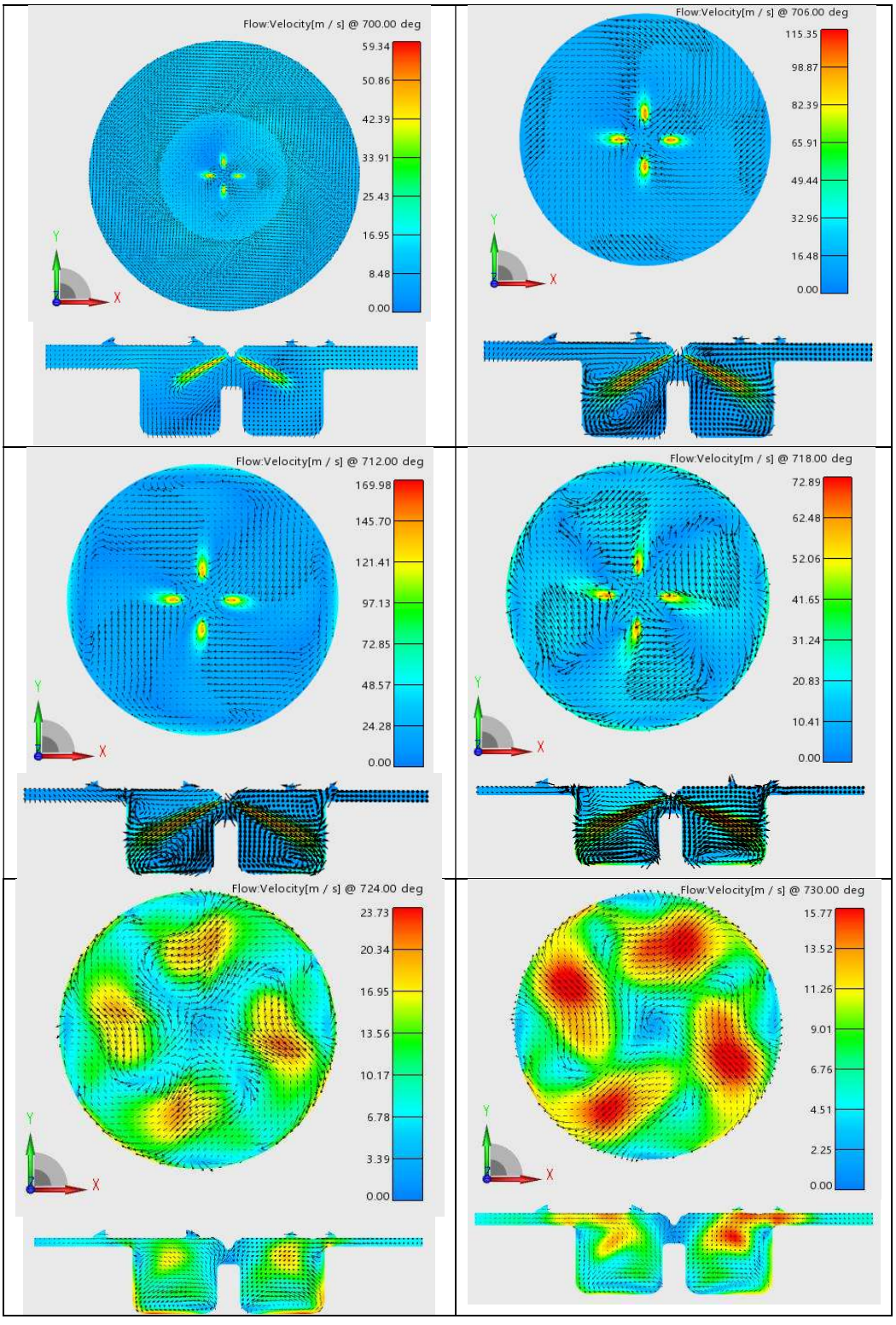



Şekil 7.34. Sıkıştırma zamanı boyunca silindir içi hava hareketinin yatay kesit görüntüsü



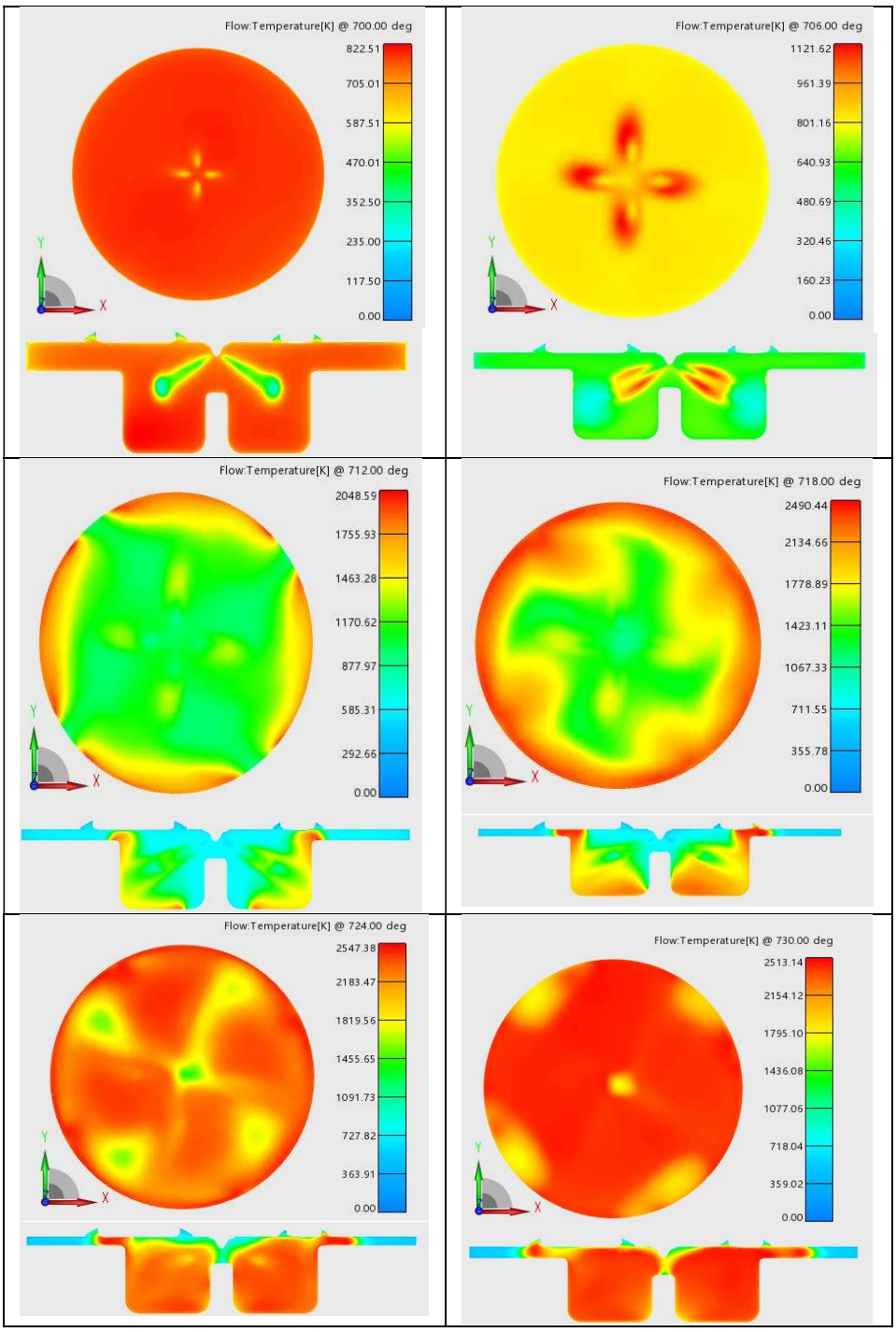

Şekil 7.35. Farklı krank açıları için dizel yakıtın ($C_{13}H_{23}$) silindir içi dağılımı

Hız konturları ve vektör dağılımları incelendiğinde, enjeksiyon süresince maksimum enjeksiyon hızının 169,98 m/s olduğu, enjeksiyon süresi sonunda ise maksimum hızın 72,89 m/s ‘ye düştüğü ve yerel döngü(tumble) hareketleri oluştuğu görülmektedir.




Şekil 7.36. Farklı krank açıları için silindir içi hava hareketinin dağılımı ve hız konturları

Şekil 7.37'de farklı krank açıları için silindir içi sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde, silindir içi maksimum sıcaklığın 724 KMA'da 2547,38 K olduğu anlaşılmaktadır. Silindir içi sıcaklık dağılım konturları incelendiğinde, sıcaklık dağılımının hemen hemen simetrik ve homojen olduğu görülmektedir.




Şekil 7.37. Farklı krank açıları için silindir içi sıcaklık dağılımı

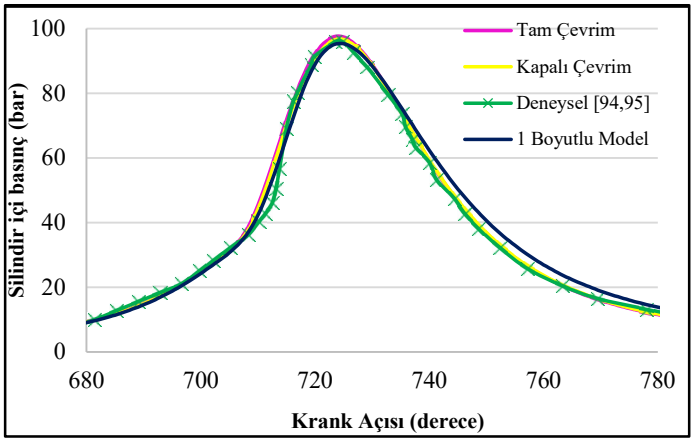
Tam çevrim sonuçları bu bölümde sunulmuştur. Tam çevrim için toplam çözüm süresi ise 15 saat 37 dakika olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 7.23. Tam çevrim, eleman sayısına bağlı çözüm süreleri

| Eleman sayısı- ÜÖN@720 KMA | Süre |
|---|---|
| 238800(Orta)(2,19k) | 15 saat 37 dakika (937 dk) |

## 7.5. Model Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

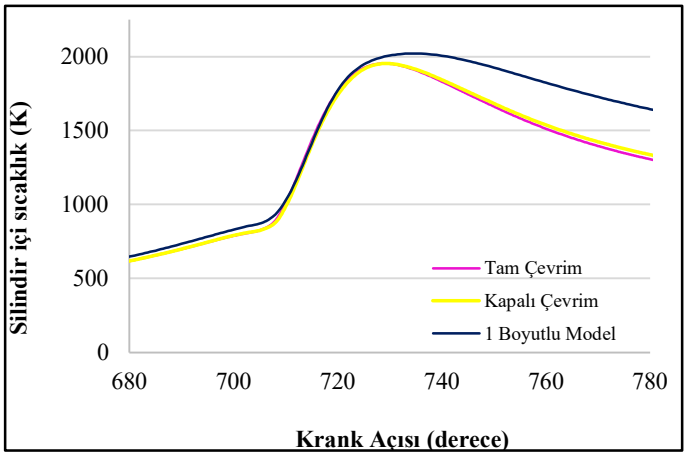
Dizel yanma doğrulama çalışmalarının tamamlanmasının ardından, bir boyutlu model, kapalı çevrim ve tam çevrim model sonuçları deneysel sonuçlarla [94, 95] karşılaştırılmış ve bu bölümde sunulmuştur. Şekil 7.38' de silindir içi basınç profilleri yer almaktadır. Kapalı çevrim ve tam çevrime ait silindir içi basınç profilinin hem sıkıştırma hem de genişleme stroğunda deneysel profil [94, 95] ile uyumlu olduğu görülmektedir. Bir boyutlu modelin silindir içi basınç profili incelendiğinde, genişleme stroğuna kıyasla sıkıştırma stroğunda deneysel profile [94, 95] daha uyumlu olduğu tespit edilmektedir. Her bir modelin maksimum silindir içi basınç değerleri ve krank açıları incelendiğinde, bir boyutlu model, tam çevrim ve deneysel [94, 95] verilerde maksimum silindir içi basınç değerinin 724 KA'da, üç boyutlu kapalı çevrimde ise 724,5 KA 'da olduğu belirlenebilir. Ayrıca, bir boyutlu model, kapalı çevrim ve tam çevrim için maksimum silindir içi basınç değeri ile deneysel değer [94, 95] arasındaki fark sırasıyla %0,46, %0,77, %1,62 olmuştur.




Şekil 7.38. 1 boyutlu model, kapalı çevrim, tam çevrim ve deneysel [93,94] silindir içi ortalama basınç karşılaştırılması

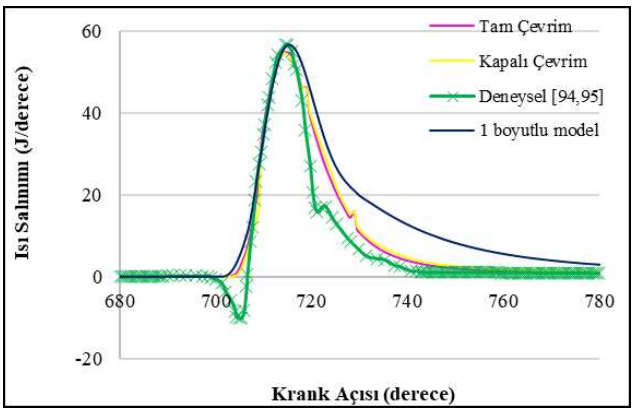
Silindir içi kütle ortalamalı sıcaklık verileri, bir boyutlu model, kapalı çevrim ve tam çevrim için Şekil 7.39'de sunulmuştur. Maksimum sıcaklık değerleri sırasıyla 2020,07 K, 1952,22

K, 1954,02 K ‘dir. Silindir içi ortalama sıcaklık, kapalı çevrim ve tam çevrim analizleri arasında % 99 oranında uyumluluk göstermektedir. Bir boyutlu model analizlerinde kullanılan yanma modeli nedeniyle silindir içi sıcaklık, üç boyutlu analizlere kıyasla daha yüksek hesaplanmıştır. Silindir içi sıcaklığın yüksek olmasına rağmen, bir boyutlu model analizlerinde $NO_x$ emisyonunun daha düşük olarak hesaplanması, emisyon kalibrasyon faktörü kullanılmasından kaynaklanmaktadır.




Şekil 7.39. 1 boyutlu model, kapalı çevrim ve tam çevrim için silindir içi ortalama sıcaklık karşılaştırılması

Şekil 7.40’ta sunulan ısı salınım grafikleri incelendiğinde, maksimum ısı salınım değerlerinin bir boyutlu model, kapalı çevrim, tam çevrim için deneysel [94, 95] değerden farklarının sırasıyla %0,21, %3,85, %3,47 olduğu belirlenmiştir. Maksimum ısı salınımı açısından bir boyutlu modelin deneysel sonuç [94, 95] ile olan farkı daha düşük olsa da, üç boyutlu model sonuçlarının bir boyutlu ısı salınım eğrisi ile kıyaslandığında, deneysel [94, 95] ısı salınım profili ile daha uyumlu olduğu görülmektedir.




Şekil 7.40. 1 boyutlu model, kapalı çevrim, tam çevrim için ısı salınım karşılaştırılması

Bir boyutlu model, kapalı çevrim ve tam çevrim için silindir içi yanma sonuçları karşılaştırıldığında, bir boyutlu model sonuçlarında açığa çıkan toplam ısı miktarının deneysel [94, 95] verilerdeki ısı miktarının üzerinde olduğu ve bu farkın %27 olduğu görülmektedir. Motor performans değerleri için verilen Çizelge 7.25'te bir boyutlu modelin güç, ÖYT, ve verim açısından deneysel değerlerle [94, 95] olan farkı sırasıyla %8,20, %6,09, %5,76'dır. Bu fark, kapalı çevrim için sırasıyla %0,16,%0,31,%0,88'dir. Tam çevrimde ise, %0,80,%5,95,%5,62dir. Emisyon değerleri incelendiğinde, bir boyutlu model, kapalı çevrim ve tam çevrim için $NO_x$ değerleri ile deneysel veriler [94, 95] arasındaki fark sırasıyla %0,59, %28,21,%41,55 olmuştur. Bir boyutlu modelde kullanılan kalibrasyon faktörü nedeniyle bu oran daha düşüktür. Tüm değerler birlikte değerlendirildiğinde, deneysel verilere [94, 95] en yakın sonuçların kapalı çevrimde elde edildiği tespit edilmiştir.

Çizelge 7.24. 1boyutlu, kapalı çevrim, tam çevrim için silindir içi yanma sonuçları karşılaştırılması

| | Ortalama Maksimum Basınç (bar) | Ortalama Maksimum Sıcaklık (K) | Maksimum Isı Salınımı (J/derece) | Toplam ısı salınımı (J) |
|---|---|---|---|---|
| 1 Boyutlu Model | 95,41 | 2020,07 | 56,68 | 1401,71 |
| Kapalı Çevrim | 96,6 | 1952,22 | 54,69 | 1015,32 |
| Tam Çevrim | 97,43 | 1954,02 | 54,89 | 986,83 |
| Deneysel [94, 95] | 95,85 | - | 56,8 | 1013,28 |

Çizelge 7.25. 1 boyutlu model, kapalı çevrim, tam çevrim için motor performans ve emisyon değerlerinin karşılaştırılması

| | Güç(kW) | özgül yakıt Tüketimi(öyt) (g/kWh) | NO (ppm) | CO (%) | CO2(%) | verim (%) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 Boyutlu Model | 6,7 | 275,3 | 84,5 | 1,95 | | 30,55 |
| Kapalı Çevrim | 6,14 | 257,71 | 117,01 | 1,95 | 12,02 | 32,6 |
| Tam Çevrim | 6,2 | 274,91 | 143,73 | 2,14 | 11,6 | 30,59 |
| Deneysel [94, 95] | 6,15 | 258,53 | 84 | 1,95 | 11,8 | 32,31 |

# 8. HCCI ANALİZLERİ

Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme (HCCI) yanma modellemesinde, bu yanma türünün karmaşık fiziksel ve kimyasal süreçleri içermesi nedeniyle 3 boyutlu simülasyonların tercih edilmiştir. HCCI yanması, yakıt ve havanın homojen bir karışımının sıkıştırma ile tutuşturulmasına dayanır, ancak yanma süreci, silindir içi sıcaklık, basınç ve türbülansın yerel değişimlerinden önemli ölçüde etkilenir. 1 boyutlu simülasyonlar, bu süreçlerin yalnızca ortalama etkilerini yakalayabilirken, 3 boyutlu simülasyonlar silindir içerisindeki türbülansın yanma kinetikleri üzerindeki yerel etkilerini, sıcaklık ve karışımın homojenliğini, ısı transferini ve sıkıştırma sırasında oluşan karmaşık türbülans yapılarını daha doğru bir şekilde modelleyebilir. Özellikle HCCI'nin başarısı, yerel sıcaklık ve karışım homojenliğine bağlı olduğundan, 3 boyutlu simülasyonlar bu parametrelerin hassas bir şekilde analiz edilmesine olanak tanımaktadır. Bu nedenle; HCCI yanma analizleri üç boyutlu olarak dizel yanmada doğrulanmış model kullanılarak gerçekleştirilmiş ve bu bölümde sunulmuştur. Çalışmanın amacı, HCCI motor çalışma aralığının belirlenmesi ve bu aralıkta performans parametrelerinin incelenmesidir. HCCI modelleme için gerçekleştirilen adımlar:

- Dizel yanmada kullanılan sınır ve başlangıç koşulları, HCCI modellemesinde korunmuştur. Mevcut art gaz oranı %0 EGR olarak kabul edilerek simülasyon modeli oluşturulmuştur. Ancak, hava-yakıt oranını temsil eden eşdeğerlik oranı, HCCI analizlerinde değişken bir parametre olarak modellenmiştir. Simülasyonlar emme valfi kapanışı (592 KA) ve egzoz valfi açılışı (854KA) aralığında gerçekleştirilmiştir.
- HCCI yanması, homojen bir hava-yakıt karışımının kendiliğinden tutuşması prensibine dayanır. Bu nedenle, dizel yanma modelinde kullanılan yakıt enjeksiyonu, HCCI modelinden çıkarılmıştır.
- HCCI yanma modellemesi için, indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizması kullanılmıştır. Bu çalışmada, Wang ve diğerleri [127] tarafından geliştirilen, 73 tür, 296 reaksiyondan oluşan kimyasal kinetik mekanizması kullanılmıştır.

Wang ve diğerleri [127] tarafından geliştirilen bu mekanizma, ölçülen tutuşma gecikmeleri, laminer alev hızları, ön karışımlı alev tür konsantrasyonları, jet karıştırıcı reaktör ve şok tüpü tür profilleri ve PRF(primary reference fuel-birincil referans yakıtı) yakıt HCCI ve PPCI (pre-mixed charge compression ıgnition- ön karışımlı dolgu sıkıştırma ateşlemesi)

yanması ve dizel/benzin doğrudan enjeksiyon sprey yanma verileri ile doğrulanmıştır [127]. PRF, izooktan ve n-heptan olmak üzere iki ana referans yakıtın karışımını ifade eder. PRF, bu iki bileşiğin belirli oranlarda karıştırılmasıyla elde edilen referans yakıtları ifade eder. Bu çalışmada, HCCI yanma için literatürde yaygın olarak [64, 68, 128–130]kullanılan n-heptan (n-$C_7H_{16}$) yakıtı tercih edilmiştir. RON sayısının sıfır olması, yani kolay tutuşabilir olması ve buharlaşma sıcaklığının düşük olması sebebiyle bu çalışmada n-heptan yakıt olarak kullanılmıştır.

Çizelge 8.1. n-heptanın kimyasal özellikleri [131]

| Özellik | n-Heptan |
|---|---|
| RON (Research Octane Number) | 0 |
| Kimyasal formül | $C_7H_{16}$ |
| Molar kütle [g/mol] | 100,21 |
| Yoğunluk [kg/m³, 15,4 °C'de] | 695 |
| Kaynama noktası [K] | 371 |
| Alt ısıl değer [kJ/kg] | 44566 |

HCCI yanma için gerçekleştirilen ilk analizler için belirlenen eşdeğerlik oranları, literatürde yer alan çalışmalar referans alınarak belirlenmiştir. Literatürde yüksek sıkıştırma oranlı HCCI motorlarında n-heptan için ideal eşdeğerlik oranının 0,2 ile 0,4 arasında olduğu [132]. ve 17 sıkıştırma oranlı bir motorun n-heptan yakıtı HCCI yanma için çalışma aralığı 0,18-0,3 eşdeğerlik oranı olarak belirlenmiş [44].Bu çalışmada başlangıçta kullanılan eşdeğerlik oranı aralıkları, literatürde yüksek sıkıştırma oranlı HCCI motorları için önerilen ideal değerler doğrultusunda seçilmiştir. Özellikle n-heptan yakıtı için, sıkıştırma oranı 17 olan motorlar üzerinde yapılan çalışmaların referans alınmasıyla, gerçekleştirilecek ilk HCCI analizleri için uygun eşdeğerlik oranları 0,18 ile 0,4 olarak belirlenmiştir [132] [44].

Vuruntu sınır değer belirlenmesi

HCCI motorlarda, nispeten zengin karışım koşullarında düşük hava-yakıt oranı nedeniyle vuruntu sorunu ortaya çıkmaktadır. Literatürde yer alan HCCI çalışmalarında, vuruntu için belirlenen maksimum basınç artış oranı($dP/d\theta$) değeri 10 bar/KA'dır [44, 133, 134]. Bu çalışmada da vuruntu sınır değeri için maksimum basınç artış oranı 10 bar /KA olarak kabul edilmiştir. Vuruntu sınırları, maksimum basınç artış oranı kontrolü ile belirlenmiş; bu sınırlar çalışma aralığının güvenli bölgesini tanımlamıştır.

Tekleme (yanmama) sınır değer belirlenmesi

Yüksek eşdeğerlik oranları vuruntuya neden olurken, düşük eşdeğerlik oranları tekleme riskini artırmıştır. Literatürde yer alan çalışmalarda belirtildiği üzere, tekleme koşullarında maksimum silindir içi basınç, motor maksimum sıkıştırma basıncı değerine yakın bir değerdedirler [135, 136]. Mevcut sıkıştırma oranı için, Kavruk [111] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada ölçülen ilgili motorun sıkıştırma basıncı değeri (Pc=45,59 bar) referans alınmış ve bu değerin yaklaşık % 45 üzerinde, yani 65 bar, tekleme kontrolü için sınır değer olarak belirlenmiştir. Maksimum silindir içi basınç değerinin belirlenen tekleme sınır değerinin altında kalması durumunda, HCCI motorunda tekleme durumunun söz konusu olacağı öngörülmüştür. Tekleme sınırının altında kalan silindir içi basınç profilleri ve ısı salınım profilleri incelendiğinde, silindir içi basınç profilinin sıkıştırma basınç profili ile benzerlik gösterdiği, iki aşamalı ısı salınımında ise yüksek sıcaklık rejimindeki maksimum ısı salınımının, düşük sıcaklık rejimindeki maksimum ısı salınımının altında kaldığı tespit edilmiştir.

