

**TIER IV EMİSYON SEVİYESİNE SAHİP BİR DİZEL MOTORUN
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE AKIŞ VE YANMA
ANALİZİ**

HAKAN GÜNEY

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

NİSAN 2014

ANKARA

Fen Bilimleri Enstitü onayı

Prof. Dr. Necip CAMUŞÇU

Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

Anabilim Dalı Başkanı

Hakan GÜNEY tarafından hazırlanan “TIER IV Emisyon Seviyesine Sahip Bir Dizel Motorun Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle Akış ve Yanma Analizi” adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU

Tez Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan: Prof. Dr. Ünver KAYNAK

Üye : Prof. Dr. Nuri YÜCEL
(Gazi Üniversitesi)

Üye : Doç. Dr. Selin ARADAĞ ÇELEBİOĞLU

Üye : Yrd. Doç. Dr. Remzi ŞAHİN
(KTO Karatay Üniversitesi)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Hakan Güney

Üniversitesi : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Enstitüsü : Fen Bilimleri
Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği
Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU
Tez Türü ve Tarihi : Yüksek Lisans – Nisan 2014

HAKAN GÜNEY

**TIER IV EMİSYON SEVİYESİNE SAHİP BİR DİZEL MOTORUN
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE AKIŞ VE YANMA
ANALİZİ**

ÖZET

Bu tez çalışmasında, TIER IV emisyon seviyesine sahip bir dizel motor Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile araştırılmıştır. Bir boyutlu gaz değişim analizleri gerçekleştirilip, bütün motor bileşenleri modellenerek tüm çalışma koşullarında motorun performans karakteristikleri AVL Boost yazılımı ile elde edilmiştir. Güç ve tork değerlerinin deneysel sonuçlarla uyum içinde olduğu gözlemlenmiştir. Emme ve egzoz manifoldlarından elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri reaksiyonlu HAD simülasyonlarına sınır koşul olarak girilmiştir. Emme manifoldu geometrisinin silindir içerisindeki döngü şiddetine etkisi farklı valf açıklıkları için daimi rejim ve izotermal koşullarda STAR-CCM+ yazılımı kullanılarak araştırılmıştır. HAD ile elde edilen döngü şiddeti sonuçları deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Silindir içi reaksiyonlu simülasyonlarda, tam yük altında bir silindir için 45°'lik dilim alınarak valflerin kapalı olduğu krank açıları boyunca yanma analizleri yapılmıştır. Emme ve egzoz manifoldları, valfler ve pistonun dahil edildiği simülasyonlar ise, tek bir silindirin tamamı için 720° krank açısı boyunca gerçekleştirilmiştir. Reaksiyonlu simülasyonlarda, akışın türbülans ve yanma karakteristikleri, RNG k-ε ve ECFM-3Z modelleriyle STAR-CD ve alt modülü es-ICE yazılımları kullanılarak araştırılmıştır. Püskürtülen sıvı yakıtın sprey oluşumu iki fazlı Lagrangian yaklaşımıyla gerçekleştirilmiştir. Sonuçların doğrulaması, yanma simülasyonları sonucu elde edilen silindir içi basınç ve ortaya çıkan ısı değerleri deneysel verilerle karşılaştırılarak yapılmıştır. Yanma sonucu silindir içerisinde ortaya çıkan emisyonlar özellikle NO_x ve is incelenmiştir. Optimum düzeydeki NO_x ve is oluşumunun %14 EGR kullanımında gerçekleştiği görülmüştür. Pilot enjeksiyon sonucundaki tutuşma gecikmesinin 0.43 ms olduğu hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, İçten yanmalı motorlar, Çift fazlı akış, Lagrangian yaklaşımı, Yanma, Emisyonlar

University : TOBB University of Economics and Technology
Institute : Institute of Natural and Applied Sciences
Science Program : Mechanical Engineering
Supervisor : Assist. Prof. Dr. Sıtkı USLU
Degree Awarded and Date : M.Sc. – April 2014

HAKAN GÜNEY

**COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS ANALYSIS OF FLOW AND
COMBUSTION OF A TIER IV EMISSIONS STANDARD DIESEL ENGINE**

ABSTRACT

In this study, flow and combustion characteristics of a TIER IV emissions standard diesel engine is investigated using Computational Fluid Dynamics (CFD). Gas exchange calculations are done using AVL Boost program in order to obtain performance characteristics of the engine. Both power and torque values are in a good agreement with experimental ones. Whole engine components are modeled and analyses are performed for all engine speeds. Calculated crank angle dependent pressure and temperature values are used as boundary condition for reactive 3D CFD simulations. The effect of intake manifold geometry on in-cylinder air motion is analyzed carrying out 3D turbulent flow computations using STAR-CCM+. Simulations are conducted under steady-state and isothermal conditions for different valve lifts. Swirl number is calculated and compared with available experimental results. Reactive CFD simulations are performed with 45° sector geometry for the period that both valves are closed. Additionally, reactive simulations including ports, moving valves and piston are carried out for full engine model. In reactive simulations, RNG k- ϵ and ECFM-3Z models are used to characterize turbulence flow field and combustion respectively. A lagrangian approach is used for two-phase flow computations to simulate the liquid fuel injection. Commercially available CFD code STAR-CD and its sub-module es-ICE are used for three dimensional reactive simulations, moving grid generation and problem setup. Predicted in-cylinder pressure and apparent heat release rate are validated with experimental results. NO_x and Soot formations as a result of combustion process are also investigated. Optimum level of NO_x and Soot formation happen with 14% EGR usage. Ignition delay for pilot injection is calculated as 0.43 ms.

Keywords: Computational fluid dynamics, Internal combustion engines, Lagrangian two phase modeling, Combustion, Emissions

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren, sahip olduğu bilgi birikiminden sonuna kadar faydalanmamı sağlayan hocam Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU'ya sonsuz saygı ve teőekkürlerimi sunarım. Yapmış olduğum çalışmalar boyunca kıymetli tecrübelerinden yararlandığım TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine ve TürkTraktör Ziraat Makineleri A.Ő'ye teőekkürlerimi sunarım. Doğduğum günden beri beni her konuda destekleyen, yetiőtiren ve en iyi şekilde eğitim almamı sağlayan aileme, bana sonsuz desteği veren ve her zaman yanımda olan kız arkadaőtım Burcu Doğan'a teőekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	viii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	ix
KISALTMALAR	x
SEMBOL LİSTESİ	xi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı ve Kapsamı	2
1.2 Literatür Çalışmaları	3
1.3 Dizel Motor Uygulamaları	11
1.4 Dizel Motorlardaki Emisyonlar	12
1.4.1 Dizel Motor Emisyonlarına Etki Eden Tasarımsal Faktörler	17
2. MATEMATİKSEL MODELLEME	21
2.1 Korunum Denklemleri	21
2.2 Türbülans Modelleri	21
2.2.1 Standard k-epsilon Türbülans Modeli	22
2.2.2 Realizable k- ϵ Türbülans Modeli	24
2.2.3 RNG k- ϵ Türbülans Modeli	27
2.2.4 SST k- ω Türbülans Modeli	28
2.3 Yanma Modelleri	30
2.3.1 ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-3 Zones)	30
2.3.2 MCC (Mixing Controlled Combustion Model) Yanma Modeli	42
2.4 İki Fazlı Akış Modeli (Lagrangian Two Phase Flow)	45

2.4.1	Sürekli Faz Korunum Denklemleri	46
2.4.2	Sürekli Olmayan Faz Korunum Denklemleri	47
2.5	Sprey Modelleri	48
2.5.1	Atomizasyon ve Parçacık Ayrılma Modeli	49
2.5.2	Nozül Akış Modeli	52
2.5.3	Çarpışma Modeli	54
2.5.4	Damlacık-Duvar Etkileşim Modeli	55
3.	SINIR KOŞULLARI ve GAZ DEĞİŞİM ANALİZLERİ	56
3.1	Bir Boyutlu Gaz Değişim Analizleri	58
3.1.1	Bir Boyutlu Gaz Değişim Analizi İçin Kullanılan Denklemler ve Modeller	60
3.2	Bir Boyutlu Gaz Değişim Analizi Sonuçları	68
4.	DAİMİ REJİMDE DÖNGÜ ŞİDDETİ SİMÜLASYONLARI	73
4.1	Daimi Rejimde Döngü Şiddeti Sonuçları	76
5.	ÜÇ BOYUTLU REAKTİF HAD SİMÜLASYONLARI	82
5.1	Sayısal Çözüm Ağı Çalışması	84
5.2	Zaman Adımı Çalışması	93
5.3	Türbülans Modeli Çalışması	95
5.4	Egzoz Geri Dönüşümü (EGR) Etkisi	99
5.5	Tam Motor Modeli Simülasyonları	110
5.5.1	Tam Motor Modeli Sonuçları	113
6.	TARTIŞMALAR ve GELECEK ÇALIŞMALAR	124
	KAYNAKLAR	125
	ÖZGEÇMİŞ	129