## 8.1. Yakıt Eşdeğerlik Oranının HCCI Yanmaya Etkisi ve Çalışma Aralığının Belirlenmesi

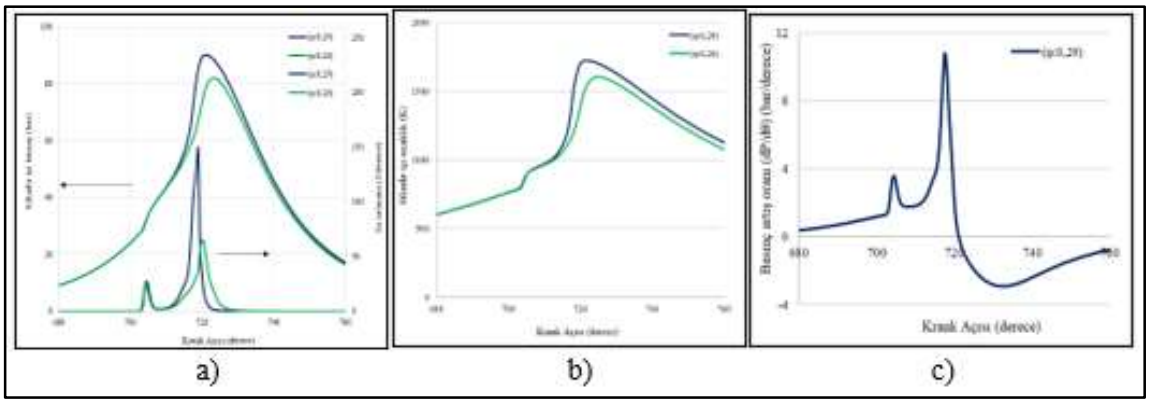
Yakıt eşdeğerlik oranının HCCI yanmaya etkisi ve çalışma aralığının belirlenmesi için gerçekleştirilen analiz çalışmaları motorun maksimum tork ürettiği 1800 rpm motor devrinde analizler yapılmıştır. Motor devri 1800 rpm iken, n-heptan yakıtı kullanılarak HCCI yanma modu için en uygun çalışma aralığı belirlenmiştir. Çalışma aralığının belirlenmesi için gerçekleştirilen analizlerde ilk olarak vuruntu ve tekleme(yanmama) sınır değerleri belirlenmiştir. Çizelge 8.2'de eşdeğerlik oranının HCCI yanmasına etkisini incelemek için yapılan simülasyon parametreleri yer almaktadır.

Çizelge 8.2. Eşdeğerlik oranının HCCI yanmasına etkisinin incelendiği simülasyon parametreleri

| | |
|---|---|
| Motor Hızı | 1800 rpm |
| Yakıt Tipi | n-heptan |
| Emme havası giriş sıcaklığı | $20^0$C |
| Sıkıştırma Oranı | 17,5 |
| Emme Supabı Açılma Açısı | 592 |
| Egzoz Supabı Kapanma Açısı | 854 |
| Eşdeğerlik Oranı ($\varphi$) | 0,22-0,29 |

Vuruntu sınır değerinin belirlenmesi

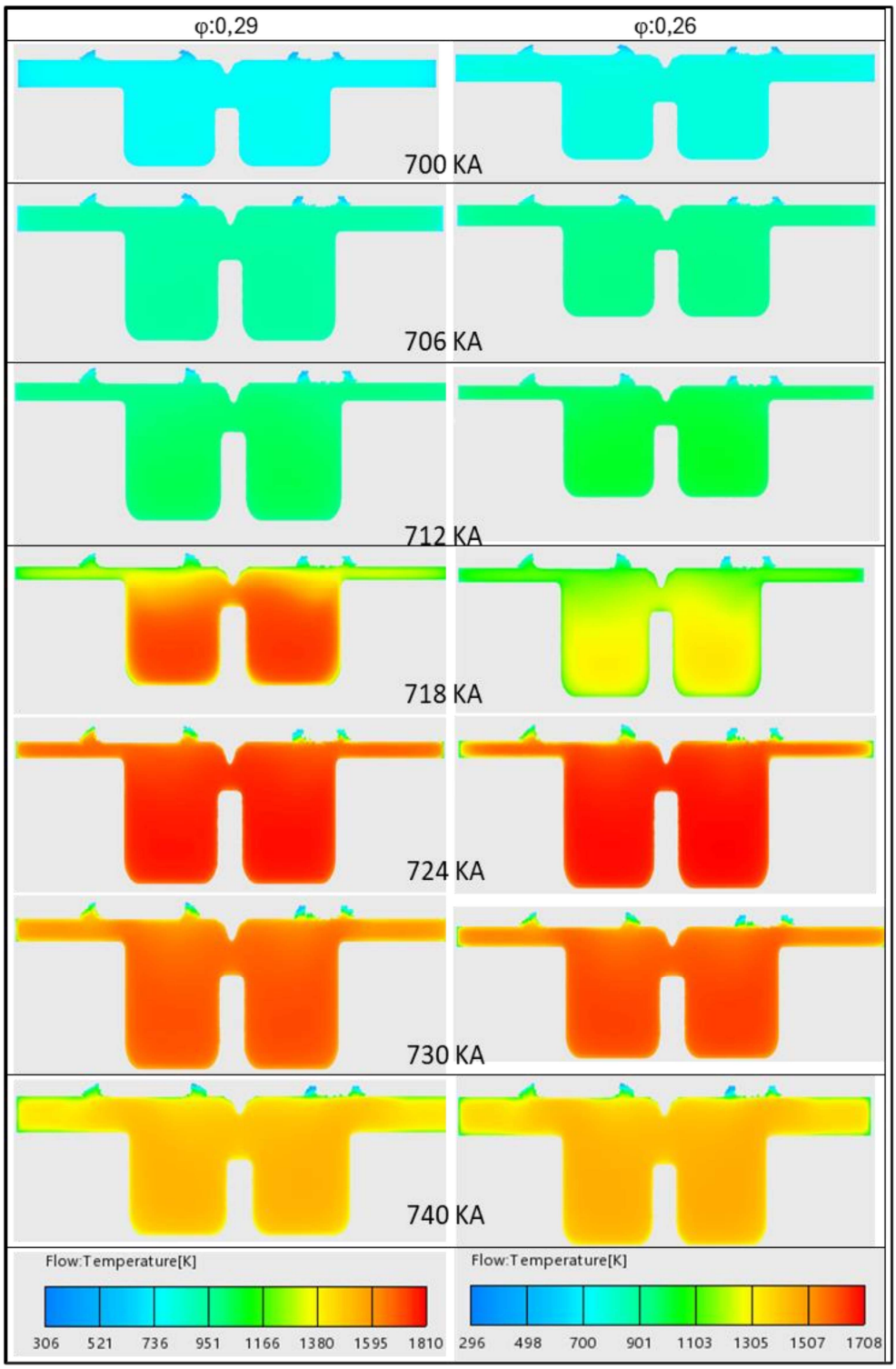
Çalışma aralığı belirlenirken, vuruntu ve tekleme sınır değerleri dikkate alınmıştır. Bu kapsamda, vuruntu sınır değeri belirlenirken basınç artış oranları incelenmiştir. Şekil 8.1'de vuruntu sınırında ($\varphi$ :0,29) ve çalışma aralığında ($\varphi$ :0,26) HCCI yanma sürecine ait silindir içi basınç, ısı salınımı ve silindir içi sıcaklık grafikleri sunulmuştur. Ayrıca, vuruntu sınırını belirleyen önemli bir parametre olan basınç artış oranı, eşdeğerlik oranı 0,29 için grafikte gösterilmiştir. Şekil 8.1(c)'de görüldüğü üzere, maksimum basınç artış oranı 10,78 bar/KA olarak tespit edilmiştir. Bu değer, vuruntu sınırının üzerinde olduğundan, ilgili eşdeğerlik oranı ve daha yüksek oranlar vuruntu problemi nedeniyle çalışma aralığı dışında bırakılmıştır. Hou ve diğerlerinin HCCI yanma sürecinde vuruntu üzerine yaptığı çalışmada, silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı salınım oranının vuruntu durumunda ani bir yükseliş ve güçlü dalgalanmalar sergilediği ifade edilmiştir [132]. Şekil 8.1 (a)'da 0,29 ve 0,26 eşdeğerlik oranları için silindir içi basınç ve ısı salınım grafiği sunulmuştur. İlgili grafik incelendiğinde, 0,29 eşdeğerlik oranı için, basınç değişiminin daha ani ve yüksek seviyelerde gerçekleştiği ve ısı salınımında da ani bir yükselişin mevcut olduğu gözlemlenmektedir. Bu bulgu, 0,29 eşdeğerlik oranında yanmanın kontrolsüz bir şekilde gerçekleştiğini ve vuruntu riskini artırdığını ortaya koymaktadır.




Şekil 8.1. Vuruntu sınır değeri (φ: 0,29) için a) silindir içi basınç ve ısı salınımı b) silindir içi sıcaklık c) basınç artış oranı

Bu değerlendirmelere ek olarak, Şekil 8.2'de sunulan sıcaklık dağılımları da vuruntu potansiyelini destekler nitelikte olup HCCI yanma sürecinin değerlendirilmesinde önemli katkı sağlamaktadır. 0,26 ve 0,29 eşdeğerlik oranlarında, 700 ile 712 krank açısı aralığında sıcaklık artışlarının paralel seyrettiği gözlemlenmiştir. Ancak, 718 krank açısında sıcaklık dağılımında belirgin bir farklılık ortaya çıkmıştır. 0,29 eşdeğerlik oranında maksimum

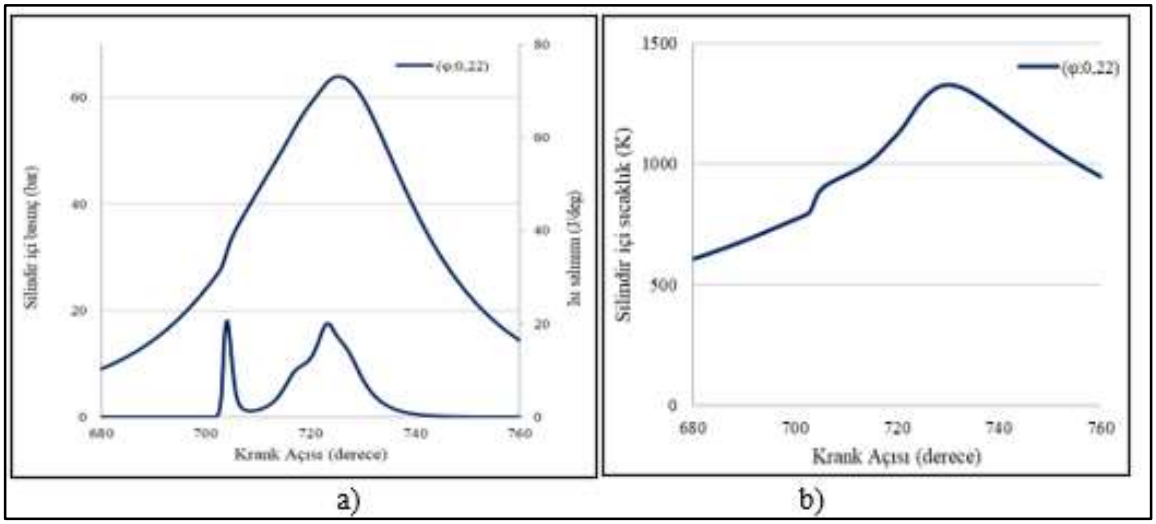
sıcaklık değeri 1750 K'ye ulaşırken, 0,26 eşdeğerlik oranında bu değer 1342 K'de kalmıştır. Bu sonuçlar, yüksek eşdeğerlik oranlarının vuruntu riskinin artırdığını ve HCCI yanma sürecinde sıcaklık kontrolünün kritik öneme sahip olduğunu göstermektedir. Bu bulgular, basınç artış oranı kontrolünde olduğu gibi vuruntu riskine işaret etmektedir.




Şekil 8.2. 0,29 ve 0,26 eşdeğerlik oranı için sıcaklık dağılımı

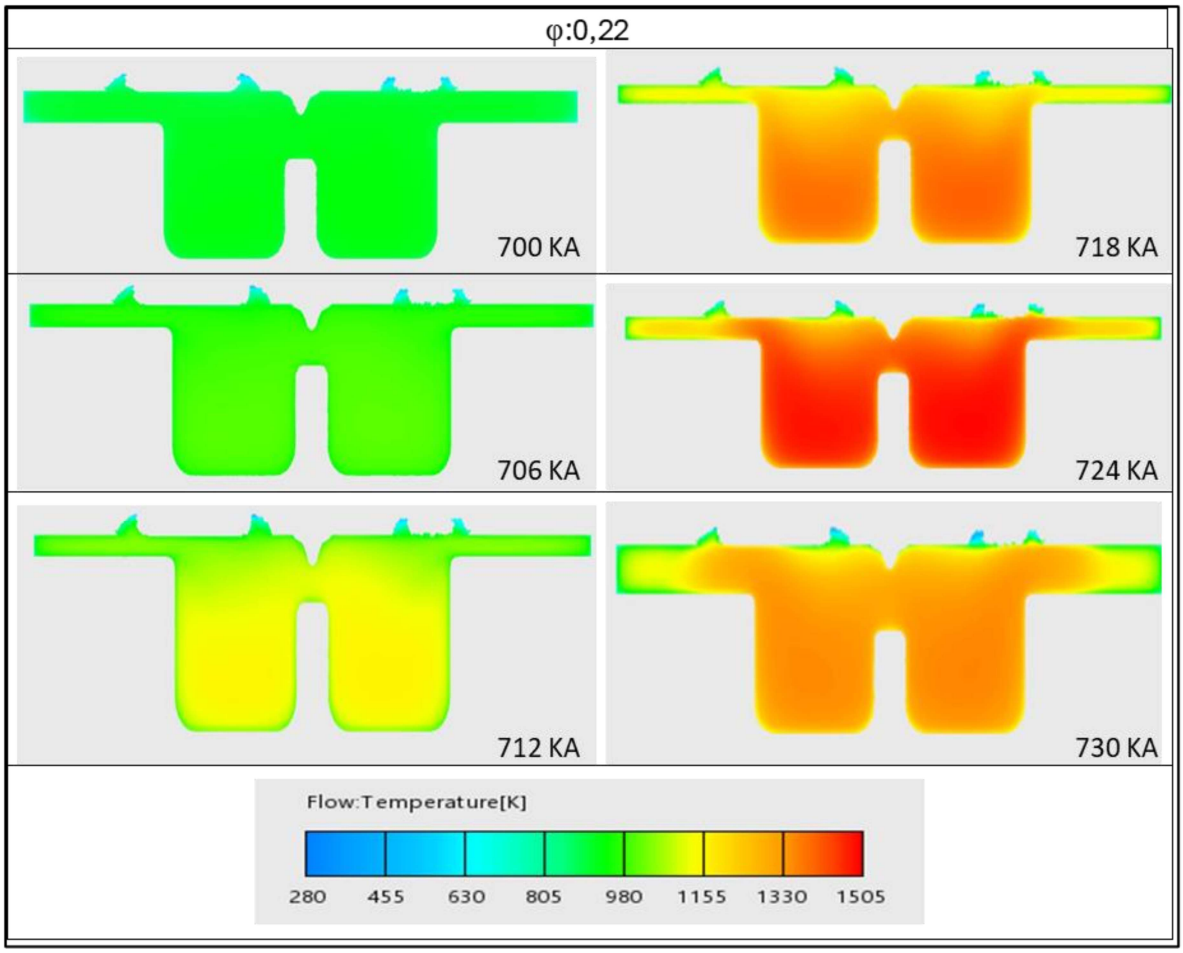
Tekleme sınır değerinin belirlenmesi

HCCI yanmada, karışımın çok fakir olması tutuşmayı zorlaştırır ve tekleme problemlerini ortaya çıkarır [135–137]. Belirlenen çalışma koşullarında 0,22 eşdeğerlik oranı için elde edilen silindir içi basınç ve ısı salınım grafiği, Şekil 8.3 incelendiğinde, maksimum silindir içi basınç değerinin 63,98 bar olduğu ve bu değerin tekleme sınırı için belirlenen silindir içi basınç değerinin altında kaldığı belirlenmiştir. Ayrıca; ısı salınım grafiği incelendiğinde yüksek sıcaklık rejimi bölgesinde gerçekleşen maksimum ısı salınımın, düşük sıcaklık bölgesinde gerçekleşen maksimum ısı salınım değerinin altında kaldığı gözlemlenmiştir. HCCI motorda tekleme tespiti için gerçekleştirilen çalışmada, maksimum ısı salınım oranı ve IMEP ile HCCI tekleme probleminin iyi bir korelasyona sahip olduğu, tekleme ile normal döngüler arasında ayrım yapmak için önemli bir potansiyel sunduğu ifade edilmiştir [135, 136].Belirlenen eşdeğerlik oranında tespit edilen bu bulguların, fakir karışım sebebiyle tekleme probleminin oluşmasından kaynaklandığı ifade edilebilir.




Şekil 8.3. 0,22 eşdeğerlik oranı için a)silindir içi basınç ve ısı salınımı b) silindir içi sıcaklık

Şekil 8.4'te sunulan sıcaklık dağılımlarına bakıldığında, 0,22 eşdeğerlik oranı için HCCI yanma sürecinde düşük sıcaklık bölgelerinin baskın olduğu ve yüksek sıcaklık bölgelerinin tam yanma için gerekli seviyelere ulaşmadığı görülmektedir. Bu durum, karışımın fakir olmasından kaynaklanan eksik yanmayı işaret eder. Düşük eşdeğerlik oranlarında, karışımın tutuşması zorlaştığından, yanma odasında tam bir alev yayılımı gerçekleşmemiştir ve yanma sınırlı kalmıştır.




Şekil 8.4. 0,22 eşdeğerlik oranı için sıcaklık dağılımları

Çizelge 8.3'de, n-heptan yakıtı ile, 293,15 K ($20^0$C) emme havası giriş sıcaklığında ve mevcut sıkıştırma oranında belirlenen çalışma aralığı değerleri sunulmuştur. Bu çalışma aralığı, üç boyutlu HCCI analizleri sonucuna belirlenmiş olup, vuruntu ve tekleme sınır değerleri arasında kalan eşdeğerlik oranlarını kapsamaktadır. Yao ve diğerlerinin gerçekleştirdiği bir çalışmada, n-heptan yakıtı kullanılan bir HCCI motorunda, 17 sıkıştırma oranı ve 27-37°C emme havası giriş sıcaklığında ideal çalışma aralığı belirlenmiştir. İlgili çalışmada, n-heptan yakıtı için çalışma aralığı 0,18-0,3 eşdeğerlik oranı olarak belirlenmiş ve motor devri arttıkça çalışma aralığını daraldığı gözlemlenmiştir [44]. Zhao'nun HCCI yanma üzerine gerçekleştirdiği çalışmada, yüksek sıkıştırma oranlı HCCI motorlarında n-heptan yakıtı için uygun eşdeğerlik oranının 0,2 ile 0,4 arasında olduğu belirtilmektedir [137]. Bu bulgular, n-heptan HCCI yanması için belirlenen çalışma aralığının literatürdeki sonuçlarla büyük ölçüde örtüştüğünü, dolayısıyla bu araştırmanın sonuçlarının da literatürle uyumlu olduğunu ortaya koymaktadır.

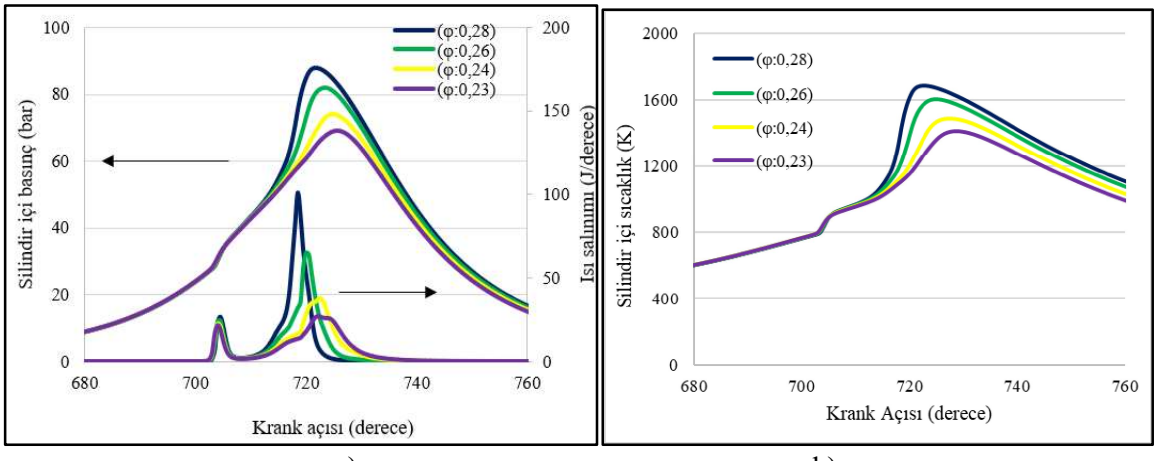
Çizelge 8.3. HCCI yanma sürecinde motorun çalışma aralığındaki farklı eşdeğerlik oranlarına ait IMEP, indike termik verim, CA50 ve yanma süresi (cd) değerleri

| Motor Devri | Yakıt | Eşdeğerlik Oranı (-) | IMEP(bar) | İndike Termik Verim (%) | CA50 (ÜÖNs) | CD (KA) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1800 | n-heptan | 0,28 | 4,92 | 49,88 | -2,00 | 15,00 |
| | | 0,26 | 4,58 | 50,02 | -0,50 | 17,50 |
| | | 0,24 | 4,12 | 48,66 | 1,00 | 21,50 |
| | | 0,23 | 3,74 | 46,13 | 1,50 | 23,00 |

CA10, kümülatif ısı salınımının %10'unun gerçekleştiği noktayı ifade eder ve HCCI yanma analizlerinde yanma başlangıcı (SOC) olarak kabul edilir. CA90 ise kümülatif ısı salınımının %90'ının gerçekleştiği noktayı ifade eder ve yanma analizlerinde yanmanın sona erdiği an olarak kabul edilir. CA10 ve CA90 noktaları arasında geçen süre ise krank açısı cinsinden yanma süresini ifade eder [55, 138].Yanma zamanlanması, yüksek ısıl verimlilik elde etmek için kritik öneme sahiptir. CA50, yani kümülatif ısı salınımının %50'sinin gerçekleştiği krank açısını ifade eder ve en uygun yanma zamanlaması belirlemek için kullanılır. CA50'nin pozisyonunun ısıl verimlilik üzerinde doğrudan etkili olduğu belirlenmiştir [139–141]. İçten yanmalı motorlarda maksimum ısıl verimlilik sağlamak için CA50'nin ÜÖN sonrası bir pozisyonda olması gerekmektedir. Bu aralık, maksimum basınç ve sıcaklığın doğru zamanda elde edilmesini sağlar ve bu da yüksek ısıl verimlilik anlamına gelir [142].CA50'nin uygun bir aralıkta olması, yakıtın daha verimli bir şekilde yanmasını ve motorun ısıl verimliliğinin artmasını sağlar. Bu durum, yanmamış yakıt miktarını azaltır, silindir duvarlarına ve egzoz sistemine olan ısı kaybını minimize eder. Böylece, motorun ürettiği ısı daha fazla işe dönüştürülerek ısıl verimlilik artırılır [119, 142–144]. HCCI yanmada parametrelerin indike termik verime etkisinin incelendiği pek çok çalışma bulunmaktadır [57, 139–141]. Çizelge 8.3 incelendiğinde, maksimum indike termik verimin %50,02 ile 0,26 eşdeğerlik oranında ve CA50'nin sÜÖN (üst ölü nokta sonrası)-0,5 KA'nda olduğu durumda elde edildiği tespit edilmektedir. 0,24 ve 0,23 eşdeğerlik oranlarında her ne kadar CA50, ÜÖN sonrasında olsa da verimin nispeten azaldığı tespit edilmiştir. Yılmaz tarafından n-heptan yakıtının HCCI motor performansının incelendiği çalışmada, verimin belirli bir hava-yakıt oranına kadar arttığı, daha sonra ise azaldığı tespit edilmiştir. HCCI motorlar düşük eşdeğerlik oranlarında fakir karışımlarla çalışırken, karışımın aşırı fakirleşmesi silindir cidarında alevin sönmesine ve yanma esnasında gaz sıcaklığının azalmasına neden olduğu ifade edilmiştir. Bunun sonucunda ise termik verimin azaldığı

belirtilmiştir [145]. 0,24-0,23 eşdeğerlik oranlarının düşük olması ve karışımın fakirleşmesi sebebiyle verimin nispeten azaldığı söylenebilir. Eşdeğerlik oranı, IMEP üzerinde doğrudan bir etkiye sahiptir. Daha yüksek eşdeğerlik oranları, daha fazla yakıt, daha yüksek IMEP ve dolayısıyla daha yüksek yanma basıncı ve enerji üretimi ile ilişkilidir.

Şekil 8.5, farklı eşdeğerlik oranlarının silindir içi basınç ve ısı salınımı üzerindeki etkisini sunmaktadır. Artan eşdeğerlik oranı, yanma sürecinin daha yoğun gerçekleşmesine ve daha yüksek basınç değerlerine ulaşılmasına yol açmaktadır. Eşdeğerlik oranı 0,23'ten 0,28'e arttıkça, maksimum silindir içi basınç ve maksimum ısı salınımının da arttığı gözlemlenmektedir. Yüksek eşdeğerlik oranı, silindir içinde daha zengin bir hava-yakıt karışımının bulunması anlamına gelir. Eşdeğerlik oranı arttıkça, yanma sürecinde üretilen enerji miktarı artar ve bu durum silindir içi basınçların yükselmesine yol açar. Farklı eşdeğerlik oranları için HCCI yanma süreci incelendiğinde, eşdeğerlik oranı arttıkça yanmanın daha yoğun gerçekleştiği ve daha yüksek basınç ve ısı salınımı ile sonuçlandığı tespit edilmiştir. Chen ve diğerlerinin (2022) çalışmasında, eşdeğerlik oranının artmasıyla silindir içi basınç ve ısı salınımının arttığı belirtilmiştir [146]. Wang ve diğerlerinin (2022) yaptığı bir diğer araştırma da eşdeğerlik oranının artmasıyla yanma sürecinin daha yoğun hale geldiğini ve daha yüksek basınç artışlarına neden olduğunu ortaya koymuştur [147]. Bu bulgular, artan eşdeğerlik oranının yanma sürecini daha şiddetli hale getirerek hem maksimum silindir içi basıncı hem de ısı salınımını artırdığını doğrulamaktadır.

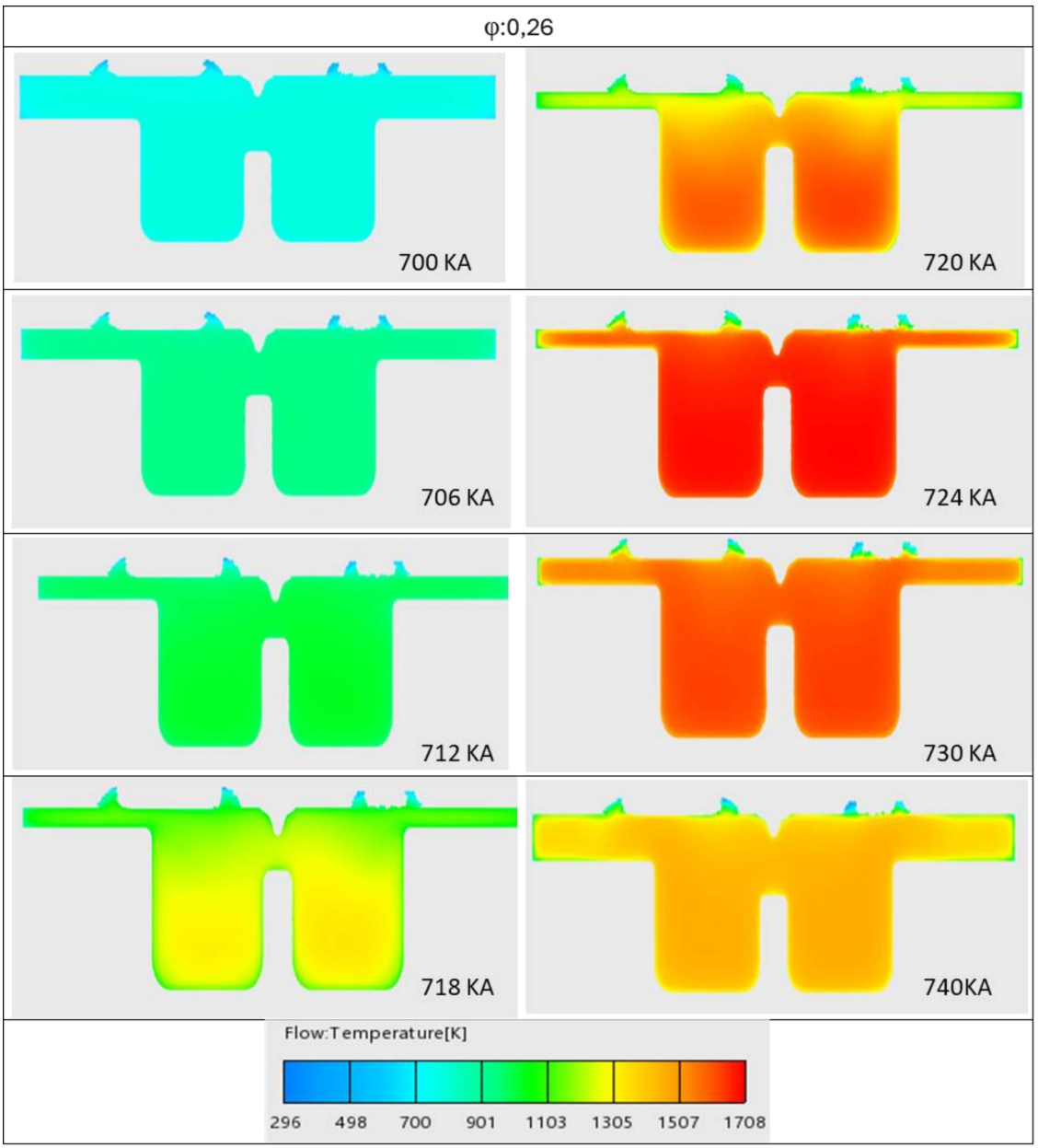



a) b)

Şekil 8.5. Farklı eşdeğerlik oranlarının n-heptan yakıtının a)silindir içi basınç ve ısı salınımına etkisi b) silindir içi sıcaklık

Eşdeğerlik oranı 0,26 için HCCI yanmasında, farklı krank açılarında elde edilen silindir içi sıcaklık dağılımı görselleri Şekil 8.6'da sunulmuştur. Şekil 8.6 incelendiğinde, dağılımın

krank açısına göre değiştiği ve sıcaklık farklarının belirginleştiği gözlemlenmektedir. 724 ve 730 KA'da sıcaklık dağılımı homojen olup, silindir içerisindeki sıcaklıklar dengeli şekilde dağılmaktadır. Kakuho ve diğerinin HCCI yanmada sıcaklık dağılımının ölçümü konusunda gerçekleştirdikleri çalışmada [148] belirtildiği üzere, silindir içi sıcaklık dağılımının neredeyse homojen olduğu bulgusuyla uyumludur. Ancak, 720 KA'nda sıcaklık dağılımında belirgin bir heterojenleşme görülmektedir. Yüksek sıcaklık bölgeleri, düşük sıcaklık bölgelerinden daha belirgin hale gelmiştir. Kakuho ve diğerlerinin çalışmasında belirtildiği gibi silindir içinde oluşan ve üst ölü noktaya yakın korunan sıcaklık farkı bulgusunu desteklemektedir [148].




Şekil 8.6. 0,26 eşdeğerlik oranı için sıcaklık dağılımı

Şekil 8.7'de farklı eşdeğerlik oranları için CO, HC ve $NO_x$ emisyon değerleri yer almaktadır. Yanma sürecinde artan eşdeğerlik oranı, daha zengin bir yakıt-hava karışımını ifade eder ve bu durum yanma sıcaklıklarını etkileyerek emisyon seviyelerini değiştirmektedir. Bu sıcaklık değişimleri, özellikle CO, HC ve $NO_x$ gibi emisyon türleri üzerinde belirgin etkiler yapmaktadır. Literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde, eşdeğerlik oranının azalmasıyla birlikte hem CO hem de HC emisyonlarında belirgin bir artış gözlemlendiğini tespit edilmiştir [44, 149, 150].

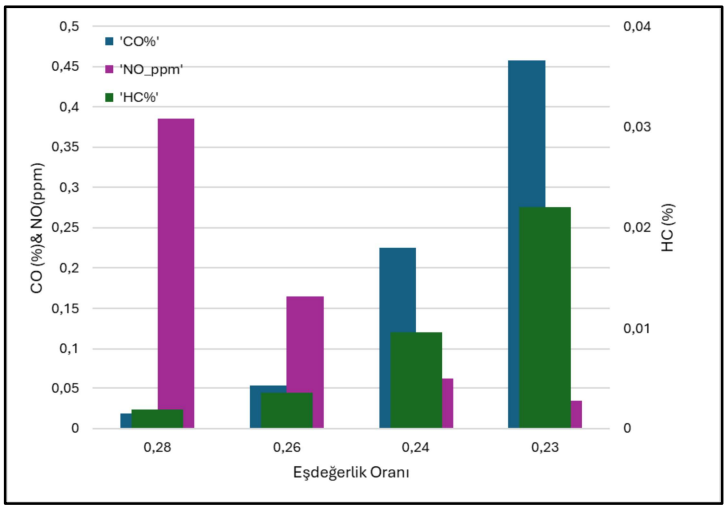
Eşdeğerlik oranının artması, silindir içi sıcaklıkların yükselmesine neden olur ve bu da CO ve HC emisyonlarını azaltır. Ancak düşük eşdeğerlik oranlarında, fakir karışımların oksidasyon reaksiyonları zayıflar ve yanmanın tamamlanamaması sonucunda CO ve HC emisyonlarında artış meydana gelir. Calam ve diğerleri tarafından yapılan bir çalışmada, 13 sıkıştırma oranı, 353 K emme havası sıcaklığı ve 1600 rpm motor hızında n-heptanın HCCI yanması incelenmiştir. Bu çalışmada, 0,5 ila 0,31 eşdeğerlik oranı aralığında ölçülen CO emisyonları sırasıyla %0,21 ila %0,27 arasında bulunmuştur. Aynı koşullarda, HC emisyonları ise %0,056 ila %0,064 olarak tespit edilmiştir. Elde edilen veriler, eşdeğerlik oranındaki azalmanın CO ve HC emisyonlarını artırdığını göstermektedir [149]. Yao ve diğerlerinin gerçekleştirdiği, 17 sıkıştırma oranına sahip bir motor için HCCI yanmanın incelendiği başka bir çalışmada, HC ve CO emisyonlarının maksimum silindir sıcaklığı ile değişimi incelenmiş ve n-heptan yakıtı için maksimum silindir sıcaklığı 1400 K'e kadar düşse bile HC emisyonlarının %0,5 in altında kaldığı, maksimum silindir sıcaklığının artmasıyla HC emisyonlarının azaldığı tespit edilmiştir. CO emisyonlarının ise 1700-1400 K aralığında % 0,2-1 arasında değiştiği, 1700K ve üzerinde bu değerin %0,2 nin altına düştüğü belirlenmiştir [44]. Maksimum silindir içi sıcaklık 1500 K altında olduğunda, düşük sıcaklık nedeniyle CO'in $CO_2$ 'ye dönüşümü tamamlanamamakta ve bu dönüşümün tamamlanabilmesi için sıcaklığın 1500 K'nin üzerinde olması gerekmektedir [41].

Bu çalışmada da literatürle uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Eşdeğerlik oranının $\varphi = 0,23$'ten $\varphi=0,28$'e kadar artışıyla birlikte CO emisyonlarının azaldığı gözlemlenmiştir. $\varphi = 0,23$ için %0,4578 olan CO emisyonu, $\varphi = 0,28$'de %0,0184 seviyesine düşmüştür. HC emisyonları da benzer bir trend izlemektedir. $\varphi = 0,23$ için HC emisyonları %0,022 iken, $\varphi = 0,28$ için bu değer %0,0019'a düşmüştür. Şekil 8.5 (b)'de verilen maksimum sıcaklık değerleri incelendiğinde, $\varphi = 0,28$ için silindir içi maksimum sıcaklığın 1688 K ve $\varphi = 0,23$ için ise 1417 K olduğu görülmektedir. Bu bulgular, yanma sürecinin düşük sıcaklıkta gerçekleşmesi

ve karışımın tam oksitlenememesi nedeniyle, eşdeğerlik oranının azalmasının CO ve HC emisyonlarının artmasına yol açtığını doğrulamaktadır.

$NO_x$ emisyonu oluşumu yanma sıcaklığına bağlıdır ve HCCI motorlarda homojen yanma nedeniyle silindir içerisinde sıcaklığın her yerde aynı olması ve yanmanın düşük sıcaklıklarda gerçekleşmesi beklenir. Bu da $NO_x$ emisyonlarının son derece düşük seviyelerde gerçekleşmesine yol açar. $NO_x$ emisyonlarının maksimum silindir sıcaklığı ile değişimi incelediği çalışmada, sıcaklığın 1900 K'i geçmediği durumlarda $NO_x$ emisyonlarının 0-5 ppm arasında olduğu, sıcaklığın azalmasıyla bu değerlerinde düştüğü, belirtilmiştir. Ayrıca ilgili çalışmada eşdeğerlik oranındaki artışın $NO_x$ emisyonlarını da artırdığı ifade edilmiştir [44]. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar incelendiğinde $NO_x$ emisyonları açısından, eşdeğerlik oranındaki artışa rağmen düşük sıcaklıklarda gerçekleşen yanma nedeniyle $NO_x$ emisyonlarının düşük seviyelerde olduğu görülmektedir. Eşdeğerlik oranının artmasıyla, $\varphi = 0{,}23$ için $NO_x$ emisyonları 0,033 ppm iken, $\varphi = 0{,}28$ için bu değer 0,385 ppm'e çıkmıştır.

Sonuç olarak, eşdeğerlik oranının artışıyla CO ve HC emisyonlarında düşüş gözlemlenirken, $NO_x$ emisyonlarında artış gözlemlenmiştir. Bu durum, HCCI motorlarının düşük sıcaklıkta çalışmasının bir sonucudur ve literatürde sunulan bulgularla uyumlu olduğu görülmektedir.



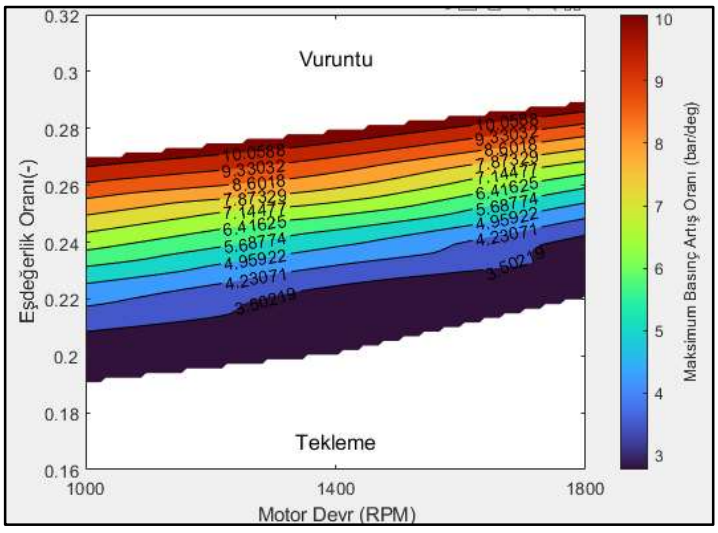

Şekil 8.7. Farklı eşdeğerlik oranları için CO, HC ve $NO_x$ emisyonları

## 8.2. Motor Hızının HCCI Yanmaya Etkisi

Motor hızının n-heptan yakıtının çalışma aralığına olan etkisini incelemek için, bir önceki bölümde detaylı olarak açıklanan kriterlere göre vuruntu ve tekleme sınır değerleri

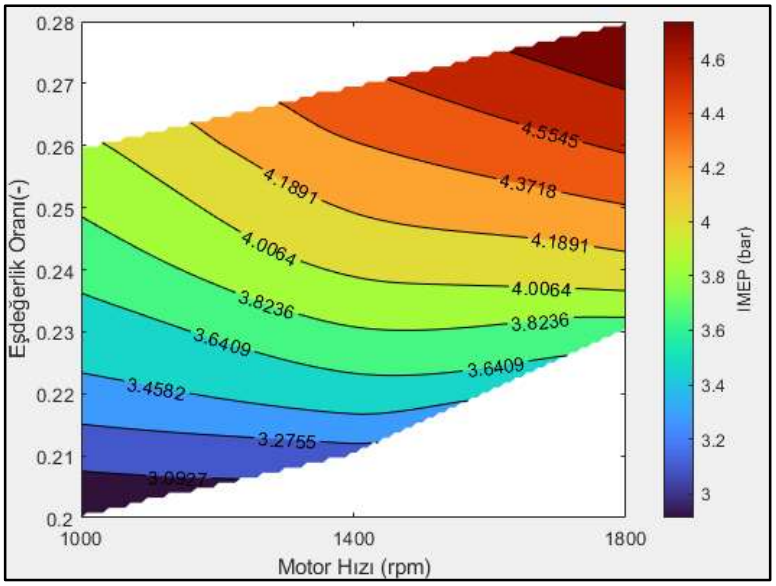
belirlenmiştir. Bu çalışmada yapılan analizler sonucunda, tüm motor hızları için maksimum basınç artış oranının 10 bar/derece olduğu eşdeğerlik oranları tespit edilmiştir Şekil 8.8'de, farklı motor hızları için maksimum basınç artış oranı (bar/$^{o}$KA) grafiksel olarak sunulmuştur. HCCI motorlarda yapılan önceki çalışmalarda [44, 142] olduğu gibi, motor hızındaki azalmanın vuruntu sınırını daha düşük eşdeğerlik oranlarına kaydırdığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, motor hızının azalmasıyla birlikte vuruntunun daha fakir karışım oranlarında gerçekleştiği görülmüştür.

Çalışma aralığı belirlenirken tespit edilen bir diğer sınır, tekleme sınırıdır. Bir önceki bölümde belirtildiği gibi tekleme sınırı için maksimum silindir içi basıncın 65 bar değerinin altında kaldığı eşdeğerlik oranı belirlenir. Motor hızının azaltılması, tekleme sınır değerini daha fakir karışım oranlarına genişletmiştir. Calam ve diğerlerinin çalışmasında, n-heptan yakıtıyla düşük motor hızlarında (800 rpm gibi) yanma sürecinin daha kontrollü olduğu ve tekleme sınırının daha düşük eşdeğerlik oranlarına kaydığı tespit edilmiştir. Bunun nedeni, düşük hızlarda yanma reaksiyonlarının daha yavaş gerçekleşmesi ve basınç ile sıcaklık koşullarının daha düşük seviyelerde kalmasıdır, bu da düşük eşdeğerlik oranlarında stabil yanmayı mümkün kılmaktadır [149]. Ancak, bu çalışmada incelenen daha yüksek motor hızlarında (1000-1800 rpm), yanma daha hızlı gerçekleştiği için çalışma aralığında belirgin bir genişleme gözlemlenmemiştir. Calam'ın çalışmasında [149] ise motor hızları 800-1600 rpm aralığında olup, bu hızlarda yanma reaksiyonlarının daha dengeli ve kontrollü gerçekleşmesi, daha geniş bir çalışma aralığına yol açmıştır.




Şekil 8.8. Farklı motor hızları için maksimum basınç artış oranı grafiği

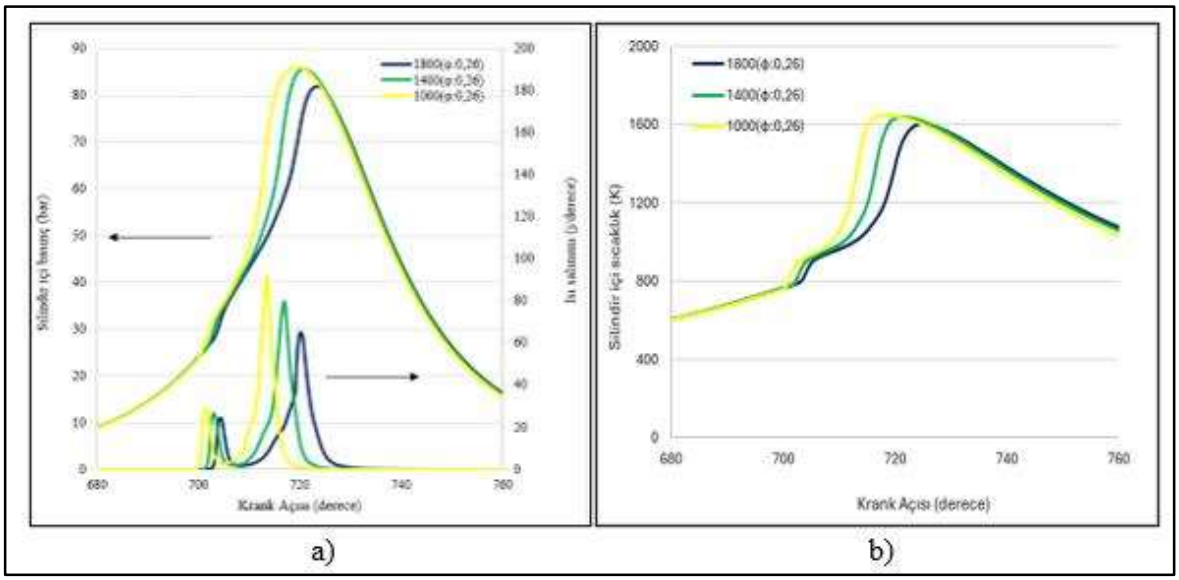
1800,1400 ve 1000 rpm için üç boyutlu analizler sonucu belirlenen çalışma aralıkları Şekil 8.9'de sunulmuştur. Çalışma aralığının belirleme çalışmalarında üç boyutlu olarak toplamda 18 farklı durum incelemiş ve analiz edilmiştir. Şekil incelendiğinde farklı motor hızlarındaki alt sınırı, üst sınırı (vuruntu sınırı) ve IMEP haritalarını gösterdiği belirlenebilir. Farklı motor hızlarında HCCI çalışma aralıkları motor hızı arttıkça daralmaktadır. Buna karşılık motor hızı arttıkça, eşdeğerlik oranının IMEP üzerindeki etkisiyle üst sınır ve alt sınır için IMEP artmaktadır. n-heptan yakıtı ve diğer yakıtlar için HCCI yanma konusunda gerçekleştirilen çalışmalarda farklı motor hızlarına ait çalışma aralıkları incelendiğinde de artan motor hızının çalışma aralığını daralttığı tespit edilebilir [43, 44, 149].




Şekil 8.9. Motor hızının HCCI çalışma aralığına etkisi

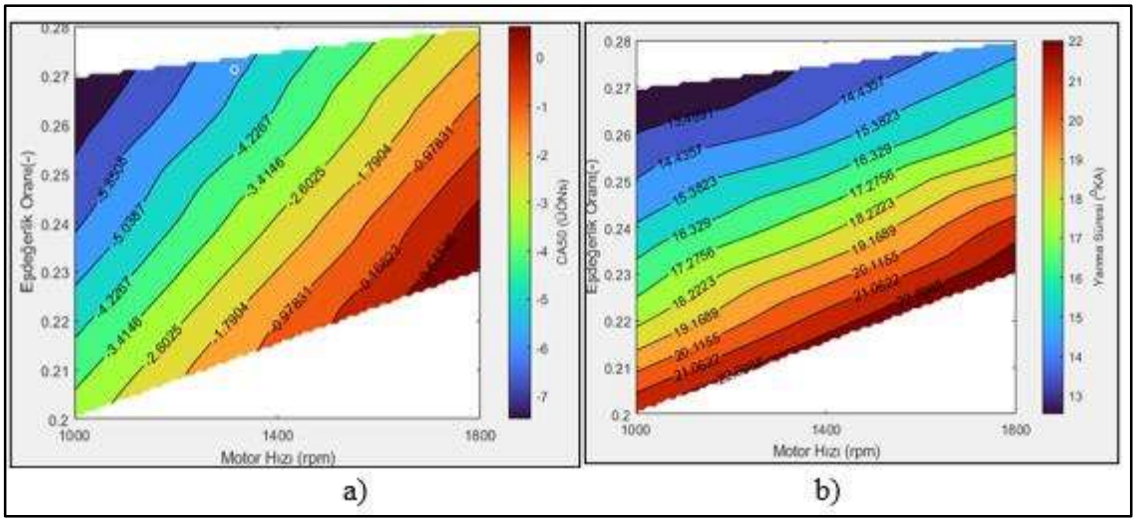
Motor hızının HCCI yanmasına etkisi, silindir içi basınç ve ısı yayılımı açısından önemlidir. Şekil 8.10'de farklı motor hızlarındaki silindir içi basınç, ısı salınımı ve silindir içi sıcaklık verileri sunulmuştur. 0,26 eşdeğerlik oranı için yapılan çalışmada, motor hızının artışıyla yüksek sıcaklık reaksiyonlarının geciktiği ve ateşleme zamanlamasının krank açısına göre ötelendiği belirlenmiştir. Motor hızındaki artışla, ana ısı salınımının motor döngüsünün ilerleyen krank açılarına kaydığı ve yüksek sıcaklık rejimi maksimum ısı salınımının azaldığı gözlemlenmiştir [43]. Aroonsrisopon ve diğerleri tarafından yapılan çalışmada, motor hızının HCCI yanmasına etkisi incelenmiştir [43]. Çalışmada elde edilen bulgulara göre, motor hızındaki artış ateşleme gecikmesini uzatmış ve düşük ile yüksek sıcaklık rejimlerindeki ısı salınımı arasındaki krank açısı farkını artırmıştır. Bu etki, motor hızının artmasıyla birlikte kimyasal reaksiyonların krank açısı başına daha kısa bir sürede

gerçekleşmesi ve gaz karışımının homojenliğinin bozulmasıyla açıklanmıştır. Ayrıca, motor hızının artışıyla soğuk alev enerjisi salınımının azaldığı ve ana enerji salınımının motor çevriminde daha ileri bir noktaya ötelendiği gözlemlenmiştir [43]. Bu durum, HCCI yanmasının kinetik süreçlerle kontrol edildiği ve motor hızının artmasıyla bu süreçlerin zamanlamasının etkilendiğini göstermektedir. Sonuç olarak, motor hızının artması HCCI yanmasında ateşleme gecikmesini uzatır ve basınç ile ısı salınımında belirgin değişiklikler yaratır.




Şekil 8.10. Motor hızının a)silindir içi basınç ve ısı salınımına etkisi b) silindir içi sıcaklığa etkisi (φ: 0,26)

Şekil 8.11'de, farklı motor hızlarına göre CA50 ve yanma süresinin eşdeğerlik oranına bağlı değişimi gösterilmektedir. Literatürdeki çalışmalarla uyumlu olarak, motor hızındaki artışın artışın, yanma süresinin uzamasına ve CA50'nin daha geç bir krank açısında gerçekleşmesine yol açtığı tespit edilmiştir [45, 138]. Şekil 8.11 (b)'de, sabit bir eşdeğerlik oranı için motor hızındaki artışın yanma süresinin uzatmış olduğu görülmektedir. Aroonsrisopon ve diğerleri tarafından yapılan, motor hızı, yakıt bileşimi ve emme havası giriş sıcaklığının etkisinin incelendiği çalışmada, yakıt bileşiminin HCCI yanmada önemli etkiler yarattığı belirtilmiştir [43]. İlgili çalışmada düşük oktan sayısına sahip yakıtların HCCI yanmasında motor hızındaki değişikliklere çok duyarlı olmamakla birlikte, motor hızı arttıkça yanma süresinin krank açısı cinsinden uzadığı ifade edilmiştir [43].