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1-1: Yıllara Göre Tier Standartları.....	16
Çizelge 1-2: Tier Emisyon Standartları[g/kWh].....	16
Çizelge 2-1: Standard k-e Türbülans Modeli Katsayıları	24
Çizelge 2-2: Realizable k-e Türbülans Modeli Katsayıları.....	27
Çizelge 2-3: RNG k-e Türbülans Modeli Katsayıları	28
Çizelge 2-4: SST k- ω Modeli Set 1 Katsayıları.....	29
Çizelge 2-5: SST k- ω Modeli Set 2 Katsayıları.....	29
Çizelge 3-1: Motor Özellikleri.....	56
Çizelge 3-2: Motor Parametreleri	57
Çizelge 3-3: Gaz Değişim Analizi Modeli Elemanları	60
Çizelge 3-4: Zapf Isı Ttansferi Modeli Akış Katsayıları	66
Çizelge 3-5: 1B Hesap ve Ölçüm için IMEP ve BSFC Değerleri	69

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2-1: ECFM-3Z Yanma Modeli Şematik Gösterimi [29]	32
Şekil 2-2: Parçacık ayrılma durumu [39].....	49
Şekil 2-3: İkinci Parçacık Ayrılması Rejimleri [39]	50
Şekil 2-4: Nozül Geometrisi [41].....	52
Şekil 2-5: Sınır ve Kavitasyon Sınır Tabaka Oluşumu [41]	54
Şekil 3-1: 1B AVL Boost Gaz Değişim Analizi Modeli	58
Şekil 3-2: Silindir Enerji Dengesi [35]	61
Şekil 3-3: Piston-Silindir Sisteminin Temel Büyüklükleri [1]	66
Şekil 3-4: TIER IV Performans Karakteristiği Eğrisi	68
Şekil 3-5: 1B Silindir İçi Ortalama Basınç Grafiği.....	69
Şekil 3-6: 1B Silindir İçi Basınç Grafiği.....	70
Şekil 3-7: 1B İndike Diagram	71
Şekil 4-1: Silindir İçi Yatay Döngü Hareketi [20].....	73
Şekil 4-2: Silindir Geometrisi [46]	74
Şekil 4-3: Kanatlı Çark (Paddle Wheel) Test Rigi.....	76
Şekil 4-4: Döngü Şiddeti Simülasyon Modeli	77
Şekil 4-5: Sayısal Ağ İsoetrik ve Kesit Görünüş	78
Şekil 4-6: Silindir Çapı Boyunca Teğetsel Hızlar.....	78
Şekil 4-7: Daimi Rejimde Farklı Türbülans Modelleri için Döngü Sayısı	79
Şekil 4-8: (a) Silindir Eksenine Yatay Düzlemde Teğetsel Hız Vektörleri	80
Şekil 4-9: Valf Açıklığına göre Döngü Şiddeti Sayısı.....	81
Şekil 5-1: TIER IV Motor Geometrisi Üst Görünüş.....	82