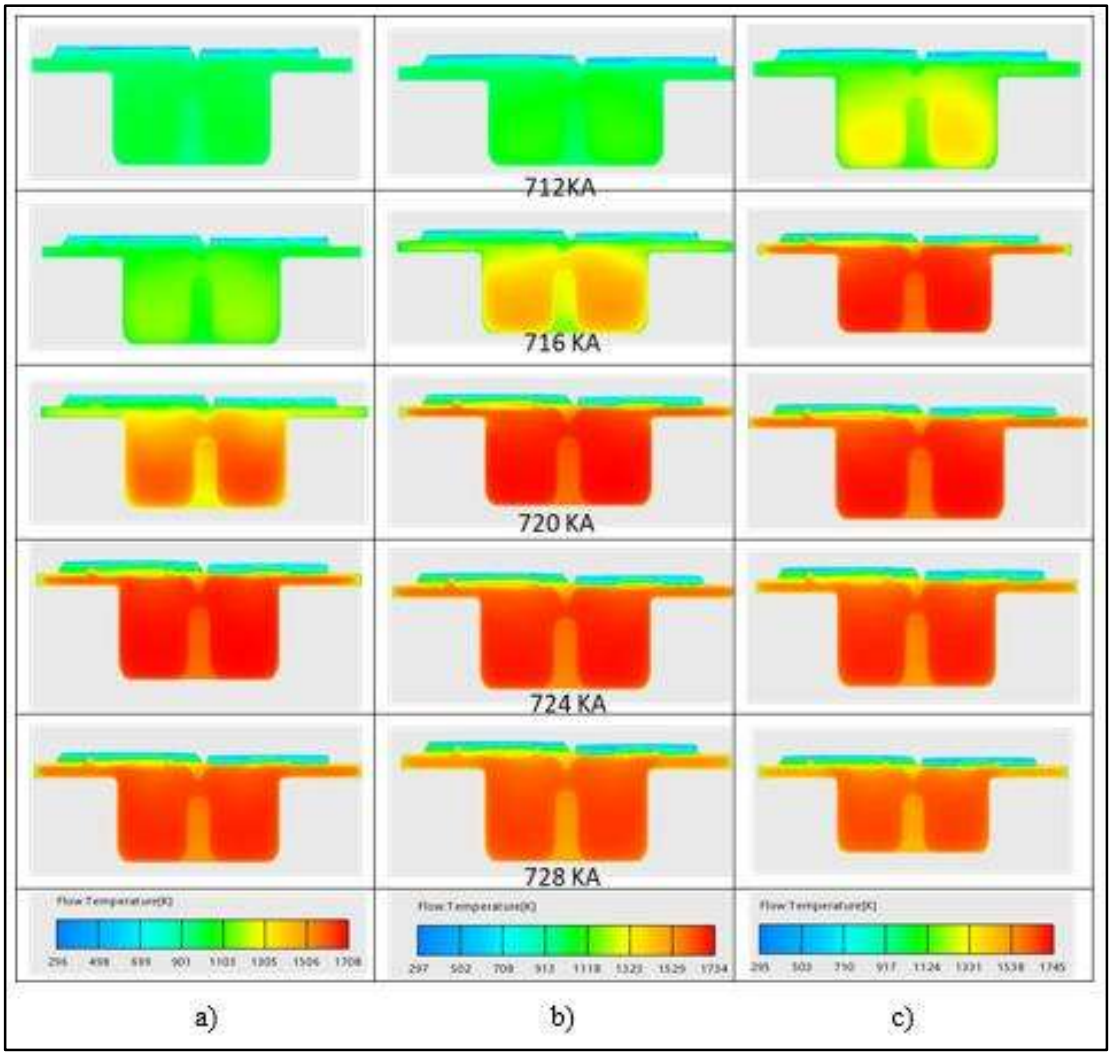

Şekil 8.11. Motor hızının a) CA50 ve b) yanma süresine etkisi

Yüksek sıcaklık reaksiyonlarının ötelenmesi, yanmanın, CA50'nin ÜÖN'ye doğru kaymasına ve daha verimli gerçekleşmesine imkân sağlar [149]. Bu durum neticesinde, Çizelge 8.4'te 0,26 eşdeğerlik oranında farklı motor hızlarındaki IMEP değerlerinde görülebileceği gibi, motor hızındaki artış IMEP değerlerini de artırmıştır. Motor hızının HCCI yanmaya etkisinin incelendiği çalışmalarda olduğu gibi, motor hızı arttıkça indike termik verimin de arttığı belirlenmiştir [151, 152].

Çizelge 8.4. 0,26 eşdeğerlik oranı için farklı motor hızlarındaki IMEP ve indike termik verim

| Motor hızı (devir/dk) | 1000 | 1400 | 1800 |
|---|---|---|---|
| IMEP (bar) | 3,97 | 4,36 | 4,58 |
| İndike termik verim (%) | 43,37 | 47,57 | 50,02 |

Motor hızının azalması ile ateşleme gecikme süresi kısalmakta, yüksek sıcaklık reaksiyonları krank açısına göre daha önce gerçekleşmektedir. Bu nedenle Şekil 8.12'de yer alan silindir içi sıcaklık dağılımı incelendiğinde, motor hızının düşmesi ile sıcaklık artışının ve yanmanın daha erken bir krank açısında meydana geldiği görülmüştür. Sıcaklık dağılımları incelendiğinde, yüksek sıcaklık bölgelerinin daha uzun süre boyunca kalıcı olduğu görülmektedir.



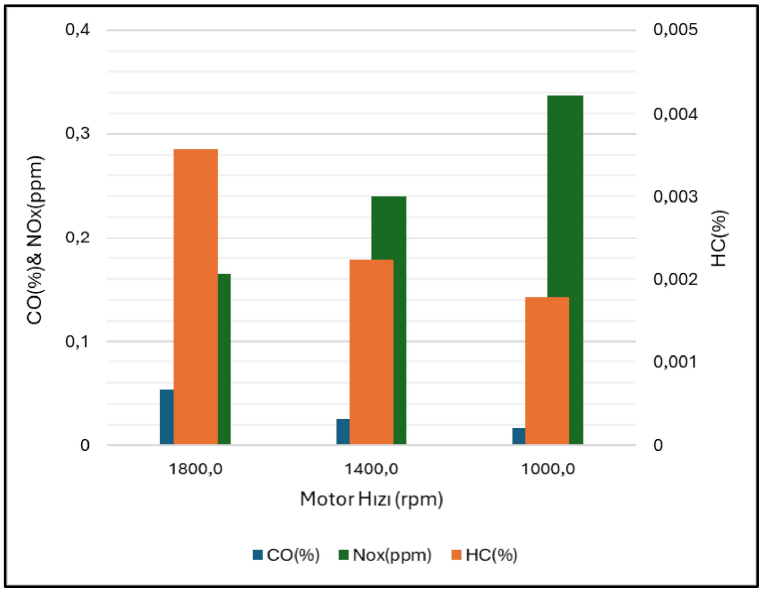

Şekil 8.12. Motor hızının silindir içi sıcaklık dağılımına etkisi a)1800 rpm b)1400 rpm c)1000 rpm (φ: 0,26)

CO ve HC emisyonları, yanma odasında meydana gelen eksik oksidasyonun sonucu olarak oluşan ve motor performansı ile çevresel etkileri bakımından büyük önem taşıyan emisyon türleridir. Bu emisyonların silindir içi sıcaklıklarla yakından ilişkili olduğu bilinmektedir. Calam ve diğerlerinin yaptığı çalışmada, fakir karışım koşullarında silindir içi gaz sıcaklıklarının CO ve HC emisyonlarını önemli ölçüde etkilediği, sıcaklıkların artmasıyla bu emisyonların azaldığı vurgulanmıştır [142]. HCCI yanma modunda, vuruntu sınırına yakın bölgelerde enerji miktarındaki artış, silindir içi sıcaklıkların yükselmesine neden olmakta; bu durum ise yakıttaki karbonların daha iyi oksitlenmesine ve dolayısıyla CO ve HC emisyonlarının azalmasına yol açmaktadır. Ancak, düşük eşdeğerlik oranlarında karışımın fakirleşmesi, silindir içi sıcaklıkları düşürmekte ve bu durum oksidasyon reaksiyonlarını olumsuz etkileyerek CO ve HC emisyonlarının artmasına neden olmaktadır [142]. Yao ve diğerlerinin çalışmasında ise, CO ve HC emisyonlarının silindir içi sıcaklık arttıkça düzenli

bir şekilde azaldığı gösterilmiştir. Silindir içi sıcaklık 1600 K'yi aştığında, CO emisyon değerlerinin %0 ile %0,2 arasında olduğu belirtilmiştir [44]. Bu bulgular, CO ve HC emisyonlarının yanma sıcaklıkları ve karışım koşullarıyla doğrudan ilişkili olduğunu ve HCCI yanma süreçlerinde bu parametrelerin dikkatle kontrol edilmesi gerektiğini ortaya koymaktadır.

Bu çalışmada, farklı motor hızları ve sabit eşdeğerlik oranı (φ: 0,26) altında CO ve HC emisyonlarının davranışı incelenmiş ve Şekil 8.13'te sunulmuştur. Motor hızının azalmasıyla birlikte CO ve HC emisyonlarının da azaldığı gözlemlenmiştir. Aynı eşdeğerlik oranında yapılan değerlendirmeler, düşük motor hızlarında CO emisyonlarının belirgin şekilde azaldığını ortaya koymaktadır. 0,26 eşdeğerlik oranında 1800 rpm hızında CO emisyonu %0,053 iken, 1000 rpm hızında bu değer %0,016'ya düşmüştür. Benzer şekilde, HC emisyonu 1800 rpm'de %0,0035 iken, 1000 rpm'de %0,001 olarak tespit edilmiştir. Bu bulgular, literatürdeki çalışmalarla karşılaştırıldığında, motor hızının azalmasıyla silindir içi sıcaklıkların arttığı ve bu durumun yanma sürecinin daha etkin bir şekilde tamamlanmasına olanak sağladığı yönündeki bulgularla uyumludur. Calam ve Yao'nun çalışmalarında da artan silindir içi sıcaklıkların CO ve HC emisyonlarını azalttığı belirtilmiş, bu çalışmada da benzer sonuçlar elde edilmiştir [44, 142].

$NO_x$ emisyonlarının oluşumu, yanma sıcaklığı ile doğrudan ilişkilidir ve HCCI motorlarda homojen yanma nedeniyle silindir içerisinde sıcaklığın her yerde aynı olması beklenir. Yanmanın düşük sıcaklıklarda gerçekleşmesi, $NO_x$ emisyonlarının da oldukça düşük seviyelerde olmasına yol açar. $NO_x$ emisyonlarının maksimum silindir sıcaklığı ile değişimini inceleyen çalışmalarda, sıcaklık 1900 K'yi geçmediği sürece $NO_x$ emisyonlarının 0-5 ppm arasında olduğu, sıcaklığın azalmasıyla bu değerlerin de düştüğü belirtilmiştir [44]. Bu çalışmada, 0,26 eşdeğerlik oranı için motor hızındaki azalış silindir içi maksimum sıcaklığı artırsa da, Şekil 8.10'da görüldüğü üzere maksimum silindir içi sıcaklık 1650 K'yi aşmamıştır. Elde edilen emisyon sonuçlarına göre, motor hızındaki azalışa rağmen düşük sıcaklıklarda gerçekleşen yanma nedeniyle $NO_x$ emisyonları düşük seviyelerde kalmıştır. 1800 rpm'de $NO_x$ emisyonları 0,165 ppm iken, 1000 rpm'de bu değer 0,337 ppm'e yükselmiştir. Bu bulgular, literatürdeki sonuçlarla uyumlu olup, HCCI yanma süreçlerinde motor hızı ve sıcaklık gibi parametrelerin $NO_x$ emisyonları üzerindeki etkisini ortaya koymaktadır.

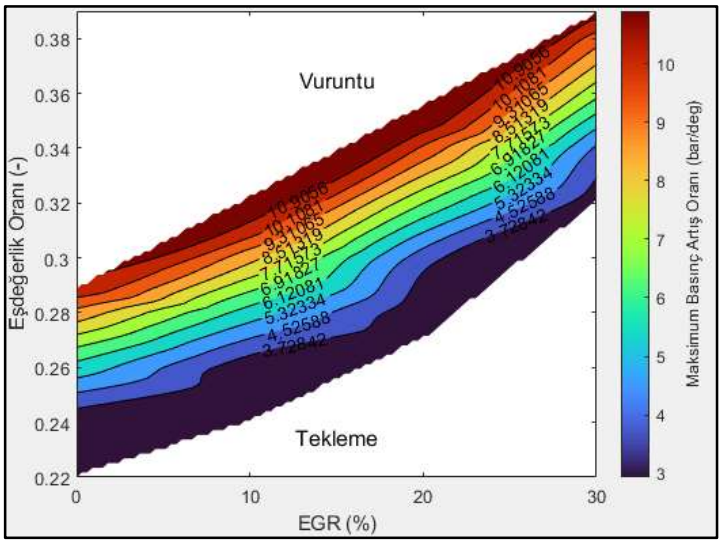



Şekil 8.13. Farklı motor hızları için CO, HC ve $NO_x$ emisyonları (φ: 0,26)

## 8.3. EGR Oranının HCCI Yanmaya Etkisi

EGR oranının n-heptan yakıtının çalışma aralığına olan etkisini incelemek amacıyla, üç boyutlu olarak toplamda 23 farklı durum incelemiş ve analiz edilmiştir. Öncelikle belirlenen EGR oranlarına ait vuruntu ve tekleme sınır değerleri tespit edilmiştir. Başlangıç şartları tanımlanırken, emme valfi kapanışı ile silindir içerisindeki hava-yakıt karışımının miktarı (eşdeğerlik oranı olarak) ve EGR miktarı tanımlanmıştır. EGR miktarı, normal çevrimde silindirde bulunan art gaz oranı ile toplam değer olarak ifade edilmiştir. EGR-0, EGR'siz çevrimi, EGR-30 %30 oranında EGR kullanımını ifade etmektedir. Maksimum basınç artış oranının (dP/dθ) 10 bar/KA değerinin üzerinde olduğu eşdeğerlik oranları, vuruntu sınır değeri olarak belirlenmiştir. Peng ve diğerlerinin çalışmasında da belirtildiği gibi, EGR oranındaki artış, vuruntu sınır değerine karşılık gelen eşdeğerlik oranını artırmaktadır [153]. EGR oranının ana yanma süresince yanmayı yavaşlattığı belirtilmiştir, bu durum vuruntu riskini azaltarak daha yüksek eşdeğerlik oranlarında çalışmayı mümkün kılmaktadır [153]. Fathi ve diğerlerinin çalışmasında, EGR'nin silindir içi şarjın ısı kapasitesini artırarak tutuşmayı geciktirdiği ve yanma süresini uzattığı ifade edilmiştir [154]. EGR'nin geri dönen egzoz gazları silindir içi gaz karışımının ısı kapasitesini artırarak yanma sırasında oluşan enerjinin sıcaklığı daha az yükseltmesine ve tutuşmanın gecikmesine neden olur. Bu sıcaklık düşüşü, yanma hızını yavaşlatarak vuruntu riskini azaltmaktadır [154]. EGR oranının artırılmasının neden olduğu sıcaklık düşüşünün bir diğer etkisi de düşük eşdeğerlik oranlarında tekleme riskini artırmaktır [154]. Şekil 8.14'te, farklı EGR oranlarına göre

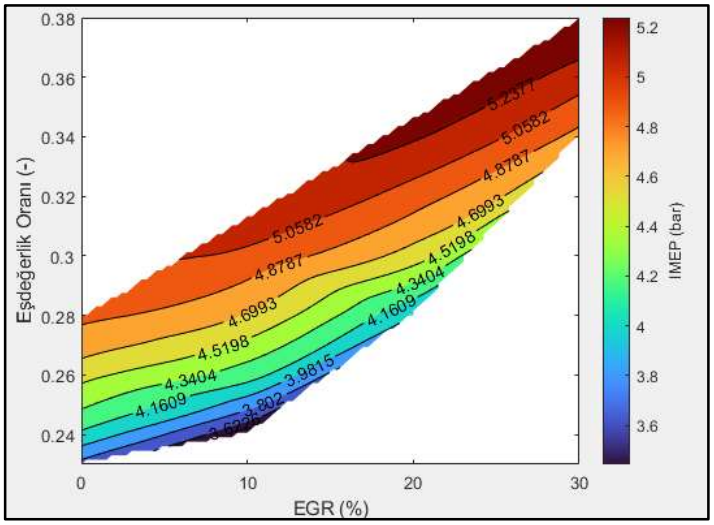
maksimum basınç artış oranı (bar/derece) grafiksel olarak sunulmuştur. EGR oranının artmasıyla birlikte, aynı eşdeğerlik oranlarında maksimum basınç artış oranının azaldığı gözlemlenmiştir. Bu durum, yanma sürecinin yavaşlamasına ve vuruntu riskinin azalmasına işaret eder. Maksimum basınç artış oranı için sınır değer olarak kabul edilen 10 bar/derece seviyesine, daha yüksek EGR oranlarında daha yüksek eşdeğerlik oranlarıyla ulaşılabildiği görülmektedir. EGR'nin vuruntu limitini artırarak motorun çalışma koşullarını daha yüksek eşdeğerlik oranlarına genişlettiği dikkat çekmektedir. %30 EGR oranı kullanıldığında vuruntu limiti 0,39 eşdeğerlik oranına kadar genişletilebilmiştir. Buna karşın, EGR'nin kullanılmadığı durumlarda (yani %0 EGR'de) vuruntu limiti 0,29 eşdeğerlik oranında sınırlı kalmıştır. Bu bulgu, EGR'nin HCCI yanma stratejisinde kritik bir rol oynadığını ve yanma kararlılığı ile vuruntu riskinin yönetilmesine önemli katkıda bulunduğunu göstermektedir.




Şekil 8.14. Farklı EGR oranları için maksimum basınç artış oranı grafiği

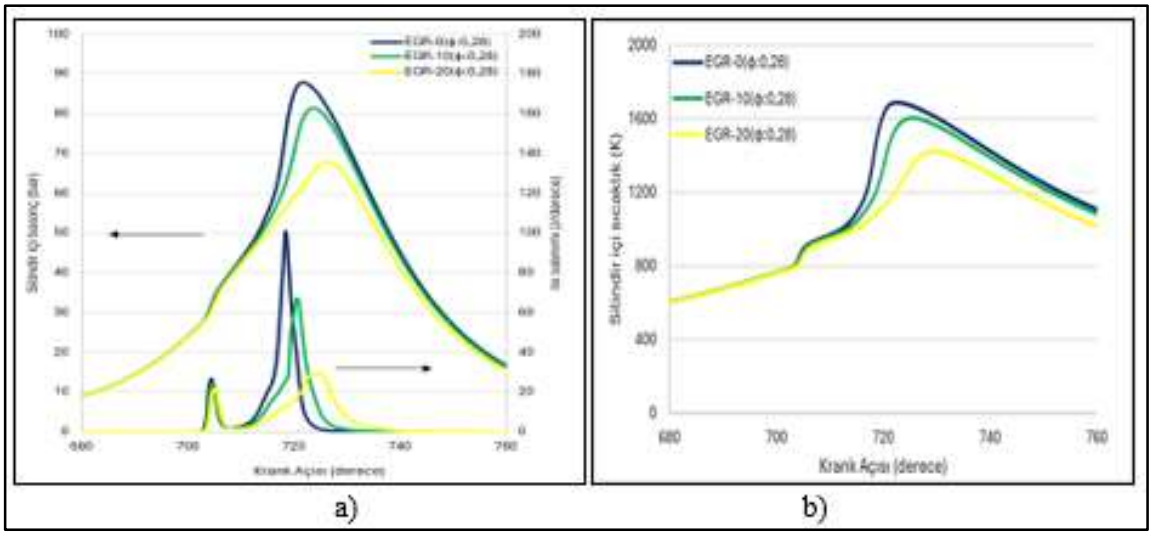
Şekil 8.15'da sunulan EGR oranlarının çalışma aralığına etkisinin sunulduğu grafik literatürde EGR'nin HCCI motorlar üzerindeki etkilerini ele alan çalışmalarla genel olarak uyum göstermektedir. Peng ve diğerleri [153] tarafından yapılan bir çalışmada, EGR'nin HCCI motorlarındaki çalışma aralığını genişlettiği ve IMEP değerlerini artırdığı belirtilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar EGR'nin düşük oranlarda uygulanmasının, motorun kararlı çalışmasını sağlarken, daha yüksek oranlarda (%30 ve üzeri) uygulandığında ise karışımın aşırı seyrelmesi ve oksijen miktarındaki azalma nedeniyle tekleme olasılığını artırabileceğini göstermektedir [47]. Çalışmamızda, %30 EGR oranında elde edilen veriler de bu bulgularla örtüşmekte, EGR'nin aşırı kullanımıyla birlikte kararlı yanmanın zorlaştığını ve çalışma aralığının daraldığını göstermektedir. Çalışma sonuçları,

literatürde EGR'nin etkilerinin ele alındığı diğer çalışmalarla kıyaslandığında, HCCI motorlarının çalışma aralığını genişletme ve IMEP değerlerini artırma potansiyelini doğrulamaktadır. Ancak, %30 EGR oranı gibi yüksek değerlerde, karışımın seyrelmesi ve yanma sıcaklığındaki düşüşlerin çalışma aralığını daraltabileceğini literatürle uyumlu olarak ortaya konmuştur. Bu nedenle, EGR'nin optimize edilerek kullanılması, HCCI motorlarının performansı açısından önemlidir.



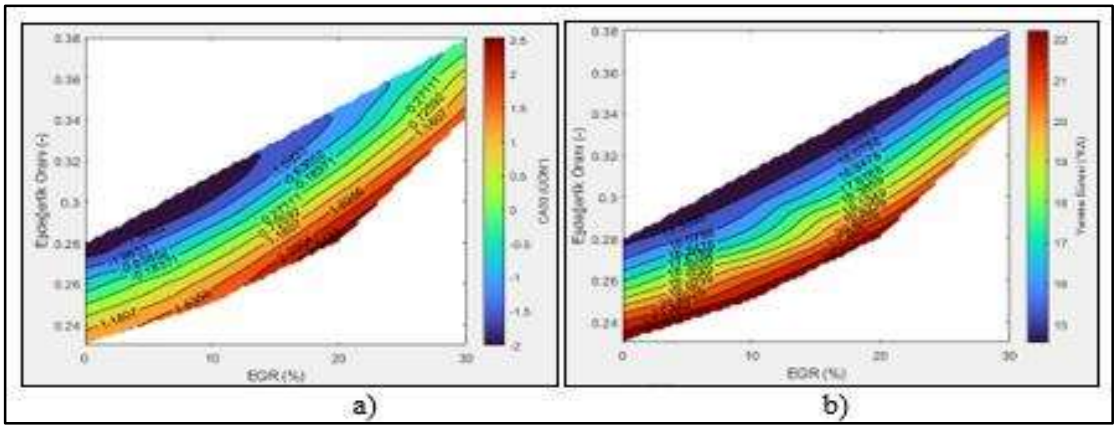

Şekil 8.15. EGR oranının HCCI çalışma aralığına etkisi

Şekil 8.16(a)'de 0,28 eşdeğerlik oranı için silindir içi basınç ve ısı salınım grafikleri yer almaktadır. Ancak, %30 EGR oranında 0,28 eşdeğerlik oranı çalışma aralığının dışında kaldığından, bu oran için veriler Şekil 8.16'da yer almamaktadır. Fathi ve diğerleri [154]tarafından belirtildiği gibi, sabit eşdeğerlik oranında EGR yüzdesi arttıkça yakıt miktarı azalır; bu da yanma basıncı ve sıcaklığında bir düşüşe yol açar. Şekil 8.16(a) ve Şekil 8.16(b) grafiklerinde, EGR oranının artmasıyla birlikte silindir içi basınç, ısı salınımı ve silindir içi sıcaklıklarda belirgin bir azalma gözlenmektedir. EGR'nin artışı, silindirdeki maksimum basınç ve sıcaklık değerlerinin düşmesine neden olmakta, bu da ısı salınımının daha düşük seviyelerde gerçekleşmesine yol açmaktadır. Grafiklerden de anlaşılacağı üzere, %20 EGR seviyesine ulaşıldığında, silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri en düşük seviyelere inmiştir. İlgili çalışmalarda da belirtildiği gibi, EGR oranının ısı salınım oranını azalttığı ifade edilmiştir [153, 154].




Şekil 8.16. EGR oranının a) silindir içi basınç ve ısı salınımına etkisi b) silindir içi ortalama sıcaklığa etkisi (φ: 0,28)

Şekil 8.17'de, EGR oranının CA50 ve yanma süresine olan etkisi sunulmuştur. Lu ve diğerlerinin çalışmasında, EGR oranının HCCI yanma fazlamasını geciktirici bir etkisi olduğu ifade edilmiştir [46]. Şekil 8.18(a) incelendiğinde, %20 EGR uygulandığında 0,28 eşdeğerlik oranı için CA50'nin ÜÖN öncesi 2ºCA'dan ÜÖN sonrası 3ºCA'ya kadar geciktiği görülmektedir. 0,28 eşdeğerlik oranına bakıldığında ise, EGR oranının artırılmasıyla yanma süresinin uzadığı ve CA50'nin geciktiği gözlemlenmiştir. Bu bulgular, Fathi ve diğerlerinin n-heptan/doğal gaz karışımıyla çalışan HCCI motorlar üzerinde yaptığı araştırma ile uyumludur [154]. Söz konusu araştırmada, EGR'nin yanma fazlamasını geciktirdiği ve yanma süresini uzattığı belirtilmiştir [154]. EGR'nin bu etkisi, silindir içi sıcaklıkları düşürerek yanmanın başlamasını geciktirmesi ve böylece yanma süresini uzatması ile açıklanabilir. Bu sonuçlar, çalışmamızda elde edilen verilerin literatürdeki bulgularla tutarlı olduğunu göstermektedir.



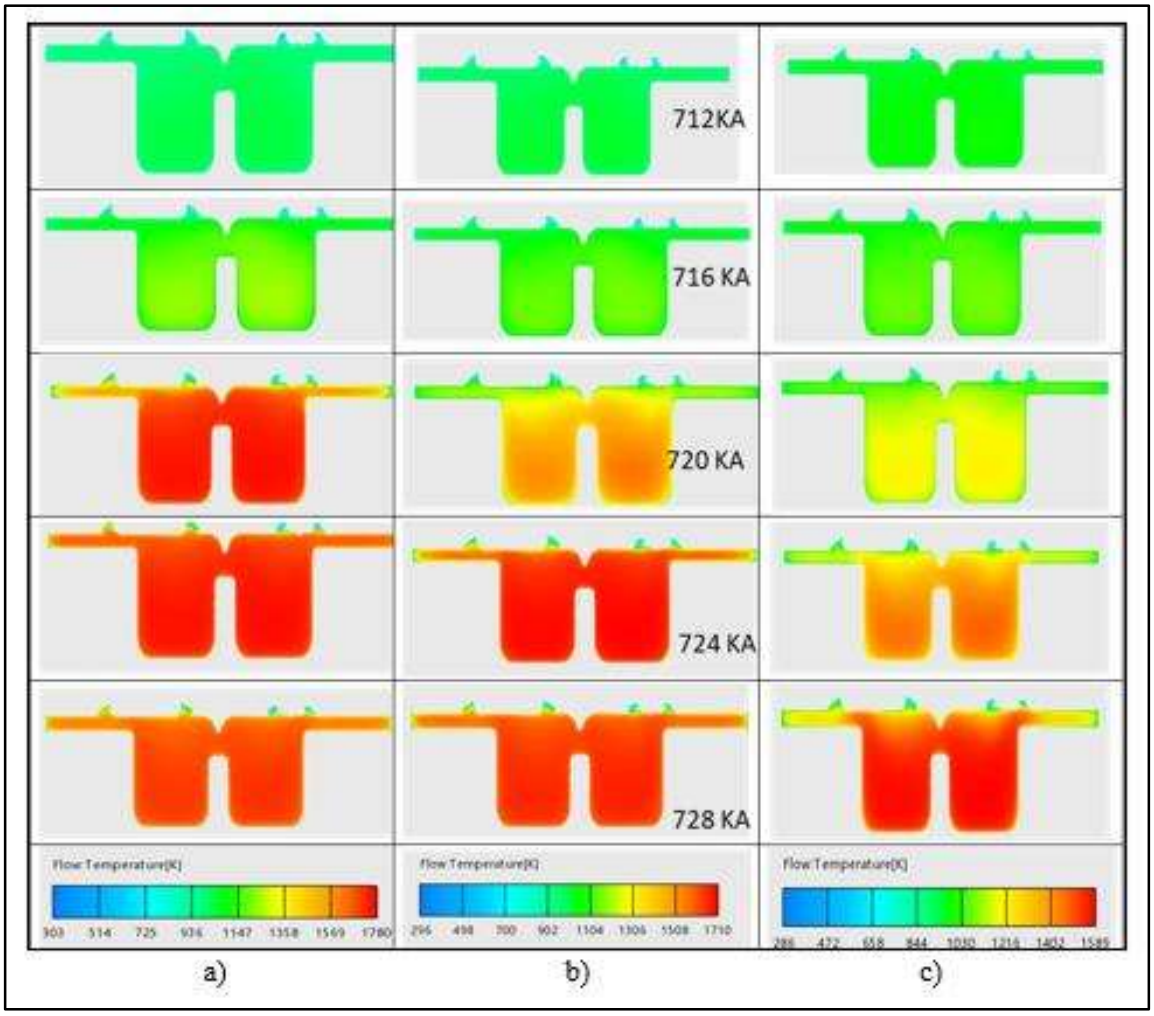

Şekil 8.17. a)CA50 ve b) yanma süresinin değişimleri

Çizelge 8.5’te, EGR oranının artırılmasıyla IMEP'in azaldığı ve indike termik verimin başlangıçta hafifçe arttığı, ancak yüksek EGR oranlarında azaldığı bulguları, mevcut literatürdeki çalışmalara paraleldir. Literatürdeki çalışmalarda da EGR'nin yanma süresini uzattığı ve CA50'yi öteleyerek yanma verimliliğini düşürdüğü belirtilmiştir [46, 67, 154]. Benzer şekilde, bu çalışmada da düşük EGR oranlarının termik verim üzerinde hafif bir iyileştirici etkisi olduğu, ancak EGR oranı %20'ye çıktığında verimin düştüğü gözlemlenmiştir. Bu, EGR'nin aşırı kullanımının yanma verimliliği üzerindeki olumsuz etkilerini vurgulayan diğer araştırmalarla da tutarlıdır.

Çizelge 8.5. 0,28 eşdeğerlik oranı için farklı EGR oranlarındaki IMEP ve indike termik verim

| EGR (%) | 0 | 10 | 20 |
|---|---|---|---|
| IMEP (bar) | 4,91 | 4,68 | 3,98 |
| İndike termik verim (%) | 49,88 | 50,04 | 45,99 |

EGR oranının silindir içi sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisini incelemek amacıyla, 0,28 eşdeğerlik oranı için %0, %10 ve %20 EGR oranlarına ait sıcaklık dağılımları Şekil 8.18’de sunulmuştur. EGR oranındaki artışın, literatürde belirtildiği gibi, silindir içi sıcaklığı düşürdüğü görülmektedir. Lu ve diğerlerinin çalışmasında [46], EGR'nin HCCI yanma fazlamasını geciktirici etkisi vurgulanmıştır. Benzer şekilde, %20 EGR oranında maksimum silindir içi sıcaklık 1779,92 K’den 1588,61 K’ye düşmüş ve maksimum sıcaklığa ulaşılan krank açısı 728ºKA'ya ötelenmiştir. Bu bulgular, EGR'nin HCCI yanma süreci üzerindeki kritik rolünü desteklemekte ve literatürdeki verilerle uyum göstermektedir.

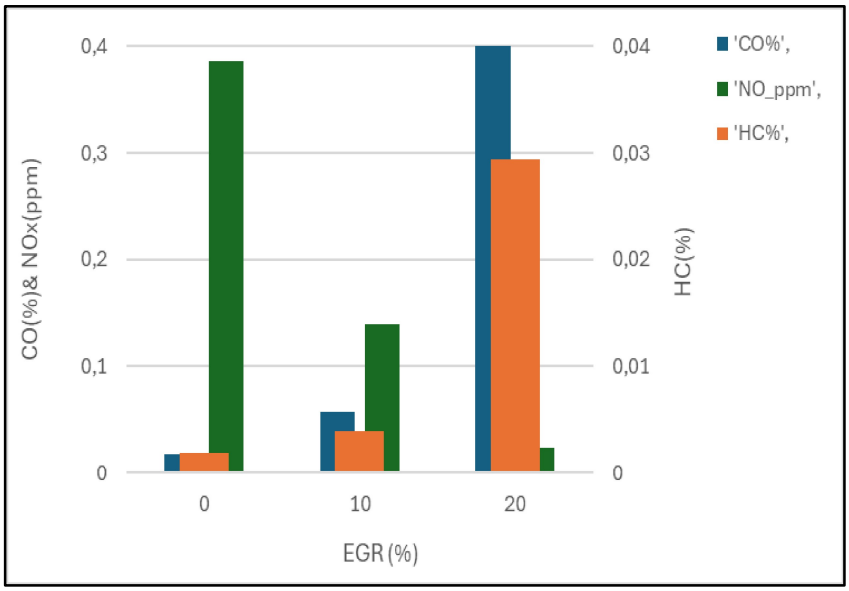



Şekil 8.18. EGR oranının silindir içi sıcaklık dağılımına etkisi a) %0 EGR b) %10 EGR c) %20 EGR(φ : 0,28)

EGR oranının artışıyla CO ve HC emisyonlarındaki belirgin artış, Şekil 8.19'da gösterilmektedir. EGR'nin yanma sıcaklığını düşürmesi ve mevcut oksijen miktarını azaltması, yanma sürecinin tamamlanmamasına yol açmakta; bu da CO ve HC emisyonlarının artmasına neden olmaktadır. Bu bulgular, literatürde Fathi ve diğerlerinin çalışmalarında rapor edilen sonuçlarla uyumlu görünmektedir [154]. Fathi ve diğerleri, EGR artışının düşük yanma sıcaklığı ve sınırlı oksijen koşulları nedeniyle tamamlanmamış yanmaya yol açtığını ve bunun da CO ve HC emisyonlarını yükselttiğini bildirmiştir [154].

Benzer şekilde, Lü ve diğerlerinin n-heptan yakıtı ile gerçekleştirdiği çalışmalarda da bu bulgularla paralellik görülmektedir [46]. Söz konusu çalışmada, n-heptan yakıtının EGR artışından nispeten daha az etkilendiği ve CO ile HC emisyonlarının düşük seviyelerde kaldığı gözlemlenmiştir [46]. Şekil 8.19'da elde edilen sonuçlar da literatürdeki çalışmalarla uyumlu olarak, EGR artışının CO ve HC emisyonlarını artırdığını göstermektedir. HCCI

motorları üzerinde yapılan çalışmalar, düşük yanma sıcaklıkları sebebiyle $NO_x$ emisyonlarının oldukça düşük seviyelerde gerçekleştiğini göstermektedir. EGR'nin HCCI motorları üzerindeki etkisini inceleyen çalışmalarda, EGR oranının artmasıyla $NO_x$ emisyonlarının azaldığı belirlenmiştir. Bu sonuçlar, EGR uygulamasının silindir içi tepe sıcaklığını düşürerek $NO_x$ oluşumunu azalttığını ve aynı zamanda silindir içindeki oksijen miktarını azaltarak bu süreci desteklediğini ortaya koymaktadır [154]. Şekil 8.19 incelendiğinde, EGR uygulanmadan da $NO_x$ emisyonlarının oldukça düşük seviyelerde olduğu; EGR uygulandığında ise $NO_x$ miktarının daha da azaldığı açıkça görülmektedir. Bu bulgular, literatürde rapor edilen diğer sonuçlarla da uyumludur [46, 154].

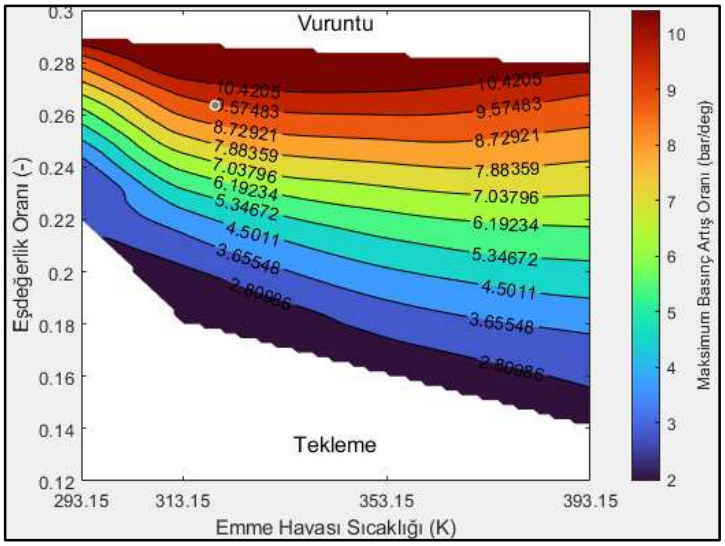



Şekil 8.19. Farklı EGR yüzdeleri için CO, HC ve $NO_x$ emisyonları (φ : 0,28)

## 8.4. Emme Havası Giriş Sıcaklığının HCCI Yanmaya Etkisi

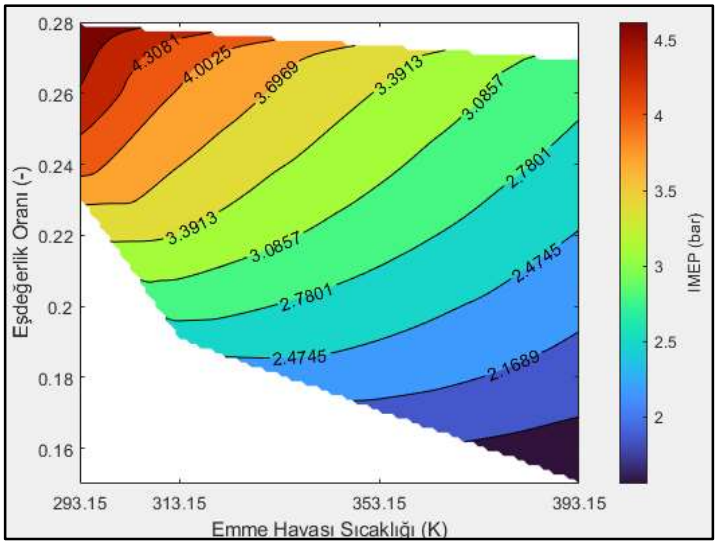
Emme havası giriş sıcaklığının HCCI yanmaya etkisini incelemek amacıyla, kapalı çevrim olarak modellenen simülasyonda başlangıç koşullarının detaylı bir şekilde tanımlanması gerekmektedir. Bu çalışmada, doğrulanmış bir boyutlu model kullanılarak emme havası giriş sıcaklıkları için başlangıç koşulları belirlenmiştir. Emme havası giriş sıcaklığının etkisinin incelenmesi için üç boyutlu olarak toplamda 30 farklı durum incelenmiş ve analiz edilmiştir. 293,15 K (20°C), 313,15 K (40°C), 353,15 K (80°C) ve 393,15 K (120°C) sıcaklık değerleri, literatürde yaygın olarak kullanılan ve HCCI yanma üzerindeki etkilerini en iyi şekilde analiz etmek amacıyla seçilmiş olup, simülasyon süreçlerinde uygulanmıştır [49, 129].

Emme havası sıcaklığının çalışma aralığına etkisinin incelenebilmesi için ilk olarak vuruntu ve tekleme sınır değerleri belirlenmiştir. Şekil 8.20'te farklı emme havası sıcaklıkları için maksimum basınç artış oranları sunulmuştur. Maksimum basınç artış oranının 10 bar/derece olduğu eşdeğerlik oranları vuruntu sınır değerleri olarak belirlenmiştir. Emme havası giriş sıcaklığı arttıkça vuruntu sınır değer eşdeğerlik oranının düştüğü, tekleme sınır değerinin ise daha düşük oranlara doğru genişlediği tespit edilmiştir.




Şekil 8.20. Farklı emme havası giriş sıcaklıkları için maksimum basınç artış oranı grafiği

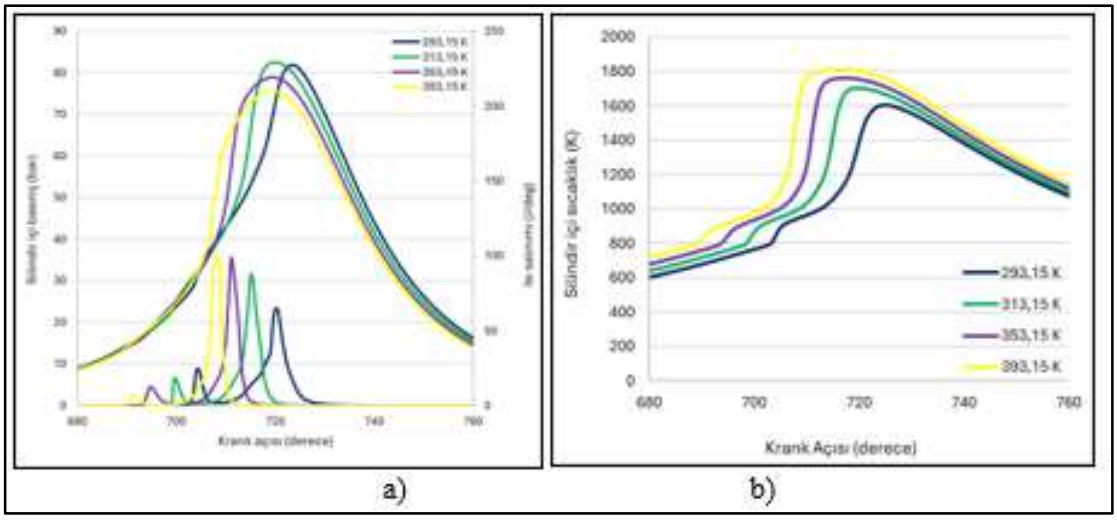
Şekil 8.21'te görüldüğü üzere, emme havası giriş sıcaklığının artışı HCCI motorların çalışma aralığını daha fakir karışım koşullarına doğru genişletmektedir. Literatürde de belirtildiği gibi, sıcaklık arttıkça kimyasal reaksiyon oranlarının hızlanması çalışma aralığını daha düşük eşdeğerlik oranlarına doğru genişletmektedir [48, 131]. Bu durum, daha geniş bir aralıkta stabil yanma sağlamaktadır. Hasan ve diğerlerinin [152] çalışmalarında da ifade edildiği gibi, emme sıcaklığının artışı yanmanın kontrolünü kolaylaştırmakta ve yanma sürecinin daha verimli gerçekleşmesine katkıda bulunmaktadır [152]. Ancak, çok yüksek emme sıcaklıkları motorun vuruntu riskini artırarak güvenli çalışma sınırlarını aşabilir [48]. Sonuçlar, emme havası giriş sıcaklığının çalışma aralığının genişletilebilmesi için kullanılabileceğini açıkça ortaya koymaktadır.




Şekil 8.21. Emme havası giriş sıcaklığının çalışma aralığına etkisi

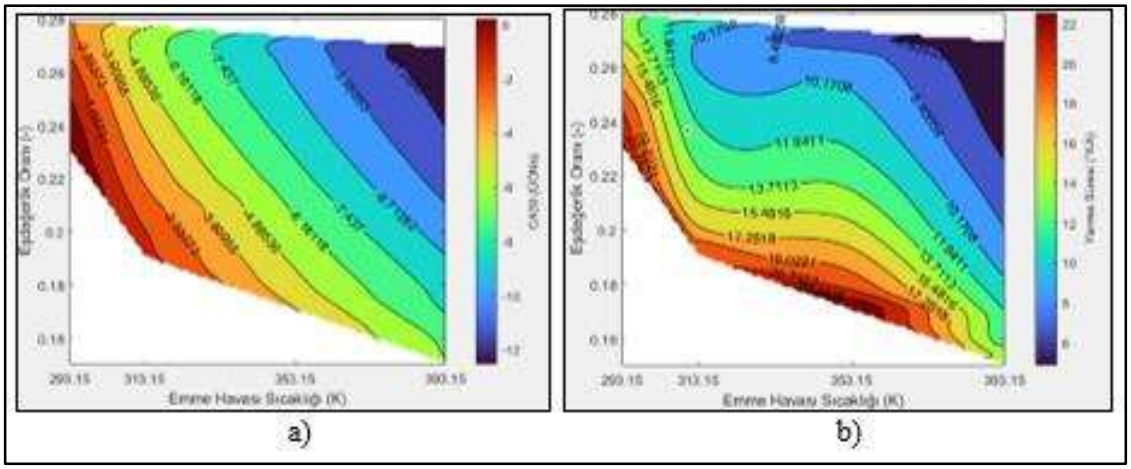
Şekil 8.22'da 0,26 eşdeğerlik oranı için emme havası sıcaklığının HCCI çalışma aralığına ve silindir içi basınç ile ısı salınımına etkisi sunulmuştur. Hasan ve diğerleri tarafından gerçekleştirilen çalışmada, emme havası sıcaklığının artmasıyla ateşleme zamanlamasının öne çekildiği hem düşük sıcaklık reaksiyonlarının hem de ana yanma sürecinin öne kaydığı ifade edilmiştir. Yüksek basınç artış hızı, hızlı bir ısı salınımı yaratmakta ve bu durum vuruntuya neden olarak HCCI yanmasını olumsuz etkilemektedir. Bu nedenle, emme havası sıcaklığı arttıkça silindir basıncının düştüğü belirlenmiştir. Öte yandan, emme sıcaklığının artması ısı salım oranını önemli ölçüde artırmıştır [152].

Şekil 8.22'de sunulan simülasyon sonuçları, literatürde bildirilen bulgularla büyük ölçüde uyumludur. Emme havası sıcaklığının artışıyla birlikte, HCCI çalışma aralığında silindir içi basınç ve ısı salınımı eğrilerinin öne kaydığı gözlemlenmiştir. Bu bulgular, sıcaklık artışının kimyasal reaksiyon oranlarını hızlandırarak reaksiyon sürelerini kısalttığını ve ateşleme zamanlamasını öne çektiğini, literatürde belirtildiği gibi doğrulamaktadır. Yüksek emme sıcaklıklarının, yanma sürecinin daha erken başlamasına ve silindir içi maksimum basıncın daha erken bir krank açısında gerçekleşmesine neden olduğu bu sonuçlarla tutarlıdır. Ayrıca, emme havası sıcaklığının artırılması, literatürde de belirtildiği gibi, vuruntu riskini artırırken ısı salınım oranını da önemli ölçüde yükseltmiştir. Ek olarak, düşük sıcaklık rejimi ısı salınımı sıcaklık artışı ile birlikte azalmıştır. Bu grafikler, HCCI yanma süreçlerinde emme havası sıcaklığının kritik rolünü, literatürdeki bulgularla tutarlı bir şekilde açıkça ortaya koymaktadır.




Şekil 8.22. Emme havası sıcaklığının a) silindir içi basınç ve ısı salınımı b)silindir içi sıcaklığa etkisi (φ : 0,26)

HCCI motorlarda emme havası sıcaklığı, hava-yakıt karışımının kendi kendine tutuşmasını sağlayan kritik bir parametredir. Araştırmalar, dolgu giriş sıcaklığının yanma karakteristikleri ve emisyonlar üzerinde doğrudan etkili olduğunu göstermektedir [48, 131]. Sıcaklık arttıkça kimyasal reaksiyon oranı artmakta, reaksiyon süresi kısalmakta ve maksimum silindir basıncı ile düşük sıcaklık rejimi ısı salınımı daha erken krank açılarında gerçekleşmektedir. Bu bulgular, dolgu giriş sıcaklığının HCCI motorlarında yanma performansı üzerinde kritik bir rol oynadığını göstermektedir [49]. Şekil 8.27'de CA50 değerlerinin emme havası sıcaklığı (T) ve eşdeğerlik oranına göre nasıl değiştiği gösterilmektedir. Sıcaklık arttıkça, CA50 değerleri daha negatif bölgelere kaymakta ve yanmanın daha erken krank açılarında gerçekleştiği gözlemlenmektedir. Şekil 8.27 (a) incelendiğinde, sıcaklık 293,15 K'dan 393,15 K'ya çıktığında CA50 değeri -2'den -10'a değişmektedir. Yanma süresinin sıcaklık ve eşdeğerlik oranına bağlı olarak nasıl değiştiği gösterilmektedir. Sıcaklık arttıkça yanma süresi de belirgin bir şekilde kısalmaktadır; Şekil 8.27 (b) sıcaklığın 293,15 K'dan 393,15 K'ya artışı, yanma süresini 18 KA'dan 5 KA'sına kadar düşürmektedir. Bu durum, kimyasal reaksiyonların daha hızlı ve ısı salınımının daha erken ve kısa sürede gerçekleştiğini göstermektedir.