Şekil 5-2: TIER IV Motor Geometrisi Farklı Görünüşleri	83
Şekil 5-3: Sektör Geometrisi ve Çözüm Ağı	84
Şekil 5-4: Merkezi kesitteki çözüm ağları	85
Şekil 5-5: Farklı Çözüm Ağları İçin Silindir İçi Basınç	86
Şekil 5-6: Farklı Çözüm Ağları İçin Açığa Çıkan Isı	87
Şekil 5-7: Farklı Çözüm Ağları İçin Toplam Açığa Çıkan Isı	87
Şekil 5-8: Sprey Ekseni ve Merkezi Dikey Yüzey	88
Şekil 5-9: Farklı Çözüm Ağlarında Sprey Ekseni Boyunca Hız Değerleri.....	88
Şekil 5-10: Farklı Çözüm Ağlarında Sprey Ekseni Boyunca Sıcaklık Değerleri	89
Şekil 5-11: Kalın ve İnce Çözüm Ağı İçin Sıcaklık Konturları (Yan Görünüş).....	90
Şekil 5-12: Kalın ve İnce Çözüm Ağı İçin Sıcaklık Konturları (Sprey Ekseni)	91
Şekil 5-13: Farklı Zaman Adımlarında Silindir İçi Basınç	93
Şekil 5-14: Farklı Zaman Adımlarında Açığa Çıkan Isı	94
Şekil 5-15: Farklı Zaman Adımlarında Silindir İçi Toplam Isı	94
Şekil 5-16: Farklı Türbülans Modelleri ile Elde Edilen Silindir İçi Ortalama Basınç.....	95
Şekil 5-17: Farklı Türbülans Modelleri ile Elde Edilen Ortaya Çıkan Isı	96
Şekil 5-18: Farklı Türbülans Modelleri ile Elde Edilen Toplam Isı	96
Şekil 5-19: Farklı Türbülans Modelleri ile Elde Edilen Hız Profilleri	97
Şekil 5-20: Farklı Türbülans Modelleri ile Elde Edilen Sıcaklık Profilleri	98
Şekil 5-21: Farklı Gazların NO Oluşumuna Etkisi [1]	99
Şekil 5-22: Farklı EGR Oranlarında Silindir İçi Ortalama Sıcaklık Profili.....	100
Şekil 5-23: Farklı EGR Oranlarında Silindir İçi NO Kütlesi.....	101
Şekil 5-24: Farklı EGR Oranlarında Silindir İçi Sıcaklık Değişimi	101
Şekil 5-25: (a) EGR oranına göre NO Miktarı ve Ort. Sıcaklık,	102
Şekil 5-26: Merkezi Kesit Üzerinde Farklı EGR Oranları için Sıcaklık ve NO	103
Şekil 5-27: EGR Oranına Göre NO ve İS Oluşumu	104
Şekil 5-28: EGR Oranına göre Güç Değişimi.....	105

Şekil 5-29: C ₁₂ H ₂₆ Pilot Enjeksiyon (Silindir Eksenine Dik Kesit)	106
Şekil 5-30: C ₁₂ H ₂₆ Ana Enjeksiyon (Silindir Eksenine Dik Kesit)	106
Şekil 5-31: C ₁₂ H ₂₆ Pilot Enjeksiyon (Sprey Eksenine Dik Kesit).....	107
Şekil 5-32: C ₁₂ H ₂₆ Ana Enjeksiyon (Sprey Eksenine Dik Kesit).....	107
Şekil 5-33: Sprey Ekseni Boyunca İzometrik Sıcaklık Dağılımı.....	108
Şekil 5-34: Geometri, Akış Hacmi ve Sınır Koşulları	110
Şekil 5-35: Emme ve Egzoz Manifoldu Basınç Eğrisi	111
Şekil 5-36: Emme ve Egzoz Manifoldu Sıcaklık Eğrisi	111
Şekil 5-37: Sayısal Ağ Üst Görünüş	112
Şekil 5-38: Deneysel, 1B, Sektör ve Full Model Silindir İçi Ortalama Basınç	113
Şekil 5-39: 1B, Sektör ve Full Model Silindir İçi Ortalama Sıcaklık	114
Şekil 5-40: Deneysel, Sektör ve Tüm Geomeri İçin Açığa Çıkan Isı	114
Şekil 5-41: TIER IV Motoru İndike Diagramı.....	115
Şekil 5-42: Dikey Düzlemde Silindir İçine Alınan Hava Hızı.....	116
Şekil 5-43: Yatay Düzlemde Silindir İçi Hava Hareketi.....	117
Şekil 5-44: 704°, 706° ve 708° Krank Açılarında Yakıt ve Sıcaklık Konturları	118
Şekil 5-45: 710°, 712° ve 714° Krank Açılarında Yakıt ve Sıcaklık Konturları	119
Şekil 5-46: Pilot Enjeksiyon Sonucu OH ve Sıcaklık Konturları	120
Şekil 5-47: Tam Model için Sıcaklık Dağılımı (Üst ve Yan Görünüş)	121
Şekil 5-48: Tam Model için Buharlaşmış Yakıt Dağılımı (Üst Görünüş)	122

KISALTMALAR

Kısaltmalar Açıklama

AHR	Ortaya Çıkan Isı, Apparent Heat Release
AFR	Hava Yakıt Oranı, Air to Fuel Ratio
BSFC	Fren Özgül Yakıt Tüketimi, Brake Specific Fuel Consumption
BMEP	Fren Ortalama Efektif Basınç, Brake Mean Effective Pressure
BDC	Alt Ölü Nokta, Bottom Dead Center
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFM	Coherent Flame Model
CPU	Merkezi İşlem Birimi, Central Processing Unit
DCA	Derece Krank Açısı, Degree Crank Angle
DES	Detached Eddy Simulation
DPF	Dizel Partikül Filtresi, Diesel Particulate Filter
EBU	Eddy Break Up
ECFM-3Z	Extended Coherent Flame Model – Three Zone
EGR	Egzoz Geri Dönüşümü, Exhaust Gas Recirculation
EPA	Enviromental Protection Agency
EU	European Union
FSD	Flame Surface Density
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
ICE	İçten Yanmalı Motor, Internal Combustion Engine
IMEP	İndike Ortalama Efektif Basınç, Indicated Mean Effective Pressure
LDV	Laser Doppler Velocimetry
MCC	Mixed Controlled Combustion
MPI	Max Planck Institute
LES	Büyük Burgaç Simülasyonu, Large Eddy Simulation
PDF	Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu, Probability Density Function
PM	Partikül Madde, Particulate Matter
PMC	Premixed Combustion

RANS	Reynolds Ortalamalı Navier Stokes, Reynolds Average Navier Stokes
TDC	Üst Ölü Nokta, Top Dead Center
UHC	Yanmamış Hidrokarbonlar, Unburned Hydrocarbons
SCR	Selective Catalytic Reduction
SMD	Sauter Ortalama Çap, Sauter Mean Diameter
SN	Döngü Şiddeti Sayısı, Swirl Number

SEMBOL LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
A	Alan
B	Silindir Çapı
C_P	Özgül Isı
D	Parçacık Çapı
h	Özgül Entalpi
k	Türbülans Kinetik Enerjisi
k_g	Isıl İletim Katsayısı
m	Kütle Debisi
M	Moment
N	Motor Devri
P	Basınç
ppm	Parts Per Million
Q	Isı
R	Gaz Sabiti
Re	Reynolds Sayısı
S	Piston Stroku
T	Sıcaklık
t	Zaman
u	Hız
V	Hacim
We	Weber Sayısı
Y	Kütlesel Oran
α	Isıl Yayılım Katsayısı
γ	Özgül Isı Oranı
ε	Türbülans Yayınım Hızı
λ	Sürtünme Katsayısı

ρ	Özkütle
σ	Yüzey Gerilmesi
τ	Viskoz Gerilme
Φ	Yakıt Denge Katsayısı
ω	Özgül Türbülans Yayınımı
ψ	Akış Fonksiyonu

İndisler	Açıklama
crit	Kritik değer
d	Yerdeğiştirme
F	Yakıtla ilgili
eff	Efektif
lam	Laminer
res	Artık, residual
t	Türbülanslı
w	Duvarla ilgili

1. GİRİŞ

Dünya nüfusunun artması ve insanların ihtiyaçlarının çoğalması ile birlikte sanayileşme büyük bir hız kazanmıştır. Bunun yanında sanayi ürünlerinin bir yerden başka bir yere taşınma gereksinimi sonucunda taşımacılıkta önemli bir hızda büyüme göstermiştir. Sanayileşme ve nüfus artışı beraberinde bir takım çevresel sorunların oluşmasını getirmiştir. Bu sorunların en önemlilerinden birisi de hiç kuşkusuz hava kirliliğidir. Hava kirliliğinin nedenleri arasında sanayi tesislerinden çıkan zararlı gazlar, ısınmada kullanılan yakıtlar sonucu oluşan zararlı gazlar sayılabileceği gibi nüfus artışına paralel olarak her geçen gün sayılarının katlanarak arttığı taşıtlarda kullanılan yakıtların yanma sonucunda oluşturduğu zararlı gazlar en ciddi hava kirliliği yaratan etkenlerden biri olarak karşımıza çıkmaktadır.

Benzin ve dizel motorlar hava kirliliğini oluşturan önemli kaynaklardadır [1]. Hava kirliliğinin dünyanın geleceği için bir tehdit oluşturmasının anlaşılmasıyla birlikte araçlarda kullanılan içten yanmalı motorlar da daha çevreci hale getirilmeye başlandı. Uluslararası kuruluşlar, devletler ve otomobil üreticileriyle ortaklaşa bazı kararlar alarak hava kirliliğini azaltma amacıyla taşıtlarda kullanılan içten yanmalı motorlara bazı kısıtlamalar getirerek, bu motorların oluşturmuş olduğu kirletici salınımlarının azaltılmasını bazı kurallar çerçevesine sokmaktadır. Böylelikle geliştirilen motorlarda belirli yıllık periyotlarda izin verilen emisyon salınımı oranları belirlenerek tüm üreticilerin bu kısıtlamalar çerçevesinde araştırma geliştirme faaliyetlerini yapmaları sağlanmaktadır.