Şekil 8.23. Emme havası giriş sıcaklığının a)CA50 ve b) yanma süresine etkisi

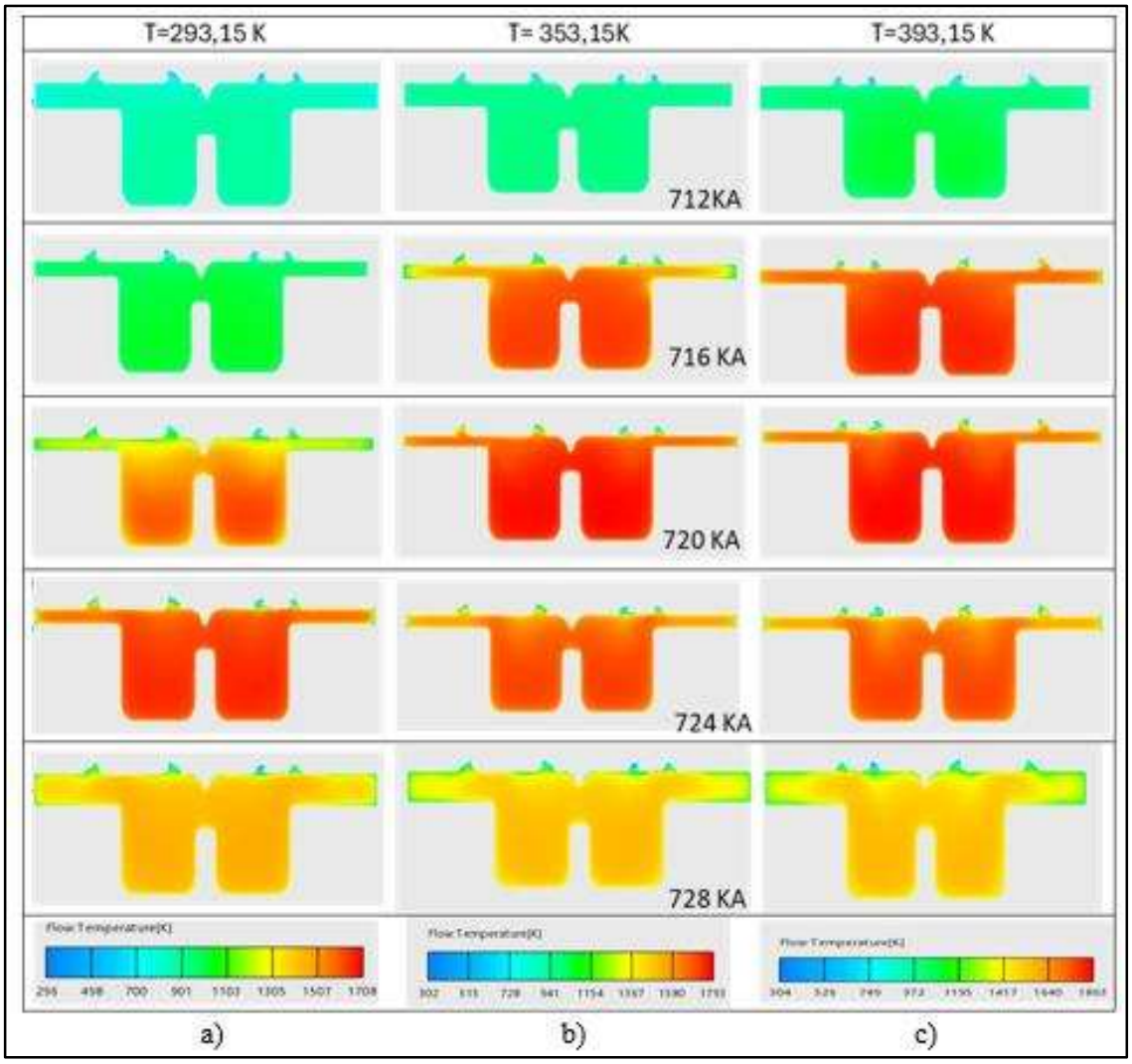
Farklı emme havası sıcaklıklarının 0,26 eşdeğerlik oranı için IMEP ve indike termik verim değerleri Çizelge 8.6'te sunulmuştur. HCCI motorlarının performansı üzerindeki emme havası sıcaklığının etkisini incelemek amacıyla yapılan literatür çalışmalarında, belirlenen sıcaklıklara göre IMEP ve maksimum silindir basıncının emme sıcaklığı arttıkça azaldığı gözlemlenmiştir. Bu durum, düşük sıcaklık fazında gerçekleşen kritik kimyasal reaksiyonlardan kaynaklanmaktadır. Bu reaksiyonlar, sistem sıcaklığı ve hava-yakıt oranına (AFR) bağlı olarak meydana gelmektedir [152]. Çizelge 8.6 incelendiğinde, literatürle uyumlu olarak, emme havası sıcaklığı arttıkça IMEP değerlerinin ve dolayısıyla indike termik verimin azaldığı görülmektedir.

Çizelge 8.6. Farklı emme havası giriş sıcaklığındaki IMEP ve indike termik verim (φ :0,26)

| Emme havası sıcaklık (K) | 293,15 | 333,15 | 413,15 | 533,15 |
|---|---|---|---|---|
| IMEP (bar) | 4,58 | 3,98 | 3,37 | 2,85 |
| İndike termik verim (%) | 50,02 | 46,87 | 42,89 | 38,87 |

Şekil 8.28'de, 0,26 eşdeğerlik oranı ve farklı emme havası giriş sıcaklıkları (293,15 K, 353,15 K ve 393,15 K) için silindir içi sıcaklık dağılımları gösterilmektedir. Bu sıcaklık dağılımları, krank açısının 704° ile 740° arasında değiştiği aralıklarda elde edilmiştir. Görsellerden de anlaşılacağı üzere, emme havası sıcaklığının artırılmasıyla birlikte silindir içi maksimum sıcaklık önemli ölçüde artış göstermiştir. Bu artış, özellikle yüksek sıcaklık bölgelerinin genişlemesine ve yanma sürecinin daha erken bir krank açısında başlamasına neden olmuştur. Daha düşük emme havası sıcaklıklarında (293,15 K), sıcaklık dağılımı daha

homojen ve düşük seviyelerde kalırken, 353,15 K ve 393,15 K emme sıcaklıklarında sıcaklık artışı belirginleşmiş, yanma süreci daha hızlı ve etkili bir şekilde gerçekleşmiştir.

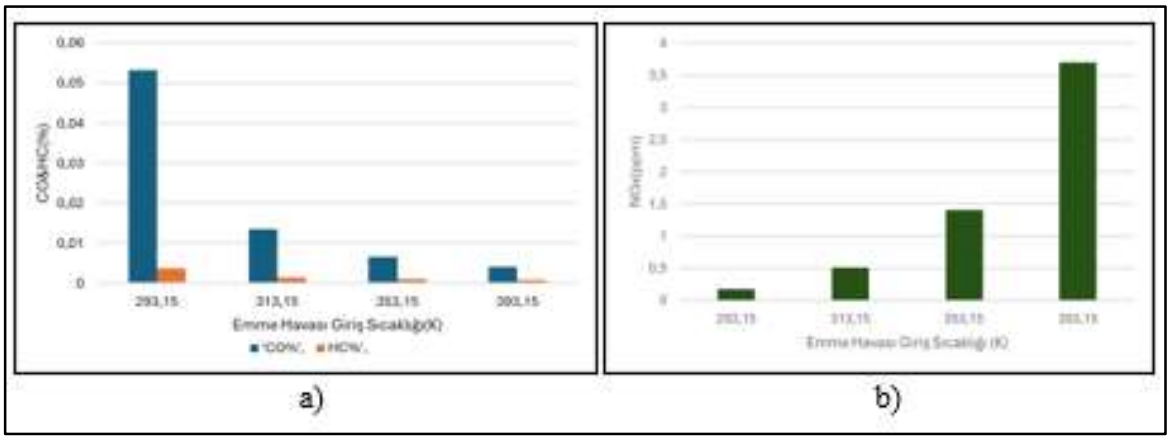



Şekil 8.24. Emme havası sıcaklığının silindir içi sıcaklık dağılımına etkisi a) T=293,15 K b) T= 353,15K c) T=393,15 K (φ : 0,26)

HCCI yanmada emme havası giriş sıcaklığının CO ve HC emisyonlarına etkisi Şekil 8.25'te sunulmaktadır ve literatürdeki bulgularla genel olarak uyum göstermektedir. Yao ve diğerlerinin [44] çalışmasında, silindir sıcaklığının artışıyla CO ve HC emisyonlarının monoton bir şekilde azaldığı, ancak silindir sıcaklığının 1300 K'nin altına düşmesi durumunda CO ve HC emisyonlarının artış gösterdiği belirtilmiştir. Benzer şekilde, çalışmamızda da düşük sıcaklık ve düşük eşdeğerlik oranlarında CO ve HC emisyonlarının yüksek seviyelerde olduğu, sıcaklık arttıkça ve karışım zenginleştikçe CO ve HC emisyonlarının belirgin bir azalma eğilimi gösterdiği saptanmıştır. Özellikle eşdeğerlik oranının 0.20'nin altında olduğu ve sıcaklığın 300-350 K aralığında bulunduğu durumlarda

CO ve HC emisyonlarının yüksek seviyelere ulaştığı görülmektedir. Calam ve diğerlerinin [155] çalışmasında ise, fakir karışım koşullarında silindir içi düşük sıcaklıkların CO'nun $CO_2$'ye dönüşümünü engelleyerek CO emisyonlarını artırdığına dikkat çekilmektedir. Çalışmamızda da düşük sıcaklık ve düşük eşdeğerlik oranı koşullarında CO emisyonlarının benzer şekilde arttığı tespit edilmiştir. Shen ve diğerleri [156]tarafından yapılan araştırmada ise, emme sıcaklığının artışının CO ve HC emisyonlarını azalttığı vurgulanmış, HCCI motorlarındaki düşük sıcaklık yanmasının CO emisyonlarının artırmasına neden olduğu ifade edilmiştir. Çalışmamızda elde edilen CO ve HC emisyon değerleri Shen ve diğerlerinin [156]sonuçlarıyla uyum göstermektedir. Bu karşılaştırmalar, çalışmamızın CO ve HC oluşum mekanizmaları ve sıcaklık-emisyon ilişkisi bağlamında literatürdeki bulgularla tutarlı olduğunu göstermektedir.

$NO_x$ emisyonları incelendiğinde, artan emme havası giriş sıcaklığının $NO_x$ emisyonlarını artırdığı görülmektedir. Yao ve diğerlerinin [44], $NO_x$ emisyonlarının maksimum silindir sıcaklığı ile değişimini incelediği çalışmada, sıcaklığın 1900 K'i geçmediği durumlarda $NO_x$ emisyonlarının 0-5 ppm arasında olduğu, sıcaklığın artışına paralel olarak arttığı belirtilmiştir [44]. Şekil 8.22(b)'e göre 393,15 K için, maksimum silindir içi sıcaklık değeri 1800 K olup, 1900K'i geçmediği belirlenmiştir. Şekil8.25 (b) incelendiğinde, Yao ve diğerlerinin sonuçları ile uyumlu olarak, $NO_x$ emisyonlarının sıcaklık artışı ile arttığı, 393,15 K için ise 3,69 ppm olarak hesaplandığı ve 5 ppm değerinin altında kaldığı tespit edilmiştir [44].




Şekil 8.25. HCCI yanmada emme havası giriş sıcaklığının a) CO, HC ve b) $NO_x$ emisyonlarına etkisi (φ : 0,26)

## 8.5. Sıkıştırma Oranının HCCI Yanmaya Etkisi

Sıkıştırma oranının n-heptan yakıtının çalışma aralığına olan etkisini incelemek amacıyla, üç boyutlu olarak toplamda 18 farklı durum incelemiş ve analiz edilmiştir. Sıkıştırma oranındaki değişiklikler, tekleme sınır değeri için belirlenen maksimum silindir içi basınç değerlerinin her bir sıkıştırma oranına göre yeniden hesaplanmasını gerektirmiştir. Tekleme (yanmama) sınır değerinin belirlenmesi bölümünde olduğu gibi, motorun sıkıştırma basıncı referans alınmış ve bu basınç değerinin %45 üzerinde olacak şekilde tekleme sınır değeri için maksimum silindir içi basınç değerleri tanımlanmıştır.

Tekleme sınır değeri yalnızca sıkıştırma oranının etkisinin incelenmesi için belirlenen 16 ve 15 sıkıştırma oranları için yeniden hesaplanmış olup, mevcut sıkıştırma oranı olan 17,5 için daha önce belirlenen 65 barlık değer korunmuştur. Maksimum sıkıştırma basıncı, Eşitlik 8.1 kullanılarak hesaplanmıştır ve bu değerler, tekleme sınır değeri için referans alınmıştır. Çizelge 8.7'de hesaplamalar için kullanılan kabuller sunulmuştur. Bu eşitlikler aracılığıyla, 16 sıkıştırma oranı için sıkıştırma basıncı 40,89 bar olarak hesaplanmış ve % 45 fazlası olan 59 bar, tekleme sınır değeri olarak kabul edilmiştir. Benzer şekilde, 15 sıkıştırma oranı için sıkıştırma basıncı 37,46 bar olarak hesaplanmış ve %45 fazlası olan 54 bar, tekleme sınır değeri olarak belirlenmiştir.

$$P_c = P_a . \varepsilon^k \tag{8.1}$$

$$P_a = \frac{(T_0+\Delta T)(\varepsilon-1)P_0\eta_v+P_rT_0}{\varepsilon T_0} \tag{8.2}$$

Çizelge 8.7. Hesaplamalar için yapılan kabuller

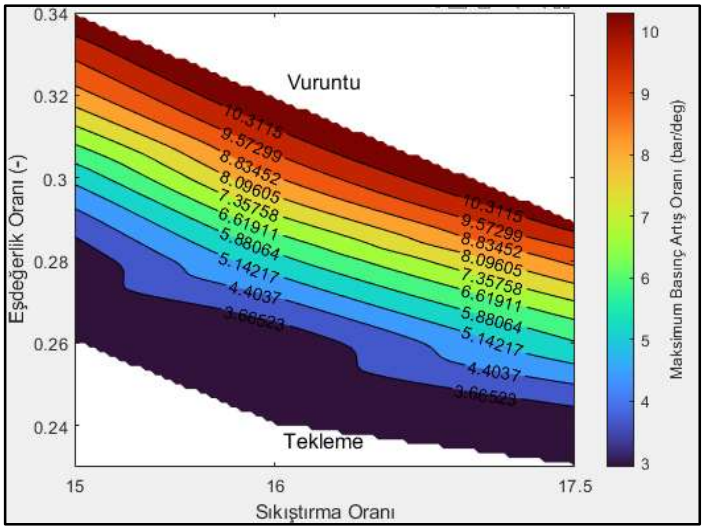
| | | |
|---|---|---|
| $P_0$ | Atmosferik basınç | 0,095 MPa |
| $T_0$ | Atmosferik sıcaklık | 293,15 K |
| Tr | Art gaz sıcaklığı | 850 K |
| Pr | Art gaz basıncı | 0,11 MPa |
| $\eta_v$ | Hacimsel verimlilik | 0,85 |
| $\Delta T$ | Sıcaklık artışı | 35 |
| $\varepsilon$ | Sıkıştırma oranı | 16-15 |
| k | Özgül ısı katsayısı | 1,37 |

Şekil 8.26'da gösterildiği üzere, sıkıştırma oranının azalması, vuruntu sınırına etki eden önemli bir parametredir. Sıkıştırma oranı azaldıkça, vuruntu sınırına ulaşan eşdeğerlik oranı daha yüksek değerlere kaymaktadır. Yüksek sıkıştırma oranlarında, silindir içi basınç ve sıcaklık daha fazla arttığı için vuruntu daha erken gerçekleşirken, sıkıştırma oranının azaltılması bu sınırı daha geniş bir eşdeğerlik oranı aralığına taşımaktadır.

Sıkıştırma oranı 17,5 olduğunda vuruntu sınırına daha düşük eşdeğerlik oranlarında (0,29) ulaşılırken, sıkıştırma oranı 15'e düşürüldüğünde bu sınır daha yüksek eşdeğerlik oranlarına (0,34) kaymaktadır. Calam ve diğerleri [55] tarafından yapılan çalışmalar, bu bulgularla uyumlu olarak, sıkıştırma oranının azaltılmasının vuruntu sınırını genişlettiğini ve motorun daha güvenli bir çalışma aralığına olanak tanıdığını göstermektedir. Pedersen ve Schramm [54] de, sıkıştırma oranı azaldığında motorun daha geniş bir çalışma aralığına sahip olduğunu ve vuruntu riskinin büyük ölçüde azaldığını belirtmiştir. Bu sonuçlar, HCCI motorlarında düşük sıkıştırma oranlarında daha yüksek eşdeğerlik oranlarının vuruntuya yol açmadan kullanılabileceğini göstermektedir. Peng ve diğerlerinin çalışmasında sıkıştırma oranının etkisi 18:1, 15:1 ve 12:1 oranlarında, sabit 105°C giriş sıcaklığı altında incelenmiştir. Sıkıştırma oranının düşürülmesi, vuruntu riskini azaltarak vuruntu sınırını daha düşük hava-yakıt oranı değerlerine kaydırmıştır. Bu durum, daha zengin karışımların güvenli kullanımına olanak sağlamaktadır [153].

Şekil 8.26'da aynı zamanda, düşük sıkıştırma oranlarında tekleme sınırının daha yüksek eşdeğerlik oranlarında gerçekleştiği görülmektedir. Yüksek sıkıştırma oranlarına sahip bir motorun çalışma aralığı daha sınırlı iken, düşük sıkıştırma oranlarında motor daha geniş bir eşdeğerlik oranı aralığında güvenli bir şekilde çalışabilmektedir. Maksimum basınç artış oranı (bar/KA) grafikte renklendirilmiş alanlarla gösterilmiş olup, vuruntu ve tekleme sınırlarına etki eden basınç artışının da sıkıştırma ve eşdeğerlik oranlarına göre nasıl değiştiği açıkça görülmektedir.

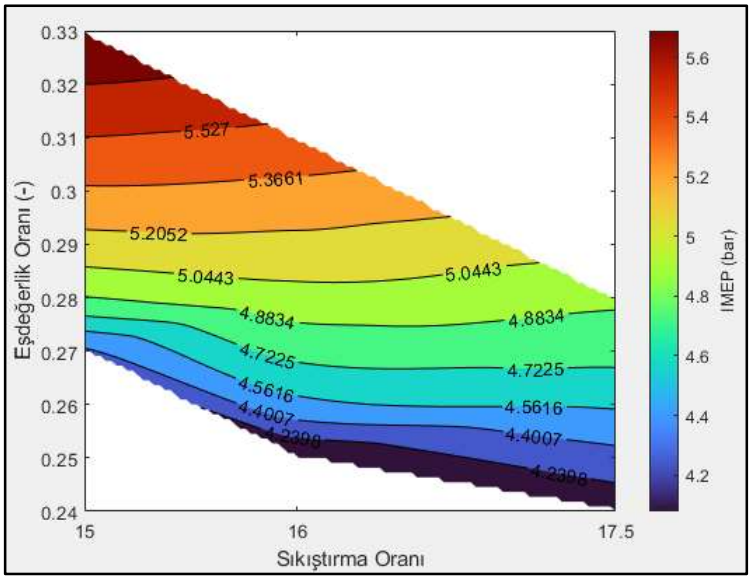
Sonuç olarak, sıkıştırma oranının azalması vuruntu sınırını genişleterek motorun daha yüksek eşdeğerlik oranlarında güvenli bir şekilde çalışmasına olanak tanır. Bu da, motorun çalışma aralığını genişletirken, yüksek sıkıştırma oranlarının getirdiği vuruntu riskini önemli ölçüde azaltır.




Şekil 8.26. Farklı sıkıştırma oranları için maksimum basınç artış oranı grafiği

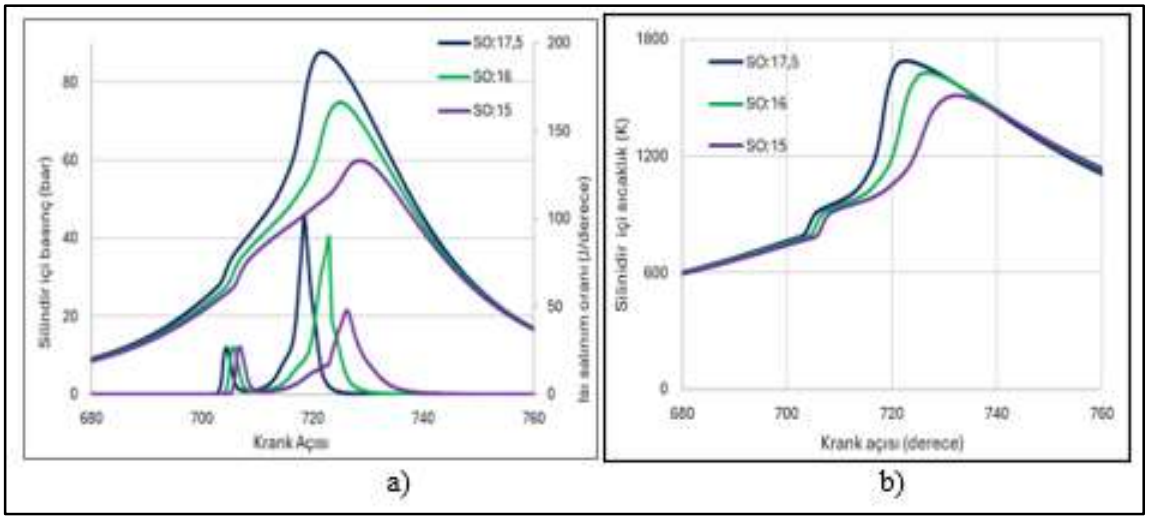
Sıkıştırma oranı ve eşdeğerlik oranı arasındaki ilişkinin motorun çalışma aralığı üzerindeki etkisi Şekil 8.27'de sunulmuştur. Bu şekilden de görüldüğü üzere, sıkıştırma oranının azaltılması, motorun çalışma aralığını daha yüksek eşdeğerlik oranlarına kaydırmakta ve bu sayede daha yüksek IMEP elde edilmektedir. 18 sıkıştırma oranı için maksimum IMEP değeri 4,92 bar iken, 15 sıkıştırma oranı bu değeri 5,84 bar'a yükseltmiştir. 15 sıkıştırma oranının, diğer sıkıştırma oranlarına kıyasla daha geniş bir çalışma aralığı sunduğu tespit edilmiştir. Peng ve diğerleri [153]tarafından yapılan çalışmada da benzer sonuçlara ulaşılmış olup, sıkıştırma oranının 18:1'den 15:1 ve 12:1'e düşürülmesinin maksimum IMEP'in 2,7 bar'dan 3,5 bar'a yükselmesine neden olduğu belirtilmiştir. Bu durum, sıkıştırma oranının düşürülmesinin, HCCI yanması için daha yüksek eşdeğerlik oranlarıyla daha geniş bir çalışma aralığı sunduğunu ve motor performansını artırdığını göstermektedir. Sıkıştırma oranı ve eşdeğerlik oranı arasındaki ilişkinin motorun çalışma aralığı üzerindeki etkisi Şekil 8.27'de sunulmuştur. Bu şekilden de görüldüğü üzere, sıkıştırma oranının azaltılması, motorun çalışma aralığını daha yüksek eşdeğerlik oranlarına kaydırmakta ve bu sayede daha yüksek IMEP elde edilmektedir. 18 sıkıştırma oranı için maksimum IMEP değeri 4,92 bar iken, 15 sıkıştırma oranı bu değeri 5,84 bar'a yükseltmiştir. Sıkıştırma oranları için belirlenen çalışma aralıkları kıyaslandığında, 15 sıkıştırma oranının diğer sıkıştırma oranlarına göre nispeten daha geniş bir çalışma aralığına sahip olduğu tespit edilmiştir. Peng ve diğerleri [153]tarafından yapılan çalışmada da benzer sonuçlara ulaşılmış olup, sıkıştırma oranının 18:1'den 15:1 ve 12:1'e düşürülmesinin maksimum IMEP'in 2,7 bar'dan 3,5 bar'a yükselmesine neden olduğu belirtilmiştir. Bu durum, sıkıştırma oranının düşürülmesinin, HCCI yanması için daha yüksek eşdeğerlik oranlarıyla daha geniş bir çalışma aralığı

sunduğunu ve motor performansını artırdığını göstermektedir. Sonuç olarak, bu bulgular literatürle uyumludur ve sıkıştırma oranının düşürülmesinin, HCCI motorlarında yanma çalışma aralığını genişleterek daha yüksek eşdeğerlik oranlarında güvenli çalışmayı ve aynı zamanda IMEP'in artışını sağlamada etkili bir yöntem olduğu değerlendirilmektedir.




Şekil 8.27. Sıkıştırma oranının çalışma aralığına etkisi

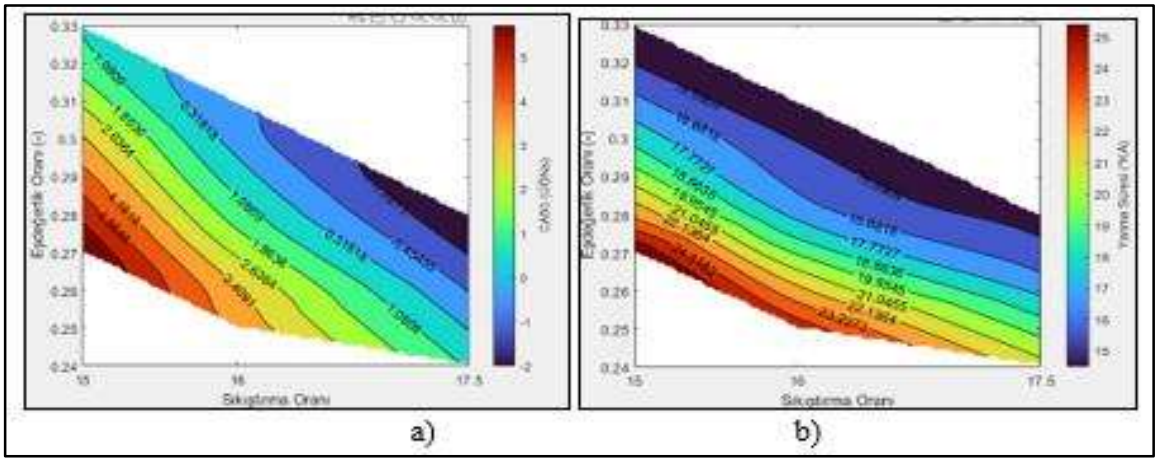
Farklı sıkıştırma oranları (SO:15, SO:16, SO:17,5) altında yapılan analizlerde, sıkıştırma oranı arttıkça silindir içi basınç ve ısı salınımının belirgin şekilde yükseldiği görülmüştür. SO:17,5 sıkıştırma oranı, diğer oranlara kıyasla en yüksek basınç ve ısı salınımına ulaşmıştır. Daha yüksek sıkıştırma oranı, sıkıştırma sonunda gazların daha yüksek sıcaklıklara ulaşmasına yol açmış, bu da yanma sürecini hızlandırmıştır. Buna karşın, SO:15'te ise daha düşük basınç ve sıcaklıklar, daha geç ve yavaş bir yanma ile sonuçlanmıştır. Sıkıştırma oranının artması, silindir içi sıcaklığı da yükseltmiştir. SO:17,5'te daha yoğun bir yanma ve daha hızlı ısı salımı gözlemlenmiştir. Bu durum literatürdeki çalışmalarla uyumludur; Peng ve diğerleri [154], sıkıştırma oranının artmasının yanma zamanlamasını öne çekerek yanmayı hızlandırdığını belirtmiştir. Hyvönen ve diğerlerinin [157]çalışması da sıkıştırma oranının silindir içi basınç ve sıcaklık üzerindeki pozitif etkisini doğrulamaktadır. Çalışmada elde edilen bulgular, literatürdeki [154, 157]sıkıştırma oranının artmasıyla silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı salınımının hızlandığına dair sonuçlarla örtüşmektedir.