Avrupa kıtasındaki emisyon sınırlamaları Euro emisyon standartları olarak adlandırılmakta ve ilk defa 1992 yılında başlayarak her beş yılda bir yenilenerek günümüze kadar gelmiştir. Ülkemizde de Euro emisyon standartları kullanılmaktadır. Amerika Birleşik Devletleri'nde ise bu standartlar genel olarak TIER standartları olarak adlandırılmakta ve özellikle dizel motorlar için belirlenen bu standartlar kullanılmaktadır. Bu standartlar uluslararası çerçevede belirlenmiş standartlar olarak mücadele edilen emisyonları belirlemektedir.

Uygulanan emisyon standartları dünya çapındaki hava kirliliğini azaltmaya yönelik kısıtlamalar olarak da tanımlanabilir. Bu durum taşıt ve motor üreticilerini de daha çevreci motorlar geliştirmeleri yönünde bir baskı altına sokmaktadır. Daha az emisyon salınımına sahip ve aynı performansı sağlayacak motorlar geliştirmek teknolojininde bir adım daha geliştirilmesini beraberinde getirmiştir. Geliştirilen yanma odaları, silindir kafaları, püskürtme sistemleri ve ateşleme sistemleri hep emisyon seviyesini düşürme amacıyla daha teknolojik hale gelmiştir. Ayrıca bazı emisyonların azaltılabilmesi için egzoz kısmında çok ciddi yenilikler getirilerek ekstra üniteler ile kimyasal reaksiyonlar sonucunda zehirli gazların atmosfer için daha uygun gazlara kimyasal reaksiyonlar ile çevrilmesi sağlanmıştır. Tüm bu teknolojik gelişmeler daha çevreci motorların geliştirilmesine olanak sağlamıştır.

1.1 Tezin Amacı ve Kapsamı

Ulusal ve uluslararası emisyon standartlarının kullanılmasıyla birlikte motor geliştirici ve üretici firmalar bazı yükümlülükler altına girmişlerdir. Bu yükümlülükler daha az kirletici salınımı yaparak daha az hava kirliliğine neden olan motorlar geliştirmektir. Ülkemizde de 2014 yılından geçerli olmak üzere dizel motora sahip otoyol dışında kullanılan araçlarda TIER IV (Phase 4) emisyon standardına uygun motorlar kullanılması zorunluluğu öngörülmektedir.

Ülkemizin dizel motor geliştirici ve üreticisi olan TürkTraktör Ziraat Makinaları A.Ş.'de bu standartları gerçekleştirmek adına TIER IV emisyon seviyesine sahip motorlar için kendi AR-GE merkezi içinde araştırma ve geliştirme faaliyetleri yürütmektedir. Yapılan tezin ana amacı TürkTraktör tarafından üretilmesi planlanan TIER IV emisyon seviyesine sahip bu motorların araştırmasında görev alarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yardımıyla silindir içi yanma analizlerini yapmaktır. Analizler sonucunda yanma ürünlerinin değerlerini yani emisyon seviyelerini incelemek ve istenen standartlara uygun koşulların HAD yardımıyla belirlenmesini sağlamaktır. Özellikle azotoksit ve is oluşumunun karakteristiği incelenmiştir.

Tezin kapsamında ise ilk olarak bir boyutlu analizler ile başlayarak tasarlanan motorun performans, verim ve emisyon gibi değerlerinin kabaca belirlenmesi yapılmıştır. Daha sonra silindir içi soğuk koşullarda silindir kafası, yanma odası, piston ve valflerin geometrik özellikleri silindir içi döngü sayıları incelenerek araştırılmıştır ve iyi bir yanma için motor geometrisi incelenmiştir. Daha sonra yanma analizlerine geçilmiş ve silindir içi yanmanın karakteristiği farklı durumlar için değerlendirilmiştir. Yapılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri varolan deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak motorun performans ve emisyon değerleri sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Böylelikle sayısal çözümün doğruluğu da kanıtlanmış olmaktadır.

1.2 Literatür Çalışmaları

Gosman [2]'in 1998 yılında yapmış olduğu ve hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin endüstrideki gelişimini konu alan makalesinde HAD'ın endüstride gün geçtikçe ne kadar önemli bir tasarım ve doğrulama aracı olduğu kanıtlanmaktadır. Makalede gösterilen çözüm ağı çeşitleri, sayısal çözümleme yöntemleri ve bunların kullanım alanları incelendiğinde 90'lı yılların sonlarına doğru HAD'nin ne kadar hızlı bir gelişim gösterdiği ve o yıllarında başlayarak vazgeçilmez bir araç olduğu anlaşılmaktadır.

Arcoumanis ve diğerlerinin [3] yaptıkları çalışmada dizel motorlardaki ısı transferi sürecinin incelenmesi iki deneysel çalışmayla yapılmıştır. İlk olarak sıvı yakıtın piston duvarına nasıl tesir ettiği atmosferik koşullarda incelenmiştir. Isıtılmış ve ısıtılmamış düz bir plakaya sıvı yakıt püskürtülerek piston duvarı ve sıvı yakıt arasındaki ısı transferi korelasyonu elde edilmeye çalışılmıştır. Parçacık çapları ve hızları duvara etki anından önce ve sonra ölçülmüş, duvar sıcaklıkları ve ısı akılarıyla korele edilmiştir. İkinci bölümde ise tek silindirli direk-enjeksiyon bir dizel motor kullanılarak silindir içi döngünün bir fonksiyonu olarak yüzey ısı akısı duvar ve gaz sıcaklıkları ölçülmüştür. Bu çalışma sonucunda farklı döngü oranlarına göre ölçümlere bakıldığında maksimum radyal ısı akısının genelde toplam ısı akısının %20'sinden düşük olduğu görülmüş ve bu durumun piston yüzeylerindeki

sprey ve alev etkileşiminin ısı transferi ve zararlı gazlar mekanizmalarına baskın etkisini kanıtlamaktadır.

Payri [4]'nin direk-enjeksiyonlu bir dizel motorun silindir içi akışı HAD ile modellediği çalışmasında dizel çevriminin emme ve sıkıştırma evreleri farklı piston geometrisi kullanılarak incelenmiştir ve elde edilen sayısal sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılarak HAD'ın bu konu üzerindeki doğruluğu araştırılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalarda ölçümlerde LDV (Laser Doppler Velocimetry) kullanılmıştır. Beklenildiği gibi giriş evresinde piston geometrisinin önemi az olmakla birlikte üst ölü noktaya (ÜÖN) doğru gelindiğinde türbülans hızlarına katkısı artmaktadır. Çalışmayla birlikte ÜÖN öncesi ve sonrasında ortalama hızlar ve türbülans hızlarının ölçülen verilerle iyi bir uyum içinde olduğu görülmüştür. Ancak silindir içi yavaş döngü hareketine sahip yanma odalarında squish, çevreden merkeze doğru gaz akışı, etkisiyle türbülans hızlarının daha az tahmin edilmesi sayesinde çok daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

Jayashankara ve diğerleri [5] bir dizel motordaki yakıt püskürtme zamanlaması ve giriş basıncının değişiminin (doğal emişli ya da super şarjlı) performansa etkisini HAD yardımı ile araştırmışlardır. Yapılan çalışmada tek silindirli, direk enjeksiyonlu ve iki giriş ve çıkış manifoldu olan bir motor geometrisi zamana bağlı koşullarda incelenmiştir. EBU (Magnusson's Eddy Break Up) yanma modeli kullanılmış ve emme ve sıkıştırma evreleri sayısal olarak modellenerek deneysel çalışmalarla doğrulanmıştır. Püskürtme zamanlaması öne alındığında maksimum basınç ve sıcaklık artmakta, geciktiğinde ise sözü geçen büyüklükler düşmektedir. Referans duruma göre enjeksiyon zamanlaması ileriye kaydırıldığında tutuşma gecikmesi sırasında buhar olarak biriken yakıtın çok olmasından dolayı silindir içindeki basınç ve sıcaklık yakıtın tutuşmasına yeterli gelmemektedir. Geriye kaydırıldığı durumda ise diğer duruma göre daha az buharlaşmış yakıt tutuşma gecikmesinde biriktiğinden dolayı yanma için basınç ve sıcaklık değerleri uygundur. İleri kaydırılmış enjeksiyon zamanlaması daha uzun tutuşma gecikmesine neden olmaktadır, bu durum da hızlı yanma gerçekleşmekte ve silindir içinde ani sıcaklık ve basınç yükselmesi görülmektedir. Böylelikle yakıtın büyük çoğunluğu önkarişim modunda yanmakta ve kısa yanma süreleri ile birlikte açığa çıkan ısının maksimum olduğu değer referans