Şekil 8.28. Sıkıştırma oranının a) silindir içi basınç ve ısı salınımına etkisi b) silindir içi ortalama sıcaklığa etkisi (φ : 0,28)

Sıkıştırma oranının HCCI yanmada, CA50 ve yanma süresi (CA10-CA90) üzerindeki etkisi Şekil 8.29'de sunulmuştur. Elde edilen bulgular, sıkıştırma oranındaki artışın yanma zamanlamasını hızlandırdığı ve süresini kısalttığına dair önemli kanıtlar sunmaktadır. Şekil 8.29 (a) sıkıştırma oranı ile CA50'nin değişimini göstermektedir. İlgili grafik incelendiğinde sıkıştırma oranı azaldıkça CA50'nin daha geç gerçekleştiği görülmektedir. Bu durum, daha düşük sıkıştırma oranlarının silindir içi sıcaklık ve basıncı azaltarak (Şekil 8.28) yanmanın daha geç başlamasına neden olduğunu göstermektedir. Bu sonuçlar, Peng ve diğerlerinin [153]çalışmalarında elde edilen bulgularla uyumludur; sıkıştırma oranındaki artışın düşük sıcaklık reaksiyonlarının otomatik ateşleme zamanlamasını ileri taşıdığı ifade edilmiştir. Bu bağlamda, daha yüksek sıkıştırma oranları ile yanmanın hızlandığı ve yanma fazının erken tamamlandığı görülmektedir. Şekil 8.29(b)'de sıkıştırma oranının CA10-CA90 ile ifade edilen yanma süresine etkileri sunulmuştur. Elde edilen bulgular, sıkıştırma oranı azaldıkça yanma süresinin arttığını göstermektedir. Sıkıştırma oranının 17,5'ten 15'e düşürülmesi, yanma süresinin yaklaşık 15° KA'dan 25°KA'na çıkmasına neden olmuştur. Bu bulgular, Calam ve diğerlerinin [55] araştırmasındaki sonuçlarla örtüşmektedir. Calam ve diğerleri [55], sıkıştırma oranı arttıkça yanma süresinin kısaldığını ve HCCI motorlarda daha verimli bir yanma sağlandığını belirtmiştir. Yapılan literatür incelemeleri, sıkıştırma oranının HCCI motorlarındaki yanma süresi ve zamanlaması üzerinde önemli bir rol oynadığını ortaya koymaktadır. Peng ve diğerleri [153] sıkıştırma oranındaki artışın düşük sıcaklık reaksiyonlarını hızlandırdığına ve yanma zamanlamasını ileri taşıdığına dikkat çekmişlerdir. Aynı şekilde, Calam ve diğerleri [55],sıkıştırma oranındaki artışın yanma süresini kısalttığını

ve bu durumun silindir içi sıcaklık ve basınçtaki artışa bağlı olduğunu belirtmiştir. Çalışmamızdaki bulgular da bu sonuçlarla paralellik göstermektedir.




Şekil 8.29. Sıkıştırma oranının a)CA50 ve b) yanma süresine etkisi

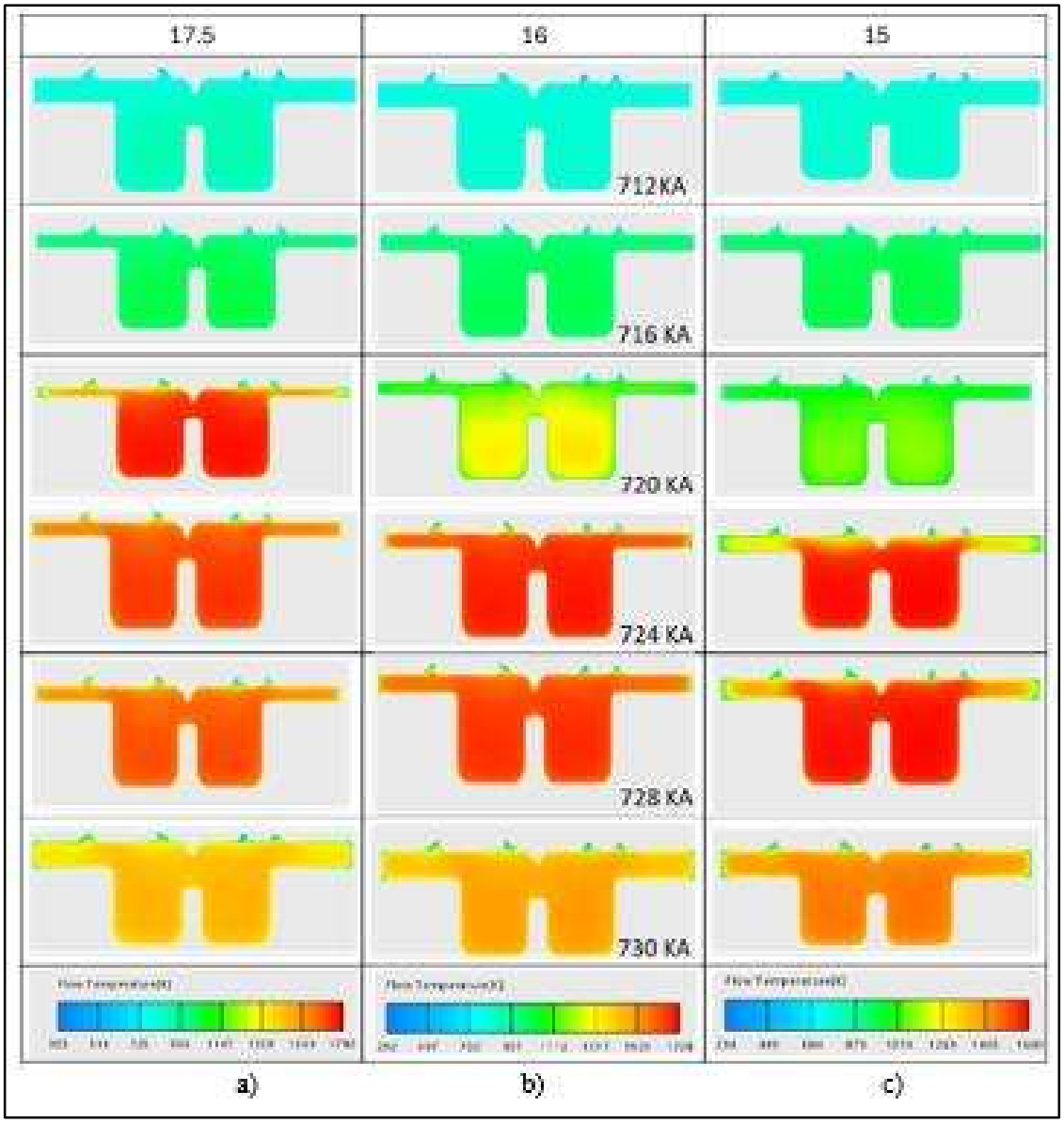
Çizelge 8.8, farklı sıkıştırma oranlarının IMEP ve indike termik verim üzerindeki etkilerini göstermektedir. Sıkıştırma oranı 17,5 olduğunda IMEP değeri 4,92 bar iken, bu değer sıkıştırma oranı 16'ya yükseldiğinde 4,98 bar olarak hesaplanmıştır. SO:15'te ise IMEP değeri 4,876 bar ile daha düşük bir değer elde edilmiştir. İndike termik verim açısından değerlendirildiğinde, SO:16 sıkıştırma oranı %50,21 ile en yüksek verimi sağlamış, SO:17,5 ise %49,88 ile buna yakın bir verim elde etmiştir. SO:15 sıkıştırma oranı ise %48,89 ile en düşük verimi göstermiştir. Bu bulgular, sıkıştırma oranı ile motorun performansı arasındaki doğrudan ilişkiyi ve sıkıştırma oranının artırılmasının HCCI yanma verimliliği üzerindeki olumlu etkilerini açıkça ortaya koymaktadır.

Elde edilen bulgular, sıkıştırma oranındaki değişikliklerin HCCI motorlarda yanma süresi, zamanlaması ve verimlilik üzerinde doğrudan etkili olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, sıkıştırma oranının dikkatle belirlenmesi gerekmektedir. Çalışmada 16 sıkıştırma oranı hem IMEP hem de indike termik verim açısından en iyi sonuçları vermektedir. Ancak, yüksek sıkıştırma oranlarının vuruntu riskini artırabileceği ve düşük sıkıştırma oranlarının da motor performansını düşürebileceği tespit edilmiştir.

Çizelge 8.8. Farklı sıkıştırma oranlarındaki IMEP ve indike termik verim (φ :0,28)

| Sıkıştırma Oranı | 17,50 | 16 | 15 |
|---|---|---|---|
| IMEP (bar) | 4,92 | 4,98 | 4,87 |
| İndike termik verim (%) | 49,88 | 50,21 | 48,88 |

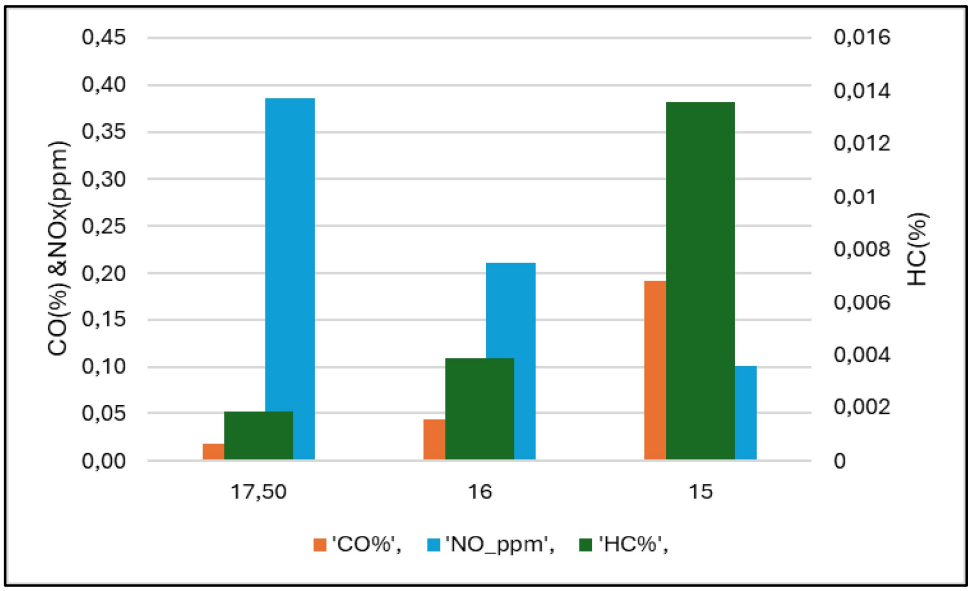
Şekil 8.30'da, 0,28 eşdeğerlik oranı ve farklı sıkıştırma oranları (SO:17,5, SO:16, SO:15) için silindir içi sıcaklık dağılımları gösterilmektedir. Bu sıcaklık dağılımları, krank açısının 704° ile 740° arasında olduğu aralıklarda elde edilmiştir. Sıkıştırma oranı azaldığında (SO:17,5'ten SO:15'e), silindir içi sıcaklıklar daha düşük seviyelerde kalmakta ve yanma daha yavaş gerçekleşmektedir. Yüksek sıkıştırma oranlarında (SO:17,5), silindir içi sıcaklıklar hızla yükselmekte ve maksimum sıcaklık bölgeleri krank açısına bağlı olarak daha erken (720° KA'da) oluşurken, sıkıştırma oranı düştükçe (SO:15) sıcaklık dağılımı daha düşük seviyelerde kalmakta ve sıcaklık artışı daha geç (728° KA'da) gerçekleşmektedir. Sıkıştırma oranının düşmesi, silindir içi basınç ve sıcaklıkların yükselmesi için gerekli süreyi uzatmaktadır. SO:17,5 sıkıştırma oranı için maksimum sıcaklık değeri 1780 K iken, SO:15 sıkıştırma oranı için bu değer 1660 K'dır. Sıkıştırma oranı azaldıkça, silindir içindeki sıcaklık farkları daha belirgin hale gelmekte ve sıcaklık dağılımı heterojenleşmektedir. 17,5 sıkıştırma oranında sıcaklık dağılımı daha homojen iken, 15 sıkıştırma oranında nispeten daha heterojen bir sıcaklık dağılımı gözlenmektedir. Bu nedenle, 17,5 sıkıştırma oranında yanma daha kararlı ve hızlı gerçekleşmektedir. 15 sıkıştırma oranında ise sıcaklık farkları, yanmanın farklı hızlarda gerçekleşmesine ve yanma süresinin uzamasına yol açmaktadır. Homojen olmayan sıcaklık dağılımı, yanma verimliliğini düşürmekte ve motor performansını olumsuz etkilemektedir. Ayrıca, yanmanın kontrol edilmesi zorlaşmaktadır; silindirin bazı bölgelerinde yanma hızlı gerçekleşirken, diğer bölgelerde daha yavaş veya eksik yanma meydana gelmektedir.




Şekil 8.30. Farklı sıkıştırma oranlarının silindir içi sıcaklık dağılımına etkisi a) 17,5 b) 16 c)15(φ : 0,28)

Sıkıştırma oranının HCCI motorlarındaki emisyonlara olan etkisi, çeşitli araştırmalarla desteklenen belirgin bir eğilim göstermektedir. Sıkıştırma oranı arttıkça yanma verimliliği artmakta, bu da özellikle karbon monoksit (CO) ve hidrokarbon (HC) emisyonlarının azalmasıyla sonuçlanmaktadır. Ancak, bu artışın aynı zamanda azot oksitler ($NO_x$) emisyonlarında yükselişe neden olduğu gözlemlenmiştir [55, 153].Düşük sıkıştırma oranlarında, eksik yanma nedeniyle HC ve CO emisyonlarının yüksek olduğu görülmektedir. Özellikle 15:1 sıkıştırma oranı için yapılan analizler, silindir içi maksimum sıcaklığın 1510 K'ye kadar düştüğünü ve bu durumda CO ile HC emisyonlarının belirgin şekilde arttığını ortaya koymaktadır. Buna karşılık, 17,5:1 sıkıştırma oranında maksimum sıcaklık 1688 K'ye ulaşmış, yanma daha verimli hale gelmiş ve CO ile HC emisyonlarının azaldığı, fakat $NO_x$

emisyonlarının arttığı gözlemlenmiştir. Şekil 8.31ve literatürde yer alan veriler göstermektedir ki, sıkıştırma oranının artışı, $NO_x$ emisyonlarını yanma sıcaklıklarına paralel olarak artırmakta ve $NO_x$ oluşum mekanizmasıyla doğrudan ilişkilendirilmektedir [55, 153]. Literatürde Yao ve diğerleri [44]silindir içi sıcaklıkların artmasıyla $NO_x$ emsiyonların artığını, 1900 K'nin altında kalan maksimum silindir sıcaklıkları için $NO_x$ emisyonlarının 0-5 ppm aralığında değiştiğini belirtmiştir. Çalışmamızda da 17,5 sıkıştırma oranı için $NO_x$ emisyonları 0,39 ppm olarak hesaplanırken, 15 sıkıştırma oranında bu değerin 0,10 ppm'e düştüğü gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, HCCI motorlarında sıkıştırma oranı, emisyon değerlerini doğrudan etkileyen kritik bir parametredir. Yüksek sıkıştırma oranları CO ve HC emisyonlarını düşürürken, $NO_x$ emisyonlarını artırmakta; düşük sıkıştırma oranları ise CO ve HC emisyonlarını yükseltirken $NO_x$ emisyonlarını sınırlı seviyelerde tutmaktadır.




Şekil 8.31. HCCI yanmada sıkıştırma oranının a) CO, HC ve b) $NO_x$ emisyonlarına etkisi (φ : 0,28)

# 9. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, HCCI yanma sürecinde eşdeğerlik oranı, motor hızı, emme havası sıcaklığı, sıkıştırma oranı ve EGR gibi parametrelerin motor performansı üzerindeki etkileri kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, HCCI motorlarının verimliliğini artırmak ve güvenli çalışma aralığını genişletmek için önemli bilgiler sunmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranlı HCCI motorlarda motor performansını optimize etmek ve vuruntu riskini azaltmak amacıyla yanma süreçlerinin optimizasyonuna yönelik ileri araştırmalar için temel bir referans niteliği taşımaktadır. Bulgular aşağıda özetlenmiştir:

- Eşdeğerlik oranının artışı, motorun IMEP (Ortalama Etkili Basınç) ve verim değerlerinde belirgin bir iyileşme sağlamıştır. Analizlerde, eşdeğerlik oranı 0,28'e çıkarıldığında IMEP değeri 4,92 bar'a ulaşmış ve verim %49,88 seviyesine yükselmiştir. Bu artış, daha yoğun bir hava-yakıt karışımının daha fazla enerji üretme kapasitesine bağlıdır. Ayrıca, artan eşdeğerlik oranı silindir içi basınçları yükseltmiş ve yanma sürecindeki ısı salınımı da benzer bir artış göstermiştir. Bu bulgular, eşdeğerlik oranının HCCI yanma stratejisinde kritik bir performans parametresi olduğunu vurgulamaktadır.
- Motor hızının artışı, motor performansını olumlu yönde etkileyerek IMEP ve verim değerlerinde artış sağlamıştır. 1800 rpm motor hızında IMEP değeri 4,58 bar'a, verim ise %50,02 seviyesine ulaşmıştır. Artan hız, daha hızlı yanma süreçlerine yol açmış, bu da silindir içi basınç ve ısı salınımında artış sağlamıştır. Bununla birlikte, motor hızı arttıkça ateşleme gecikmesi uzamış ve CA50 daha geç bir krank açısında gerçekleşmiştir. Yüksek motor hızlarında yanma reaksiyonlarının ileri krank açılarına ötelenmesi yanma süresini uzatmış, bu da hız artışına rağmen yanma sürecinin kontrol altında tutulmasının önemini ortaya koymuştur.
- EGR oranının artışı, yanma basıncı ve ısı salınımında düşüşe yol açmıştır. Özellikle %20 EGR oranında, silindir içi maksimum basınç ve sıcaklık değerlerinde önemli bir azalma gözlemlenmiştir. Yanma süresi EGR artışıyla uzamış, CA50 üst ölü noktadan daha ileri krank açılarına kaymıştır. Bu bulgular, EGR'nin vuruntu riskini azaltarak HCCI yanma sürecini yavaşlatıcı etkisini göstermektedir. Ayrıca, EGR oranının artışıyla motorun daha yüksek eşdeğerlik oranlarında stabil çalışması sağlanmıştır ve çalışma aralığı genişlemiştir.
- Emme havası giriş sıcaklığının artışı, HCCI yanma sürecinde silindir içi basınç ve ısı salınımını ciddi ölçüde etkilemiştir. Sıcaklık artışıyla birlikte kimyasal reaksiyonlar

hızlanmış, bu da yanmanın daha erken başlamasına ve silindir içi basınç ile ısı salınımının daha erken krank açılarında gerçekleşmesine neden olmuştur. 293 K'den 393 K'ye çıkıldığında yanma süresi kısalmış ve ateşleme zamanlaması öne çekilmiştir. Ancak sıcaklık artışı, IMEP ve verimde azalmaya yol açmıştır, 293 K'de IMEP değeri 4,58 bar iken, 393 K'de 2,85 bar'a gerilemiştir. Daha yüksek sıcaklıklar vuruntu riskini artırarak motorun güvenli çalışma sınırlarını zorlamaktadır.

- Sıkıştırma oranının artışı, yanma zamanlamasını öne çekmiş ve yanma süresini kısaltmıştır. Sıkıştırma oranı 17,5 olduğunda CA50 daha erken gerçekleşmiş ve yanma süresi kısalmıştır. Sıkıştırma oranı 15'e düşürüldüğünde yanma süresi yaklaşık 15°KA'dan 25°KA'ya uzamış, CA50'nin daha geç gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Bu bulgular, yüksek sıkıştırma oranlarının yanmayı daha hızlı ve verimli hale getirdiğini, ancak düşük sıkıştırma oranlarının motorun çalışma aralığını genişlettiğini göstermektedir. Düşük sıkıştırma oranları, motorun daha yüksek eşdeğerlik oranlarında güvenli şekilde çalışmasına olanak tanımıştır.

Bu çalışmanın devamında yapılabilecek çalışmalar, HCCI motorlarının performans ve emisyon değerlerini iyileştirmek için farklı yakıt türleri üzerinde hem deneysel hem de sayısal çalışmalar, yüksek sıkıştırma oranlarına bağlı basınç artışlarının etkisini azaltmak amacıyla daha yüksek oktan sayısına sahip yakıtlarla sayısal analizler, HCCI yanma süreçlerine uygun yeni piston ve silindir tasarımları geliştirilerek bu tasarımlar performans açısından değerlendiren çalışmalardır.

# KAYNAKLAR


1. Thring, R. H. (1989). Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines. *SAE Technical Paper*, 892068, 10-12.

2. Pucher, G. R., Gardiner, D. P., Bardon, M. F., and Battista, V. (1996). Alternative Combustion Systems for Piston Engines Involving Homogeneous Charge Compression Ignition Concepts - A Review of Studies Using Methanol, Gasoline and Diesel Fuel. *Journal of Fuels And Lubrıcants*, 105(4), 2025-2035.

3. Saxena, S., Schneider, S., Aceves, S., and Dibble, R. (2012). Wet ethanol in HCCI engines with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels. *Applied Energy*, 98, 448-457.

4. Zhao, H., Peng, Z., and Ladommatos, N. (2001). Understanding of controlled autoignition combustion in a four-stroke gasoline engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 215(12), 1297-1310.

5. Hussaini, S. Y., Lahane, S., and Patil, N. G. (2016). Analysis of Performance and Emission Characteristics of a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine. *Procedia Technology*, 25, 854-861.

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

7. Onishi, S., Jo, S. H., Shoda, K., Jo, P. Do, and Kato, S. (1979). Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engines. *SAE Transactions*, 88(2), 1851-1860.

8. Noguchi, M., Tanaka, Y., Tanaka, T., and Takeuchi, Y. (1979). A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion. *SAE Transactions*, 88(3), 2816-2828.

9. Najt, P. M., and Foster, D. E. (1983). Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion. *SAE Transactions*, 92(1), 964-979.

10. Ryan, T. W., and Callahan, T. J. (1996). Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel. *SAE Transactions*, 105(4), 928-937.

11. Namar, M. M., and Jahanian, O. (2017). A simple algebraic model for predicting HCCI auto-ignition timing according to control oriented models requirements. *Energy Conversion and Management*, 154, 38-45.

12. Liao, H.-H., Widd, A., Ravi, N., Jungkunz, A. F., Kang, J.-M., and Gerdes, J. C. (2013). Control of recompression HCCI with a three region switching controller. *Control Engineering Practice*, 21(2), 135-145.

13. Bidarvatan, M., Thakkar, V., Shahbakhti, M., Bahri, B., and Aziz, A. A. (2014). Grey-box modeling of HCCI engines. *Applied Thermal Engineering*, 70(1), 397-409.

14. Chaudhari, V. D., and Deshmukh, D. (2019). Challenges in charge preparation and combustion in homogeneous charge compression ignition engines with biodiesel: A review. *Energy Reports*, 5, 960-968.

15. Pachiannan, T., Zhong, W., Rajkumar, S., He, Z., Leng, X., and Wang, Q. (2019). A literature review of fuel effects on performance and emission characteristics of low-temperature combustion strategies. *Applied Energy*, 251, 113-133.

16. Stanglmaier, R. H., and Roberts, C. E. (1999). Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications. *SAE Transactions*, 105(4), 928-937.

17. Hasan, M. M., and Rahman, M. M. (2016). Homogeneous charge compression ignition combustion: Advantages over compression ignition combustion, challenges and solutions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 282-291.

18. Hunicz, J. (2014). An experimental study of negative valve overlap injection effects and their impact on combustion in a gasoline HCCI engine. *Fuel*, 117, 236-250.

19. Mahrous, A.-F. M., Potrzebowski, A., Wyszynski, M. L., Xu, H. M., Tsolakis, A., and Luszcz, P. (2009). A modelling study into the effects of variable valve timing on the gas exchange process and performance of a 4-valve DI homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. *Energy Conversion and Management*, 50(2), 393-398.

20. Lee, K., Cho, S., Kim, N., and Min, K. (2015). A study on combustion control and operating range expansion of gasoline HCCI. *Energy*, 91, 1038-1048.

21. Christensen, M., Hultqvist, A., and Johansson, B. (1999). Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio. *SAE Technical Paper*, 3679, 1-17.

22. Xu, S., Wang, Y., Zhu, T., Xu, T., and Tao, C. (2011). Numerical analysis of two-stroke free piston engine operating on HCCI combustion. *Applied Energy*, 88(11), 3712-3725.

23. Hikita, T., Mizuno, S., Fujii, T., Yamasaki, Y., Hayashi, T., and Kaneko, S. (2018). Study on Model-Based Control for HCCI Engine. *IFAC-PapersOnLine*, 51(31), 290-296.

24. Nishi, M., Kanehara, M., and Iida, N. (2016). Assessment for innovative combustion on HCCI engine by controlling EGR ratio and engine speed. *Applied Thermal Engineering*, 99, 42-60.

25. Ibrahim, M. M., and Ramesh, A. (2014). Investigations on the effects of intake temperature and charge dilution in a hydrogen fueled HCCI engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 39(26), 14097-14108.

26. Xu, L., Bai, X.-S., Li, C., Tunestål, P., Tunér, M., and Lu, X. (2019). Combustion characteristics of gasoline DICI engine in the transition from HCCI to PPC: Experiment and numerical analysis. *Energy*, 185, 922-937.

27. Hunicz, J., and Mikulski, M. (2018). Investigation of the thermal effects of fuel injection into retained residuals in HCCI engine. *Applied Energy*, 228, 1966-1984.

28. Turkcan, A., Altinkurt, M. D., Coskun, G., and Canakci, M. (2018). Numerical and experimental investigations of the effects of the second injection timing and alcohol-gasoline fuel blends on combustion and emissions of an HCCI-DI engine. *Fuel*, 219, 50-61.

29. Coskun, G., Soyhan, H. S., Demir, U., Turkcan, A., Ozsezen, A. N., and Canakci, M. (2014). Influences of second injection variations on combustion and emissions of an HCCI-DI engine: Experiments and CFD modelling. *Fuel*, 136, 287-294.

30. Valero-Marco, J., Lehrheuer, B., López, J. J., and Pischinger, S. (2018). Potential of water direct injection in a CAI/HCCI gasoline engine to extend the operating range towards higher loads. *Fuel*, 231, 317-327.

31. Liu, H., Zhang, P., Li, Z., Luo, J., Zheng, Z., and Yao, M. (2011). Effects of temperature inhomogeneities on the HCCI combustion in an optical engine. *Applied Thermal Engineering*, 31(14-15), 2549-2555.

32. Yang, D., Wang, Z., Wang, J.-X., and Shuai, S. (2011). Experimental study of fuel stratification for HCCI high load extension. *Applied Energy*, 88(9), 2949-2954.

33. Tanaka, S., Ayala, F., Keck, J. C., and Heywood, J. B. (2003). Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives. *Combustion and Flame*, 132(1-2), 219-239.

34. Eng, J. A. (2002). Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion. *SAE Technical Paper*, 2859, 1-15.

35. Saxena, S., and Bedoya, I. D. (2013). Fundamental phenomena affecting low temperature combustion and HCCI engines, high load limits and strategies for extending these limits. *Progress in Energy and Combustion Science*, 39(5), 457-488.

36. Andreae, M. M., Cheng, W. K., Kenney, T., and Yang, J. (2007). On HCCI Engine Knock. *Journal of Fuels And Lubrıcants*, 116(4), 355-363.

37. Russell, M. F., and Haworth, R. (1985). Combustion Noise from High Speed Direct Injection Diesel Engines. *SAE Transactions*, 94(4), 810-831.

38. Shahlari, A. J., Hocking, C., Kurtz, E., and Ghandhi, J. (2013). Comparison of Compression Ignition Engine Noise Metrics in Low-Temperature Combustion Regimes. *SAE International Journal of Engines*, 6(1), 541-552.

39. Oakley, A., Zhao, H., Ladommatos, N., and Ma, T. (2001). Dilution effects on the controlled auto-ignition (CAI) combustion of hydrocarbon and alcohol fuels. *Journal of Fuels And Lubrıcants*, 110(4), 2086-2099.

40. Christensen, E., Yanowitz, J., Ratcliff, M., and McCormick, R. L. (2011). Renewable Oxygenate Blending Effects on Gasoline Properties. *Energy and Fuels*, 25(10), 4723-4733.

41. Dec, J. E. (2002). A Computational Study of the Effects of Low Fuel Loading and EGR on Heat Release Rates and Combustion Limits in HCCI Engines. *SAE Technical Paper*, 1309, 1-18.

42. Bression, G., Soleri, D., Savy, S., Dehoux, S., Azoulay, D., Hamouda, H. B.-H., … Lawrence, N. (2008). A Study of Methods to Lower HC and CO Emissions in Diesel HCCI. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 1(1), 37-49.

43. Aroonsrisopon, T., Foster, D., Morikawa, T., and Iida, M. (2002). Comparison of HCCI operating ranges for combinations of intake temperature, engine speed and fuel composition. *SAE Technical Papers*, 1924, 1-11.

44. Yao, M., Zheng, Z., Zhang, B., and Chen, Z. (2004). The effect of PRF fuel octane number on HCCI operation. *SAE Technical Papers*, 2992, 1-11.

45. Aydoğan, B. (2020). Experimental investigation of tetrahydrofuran combustion in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine: Effects of excess air coefficient, engine speed and inlet air temperature. *Journal of the Energy Institute*, 93(3), 1163-1176.

46. Lü, X. C., Chen, W., and Huang, Z. (2005). A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 2. Effect of operating conditions and EGR on HCCI combustion. *Fuel*, 84(9), 1084-1092.

47. Thi, H., Lan, A., and Tuan Nghia, N. (2024). Investigate the effect of EGR stratergies on the HCCI engine's performance with N-heptane fuel injection. *EUREKA: Physics and Engineering*, 94-105.

48. Zhang, C. H., Pan, J. R., Tong, J. J., and Li, J. (2011). Effects of intake temperature and excessive air coefficient on combustion characteristics and emissions of HCCI combustion. *Procedia Environmental Sciences*, 11(2011), 1119-1127.

49. Zhang, C. H., Xue, L., and Wang, J. (2014). Experimental study of the influence of λ and intake temperature on combustion characteristics in an HCCI engine fueled with n-heptane. *Journal of the Energy Institute*, 87(2), 175-182.

50. Yao, M., Zheng, Z., and Liu, H. (2009). Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 35(5), 398-437.

51. Epping, K., Aceves, S., Bechtold, R., and Dec, J. (2002). The potential of HCCI combustion for high efficiency and low emissions. *SAE Technical Papers*, 1923, 1-15.

52. Shibata, G., Oyama, K., Urushihara, T., and Nakano, T. (2005). Correlation of low temperature heat release with fuel composition and HCCI engine combustion. *SAE Technical Papers*, 0138, 1-16.

53. Zheng, Z., Yao, M., Chen, Z., and Zhang, B. (2004). Experimental study on HCCI combustion of dimethyl ether(DME)/methanol dual fuel. *SAE Technical Papers*, 2993, 1-11.

54. Pedersen, T. D., and Schramm, J. (2007). A study on the effects of compression ratio, engine speed and equivalence ratio on HCCI combustion of DME. *SAE Technical Paper*, 1860, 1-12.

55. Calam, A., Solmaz, H., Yılmaz, E., and İçingür, Y. (2019). Investigation of effect of compression ratio on combustion and exhaust emissions in A HCCI engine. *Energy*, 1208-1216.

56. Kulzer, A., Nier, T., and Karrelmeyer, R. (2011). A thermodynamic study on boosted HCCI: Experimental results. *SAE Technical Papers*, 0905, 1-12.

57. Polat S. (2015). *HCCI bir motorda çalışma parametrelerinin yanmaya etkilerinin incelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

58. Assanis, D. N., and Babajimopoulos, S. B. F. A. (2002). An Approach for Modeling the Effects of Gas Exchange Processes on HCCI Combustion and Its Application in Evaluating Variable Valve Timing Control Strategies on JSTOR. *Journal of Fuels and Lubrıcants*, 111(4), 1794-1809.

59. Cao, L., Zhao, H., Jiang, X., and Kalian, N. (2005). Understanding the infiuence of valve timings on controlled autoignition combustion in a four-stroke port fuel injection engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 219(6), 807-823.

60. Ghojel, J. I. (2010). Review of the development and applications of the Wiebe function: A tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research. *International Journal of Engine Research*, 11(4), 297-312.

61. Fathi, M., Jahanian, O., and Shahbakhti, M. (2017). Modeling and controller design architecture for cycle-by-cycle combustion control of homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines – A comprehensive review. *Energy Conversion and Management*, 139, 1-19.

62. Annand, W. J. D., and Annand, W. J. D. (1963). Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 177(1), 973-996.

63. Woschni, G. (1967). A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. *SAE Technical Paper*, 670931, 1-19.

64. Feng, H., Zhang, C., Wang, M., Liu, D., Yang, X., and Lee, C. (2014). Availability analysis of n-heptane/iso-octane blends during low-temperature engine combustion using a single-zone combustion model. *Energy Conversion and Management*, 84, 613-622.

65. García, M. T., Aguilar, F. J. J.-E., Lencero, T. S., and Villanueva, J. A. B. (2009). A new heat release rate (HRR) law for homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion mode. *Applied Thermal Engineering*, 29(17-18), 3654-3662.

66. Wu, Z., Kang, Z., Deng, J., Hu, Z., and Li, L. (2016). Effect of oxygen content on n-heptane auto-ignition characteristics in a HCCI engine. *Applied Energy*, 184, 594-604.

67. Putrasari, Y., Jamsran, N., and Lim, O. (2017). An investigation on the DME HCCI autoignition under EGR and boosted operation. *Fuel*, 200, 447-457.

68. Guo, H., Neill, W. S., Chippior, W., Li, H., and Taylor, J. D. (2010). An Experimental and Modeling Study of HCCI Combustion Using n-Heptane. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 132(2), 22801.

69. Hasan, M. M., Rahman, M. M., Kadirgama, K., and Ramasamy, D. (2018). Numerical study of engine parameters on combustion and performance characteristics in an n-heptane fueled HCCI engine. *Applied Thermal Engineering*, 128, 1464-1475.

70. Barari, G., Sarathy, S. M., and Vasu, S. S. (2016). Improved combustion kinetic model and HCCI engine simulations of di-isopropyl ketone ignition. *Fuel*, 164, 141-150.

71. Blomberg, C. K., Wright, Y. M., and Boulouchos, K. (2018). A phenomenological HCCI combustion model in 0D and 3D-CFD. *Fuel*, 226, 365-380.

72. Zhou, Y., Hariharan, D., Yang, R., Mamalis, S., and Lawler, B. (2019). A predictive 0-D HCCI combustion model for ethanol, natural gas, gasoline, and primary reference fuel blends. *Fuel*, 237, 658-675.

73. Fiveland, S. B., and Assanis, D. N. (2002). Development and Validation of a Quasi-Dimensional Model for HCCI Engine Performance and Emissions Studies Under Turbocharged Conditions. *Journal of Fuels and Lubrıcants*, 111(4), 842-860.

74. Wang, Z., Shuai, S.-J., Wang, J.-X., Tian, G.-H., and An, X.-L. (2006). Modeling of HCCI Combustion: From 0D to 3D. *SAE Technical Papers*, 1364, 1-20.

75. Boldaji, M. R., Gainey, B., and Lawler, B. (2019). Thermally stratified compression ignition enabled by wet ethanol with a split injection strategy: A CFD simulation study. *Applied Energy*, 235, 813-826.

76. Carling, R. W., and Singh, G. (2000). Review of Heavy-Duty Engine Combustion Research at Sandia National Laboratories. *SAE Technical Paper Series*, 2199, 1-7.

77. Chen, R., and Milovanovic, N. (2002). A computational study into the effect of exhaust gas recycling on homogeneous charge compression ignition combustion in internal combustion engines fuelled with methane. *International Journal of Thermal Sciences*, 41(9), 805-813.

78. Aceves, S. M., Flowers, D. L., Westbrook, C. K., Smith, J. R., Pitz, W., Dibble, R., … Johansson, B. (2000). A Multi-Zone Model for Prediction of HCCI Combustion and Emissions. *Journal of Engınes*, 109(3), 431-441.

79. Milovanovic, N., Chen, R., and Turner, J. (2004). Influence of the Variable Valve Timing Strategy on the Control of a Homogeneous Charge Compression (HCCI) Engine. *SAE Technical Paper Series*, 1899, 1-15.

80. Ogink, R., and Golovitchev, V. (2001). Gasoline HCCI Modeling: Computer Program Combining Detailed Chemistry and Gas Exchange Processes. *Journal of Engınes*, 110(3), 2338-2350.

81. Aceves, S. M., Martinez-Frias, J., Flowers, D. L., Smith, J. R., Dibble, R. W., Wright, J. F., and Hessel, R. P. (2001). A Decoupled Model of Detailed Fluid Mechanics Followed by Detailed Chemical Kinetics for Prediction of Iso-Octane HCCI Combustion. *Journal of Fuels and Lubrıcants*, 110(4), 2135-2146.

82. Patel, A., Kong, S.-C., and Reitz, R. D. (2004). Development and Validation of a Reduced Reaction Mechanism for HCCI Engine Simulations. *SAE Technical Paper Series*, 0558, 1-16.

83. Kong, S.-C., Han, Z., and Reitz, R. D. (1995). The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation. *Journal of Engınes*, 104(3), 502-518.

84. Kong, S.-C., Ayoub, N., and Reitz, R. D. (1992). Modeling Combustion in Compression Ignition Homogeneous Charge Engines. *Journal of Engınes*, 101(3), 896-911.

85. Priesching, P. G. R. R. T. (2007). 3D-CFD Modeling of Conventional and Alternative Diesel Combustion and Pollutant Formation - A Validation Study. *SAE Technical Papers*, 1907, 1-10.

86. Kong, S.-C., Marriott, C. D., Reitz, R. D., and Christensen, M. (2001). Modeling and Experiments of HCCI Engine Combustion Using Detailed Chemical Kinetics with Multidimensional CFD. *Journal of Engınes*, 110(3), 1007-1018.

87. Wang, Z., Wang, J.-X., Shuai, S.-J., and Zhang, F. (2004). Numerical Simulation of HCCI Engine With Multi-Stage Gasoline Direct Injection Using 3D-CFD With Detailed Chemistry. *Journal of Engınes*, 113(3), 367-380.

88. Kong, S.-C., Marriott, C. D., Rutland, C. J., and Reitz, R. D. (2002). Experiments and CFD Modeling of Direct Injection Gasoline HCCI Engine Combustion. *SAE Technical Paper*, 1925, 1-16.

89. AVL List GmbH. (2021). *BOOST™ - Virtual Engine Simulation Version 2021 R2 BOOST™ User Guide*. Austria: AVL List GmbH.

90. Ghorbanpour, M., and Rasekhi, R. (2013). A parametric investigation of HCCI combustion to reduce emissions and improve efficiency using a CFD model approach. *Fuel*, 106, 157-165.

91. Ramesh, N., and Mallikarjuna, J. M. (2016). Evaluation of in-cylinder mixture homogeneity in a diesel HCCI engine – A CFD analysis. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 19(2), 917-925.

92. AVL List GmbH. (2022). *AVL FIRE™ M User Manual*. Austria: AVL List GmbH .

93. Versteeg, H. K., Malalasekera, W., Orsi, G., Ferziger, J. H., Date, A. W., and Anderson, J. D. (1995). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics - The Finite Volume Method*. *Fluid flow handbook. McGraw-Hill …*.

94. Aydin, S., and Sayin, C. (2014). Impact of thermal barrier coating application on the combustion, performance and emissions of a diesel engine fueled with waste cooking oil biodiesel-diesel blends. *Fuel*, 136(15), 334-340.

95. Aydın S. (2014). *Yanma Odası Yüzeyleri Zro2, Mgo Ve Al2o3*. Doktora Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

96. Hanjalić, K., Popovac, M., and Hadžiabdić, M. (2004). A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 25(6), 1-25.

97. Durbin, P. A. (1991). Near-wall turbulence closure modeling without "damping functions". *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*, 3(1), 1.

98. Candel, S. M., and Poinsot, T. J. (1990). Flame Stretch and the Balance Equation for the Flame Area. *Combustion Science and Technology*, 70(1-3), 1-15.

99. Cant, R. S., and Bray, K. N. C. (1989). Strained laminar flamelet calculations of premixed turbulent combustion in a closed vessel. *International on Combustion*, 22(1), 1-23.

100. Dukowicz, J. K. (1980). A particle-fluid numerical model for liquid sprays. *Journal of Computational Physics*, 35(2), 1-24.

101. Schiller, L., and Naumann, Z. (1935). A drag coefficient correlation. *Open Journal of Fluid Dynamics*, 7(3), 1-13.

102. Cunningham, E. (1910). On the velocity of steady fall of spherical particles through fluid medium. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, 83(563), 357.

103. Kahrimanovic, D., Kloss, C., Aichinger, G., and Pirker, S. (2009). Numerical study and experimental validation of particle strand formation. *Progress in Computational Fluid Dynamics*, 9(6-7), 1-17.

104. Dukowicz, J. K. (1979). *Quasi-steady droplet phase change in the presence of convection*. United States: Los Alamos Scientific Lab.

105. Abramzon, B., and Sirignano, W. A. (1989). Droplet vaporization model for spray combustion calculations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32(9), 1-25.

106. Nurick, W. H. (1976). Orifice cavitation and its effect on spray mixing. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 98(4), 1-15.

107. Andree, A., and Pachernegg, S. J. (1969). Ignition conditions in diesel engines. *SAE Technical Papers*, 690253, 1-25.

108. AVL List GmbH. (2021). BOOST$^{TM}$ - Virtual Engine Simulation Version 2021 R2 BOOST$^{TM}$ Theory.

109. Gökbel, R. (2008). *Antor 3ld 510 Dizel Motorun Tek Döngülü Mr-1 Tipli Yeni Yanma Odası ve Emme Portu Geometrisi Uygulayarak Modernizasyonu*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

110. Temizer, I., and Cihan, O. (2023). An experimental investigation of new chamber geometry on the combustion characteristics, performance and emissions in a light-duty diesel engine. *Fuel*, 345(2023), 1-11.

111. Kavruk, K. Ö. (2008). *Antor 3ld 510 Dizel Motorunda Mr–1 Yanma Odası Kullanımının Silindir İçi Parametrelere ve Performansa Etkilerinin İncelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

112. Anadolu Motor Üretim ve Pazarlama A.Ş. (2010). *Antor Use and Maintenance Manual*. *Anadolu Motor Üretim ve Pazarlama A.Ş*. Kocaeli.

113. Lombardını Kohler Company. (2014). *WorkShop Manual Engine Series 3-4 LD*. Italy: Lombardını Kohler Company.

114. Karahan, Ş. (2011). *Biodiesel ile çalışan diesel motorunda ECFM-3Z (extended coherent flame model- 3 zones) modelinin performans ve emisyon simülasyonuna yaklaşımı*. Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

115. Temizer, İ., and Eskici, B. (2020). Investigation on the combustion characteristics and lubrication of biodiesel and diesel fuel used in a diesel engine. *Fuel*, 278(2020), 1-9.

116. Spiegel, M., Redel, T., Zhang, Y. J., Struffert, T., Hornegger, J., Grossman, R. G., … Karmonik, C. (2009). Tetrahedral and polyhedral mesh evaluation for cerebral hemodynamic simulation - A comparison. *Engineering in Medicine and Biology Society: Engineering the Future of Biomedicine*, 2009, 2787-2790.

117. Berton, A., D'Orrico, F., and Sideri, M. (2017). Overset grids for fluid dynamics analysis of internal combustion engines. *Energy Procedia*, 126, 1-18.

118. Sosnowski, M. (2018). The influence of computational domain discretization on CFD results concerning aerodynamics of a vehicle. *Journal of Applied Mathematics and Computational Mechanics*, 17(1), 79-88.

119. Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals* (First Edition.). United States of America: McGraw-Hill.

120. Pulkrabek, W. W. (2004). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, 2nd Ed. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* (Second Edition., C. 126). New Jersey: Pearson Prentice Hall.

121. Crnojevic, C., Decool, F., and Florent, P. (1999). Swirl measurements in a motor cylinder. *Experiments in Fluids*, 26(1999), 542-548.

122. Heywood, J. B. (2018). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. *Internal Combustion Engine Fundamentals Second Edition* (Second Edition.). United States: McGraw Hill.

123. Stephenson, P. W., and Rutland, C. J. (1995). Modeling the effects of intake flow characteristics on diesel engine combustion. *SAE Technical Papers*, 950282, 1-13.

124. Prasad, B. V. V. S. U., Sharma, C. S., Anand, T. N. C., and Ravikrishna, R. V. (2011). High swirl-inducing piston bowls in small diesel engines for emission reduction. *Applied Energy*, 88(7), 2355-2367.

125. Sonawane, C. R., Rath, P., Vats, N., Patekar, S., Verma, P., and Pandey, A. (2021). Numerical simulation to evaluate the thermal performance of engine cylinder Fins: Effect of fin geometry and fin material. *Materials Today: Proceedings*, 49(5), 1590-1598.

126. Nguyen, T., and Kempf, A. M. (2017). Investigation of Numerical Effects on the Flow and Combustion in les of ICE. *Oil and Gas Science and Technology*, 72(4), 1-15.

127. Wang, H. , Y. M. , R. R. D. (2013). Development of a Reduced Primary Reference Fuel (PRF) Mechanism for IC Engine Combustion Simulations. *Energy and Fuels*, 27(78), 43-53.

128. Hongsheng Guo, and W. Stuart Neill. (2018). Combustion and Emission Performance of an HCCI Engine Fuelled by n-Heptane/Toluene Blends at a Low-Load Operating Condition. *Journal of Advanced Thermal Science Research*, 5, 17-26.

129. Uyumaz, A. (2015). An experimental investigation into combustion and performance characteristics of an HCCI gasoline engine fueled with n-heptane, isopropanol and n-butanol fuel blends at different inlet air temperatures. *Energy Conversion and Management*, 98, 199-207.

130. Polat, S., Yücesu, H. S., Kannan, K., Uyumaz, A., and Solmaz, H. (2017). Experimental comparison of different injection timings in an HCCI engine fueled with n-heptane. *International Journal of Automotive Science and Technology*, 1(1), 1-6.

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

132. Hou, J., Qiao, X., Wang, Z., Liu, W., and Huang, Z. (2010). Characterization of knocking combustion in HCCI DME engine using wavelet packet transform. *Applied Energy*, 87(4), 1239-1246.

133. Bhaduri, S., Jeanmart, H., and Contino, F. (2017). Tar Tolerant HCCI Engine Fuelled with Biomass Syngas: Combustion Control Through EGR. *Energy Procedia*, 105, 1764-1770.

134. Polat, S., Calam, A., Ardebili, S. M. S., Şahin, F., Boroiu, A. A., and Solmaz, H. (2022). Operating Range, Performance and Emissions of an HCCI Engine Fueled

with Fusel Oil/Diethyl Ether: An Experimental Study. *Sustainability (Switzerland)*, 14(15666), 1-19.

135. Bahri, B., Aziz, A. A., Shahbakhti, M., and Muhamad Said, M. F. (2013). Understanding and detecting misfire in an HCCI engine fuelled with ethanol. *Applied Energy*, 108, 24-33.

136. Bahri, B., Aziz, A. A., Said, M. F. M., and Shahbakhti, M. (2013). Misfiring cycle pressure measurement for diesel-converted HCCI engine. *Instrumentation, Control and Automation, ICA 2013*, 2013, 45-50.

137. Zhao, Hua. (2007). *HCCI and CAI engines for the automotive industry*. (H. Zhao, Ed.) (First Edition.). North America: CRC Press.

138. Çelebi, S., Haşimoğlu, C., Uyumaz, A., Halis, S., Calam, A., Solmaz, H., and Yılmaz, E. (2021). Operating range, combustion, performance and emissions of an HCCI engine fueled with naphtha. *Fuel*, 283, 1-10.

139. Calam, A., and Halis, S. (2020). Etil Alkol Yakıtlı HCCI Motorun Performans, Yanma ve Emisyon Özeliklerinin Deneysel Olarak İncelenmesi. *Erzincan University Journal of Science and Technology*, 13(1), 221-234.

140. Calam, A., and İçingür, Y. (2019). Hava Fazlalık Katsayısı ve Oktan Sayısı Değişiminin HCCI Yanma Karakteristiklerine ve Motor Performansına Etkileri. *Politeknik Dergisi*, 22(3), 607-618.

141. Solmaz, H., Calam, A., Halis, S., İpci, D., and Yılmaz, E. (2022). HCCI bir motorda emme manifoldu basıncının performans ve yanma karakteristiklerine etkilerinin incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 37(4), 1735-1750.

142. Calam, A., Aydoğan, B., and Halis, S. (2020). The comparison of combustion, engine performance and emission characteristics of ethanol, methanol, fusel oil, butanol, isopropanol and naphtha with n-heptane blends on HCCI engine. *Fuel*, 266, 1-9.

143. Liu, H., Ma, J., Tong, L., Ma, G., Zheng, Z., and Yao, M. (2018). Investigation on the potential of high efficiency for internal combustion engines. *Energies*, 11(3), 1-19.

144. Kokjohn, S. L., Hanson, R. M., Splitter, D. A., and Reitz, R. D. (2010). Experiments and modeling of dual-fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder fuel blending. *SAE International Journal of Engines*, 2(2), 1-12.

145. Yılmaz, E. (2020). Hekzan ve N-Heptan Yakıt Karışımları ile Çalışan Homojen Dolgulu Sıkıştırma İle Ateşlemeli (HCCI) Bir Motorda Hava Fazlalık Katsayısının Yanma ve Motor Performansı Üzerindeki Etkileri. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 8(1), 26-39.

146. Chen, H., Tan, L., Li, M., and Wang, X. (2022). Numerical Research on the Effect of Operating Parameters on Combustion and Performance Characteristics of Cyclohexane/N-Heptane HCCI. *Journal of Energy Engineering*, 148(6), 1-12.



*Gazili olmak ayrıcalıktır*