duruma göre artmaktadır. Ters durumda ise tutuşma gecikmesi kısalmakta ve yakıt difüzyon modunda yanmaktadır. Bu durumda da dışarıya verilen ısının maksimum değeri düşmekte ve daha uzun yanma periyodu gerçekleşmektedir. Silindir giriş basıncının performansa etkisine gelince doğal emişli motora göre ara-soğutmalı supersarjlı motor daha fazla ısı salmakta, daha kısa tutuşma gecikmesine sahip olmakta, yüksek NO_x ve düşük is oluşumuna sahip olmaktadır.

Bharathi ve diğerleri [6] silindir içi döngünün dizel motorların performans ve emisyon karakteristiğine etkisini incelemiştir. Silindir içindeki döngünün karakteristiğini silindir kafası, piston ve giriş manifoldu geometrilerinin belirlediği Payri [7] tarafından araştırılmış ve kanıtlanmıştır. Bu çalışmada da piston geometrisi üzerindeki döngüyü artırıcı oluk (çukur) sayılarına göre deneysel çalışmalar yapılmış ve termal verim, egzoz çıkış sıcaklığı, tutuşma gecikmesi ve emisyonlara etkisi tartışılmıştır. Oluk sayısının piston geometrisi üzerindeki artışına paralel olarak gerçek termal veriminde artış gözlemlenmiş ve bu artış üzerinde hiç oluk bulunmayan referans duruma göre 9 adet oluk bulunan en yüksek sayıya sahip piston geometrisi için %6 artışa olanak vermiştir. Egzoz gazı sıcaklıklarında ise oluk sayısı ile çıkış sıcaklığı arasında ters orantı mevcuttur. Oluk sayısının tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisine bakıldığında ise oluk sayısı artışı tutuşma gecikmesi zamanını düşürdüğü gözlemlenmiştir. Çünkü oluk sayısı artışıyla birlikte motorun fren gücü artmakta ve silindir içindeki yanmış yakıtın miktarı artmaktadır. Böylelikle silindir içi sıcaklıklar artmakta ve bu durumda tutuşmanın daha önce olmasına olanak sağlamaktadır. Emisyonlar açısından da özellikle NO_x ve is oluşumuna oluk sayısının direkt etkisi olduğu gözlemlenmiş ve is oluşumunda azalma ani sıcaklık yükselmelerinden dolayı NO_x oluşumunda artma gözlemlenmiştir. Ancak is oluşumundaki düşme oranı NO_x oluşumu oranındaki artmadan çok olduğundan emisyonlara olumlu etkisi olduğu düşünülebilir. Sonuç olarak oluk sayısının artması silindir içindeki türbülansı artırarak daha iyi bir yakıt-hava karışımı sağlamaktadır. Böylelikle termal ısı verim artmakta yakıt tüketimi düşmektedir. Her ne kadar iyi karışım ve dolayısıyla hızlı yanma sonucunda NO_x oranı artsada emisyonların geneline bakıldığında oluk sayısının artması performans ve emisyonlar için olumlu etkiye sahiptir.

Razak ve diğeri [8] direk enjeksiyonlu bir dizel motordaki enjeksiyon zamanlamasının performans, yanma ve emisyonlar üzerine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Referans durumla karşılaştırıldığında erken ve geç enjeksiyon ısıl verimliliği düşürücü etki yapmıştır. Aynı şekilde yakıt tüketimi de her iki durumda da artış göstermektedir. Farklı enjeksiyon zamanlamasının yanma karakteristiğine etkisine bakıldığında ise erken enjeksiyonun daha iyi karışım ve yanmaya vakit vermesinden dolayı silindir içi maksimum basıncı arttırdığı ve böylelikle açığa çıkan net ısı oranının da arttığı gözlemlenmiştir. Ancak bu durumun emisyonlara yansımaları özellikle yüksek sıcaklıklar oluşmasından dolayı açığa çıkan NO_x oranında artma şeklinde olduğu görülmüştür. Yakıt ve oksijen arasındaki kimyasal reaksiyonların oluşmasına daha fazla zaman olduğundan dolayı ise CO oluşumu azalmış ancak CO_2 oluşum yüzdesi artmıştır. Aynı şekilde yanmamış hidrokarbonlarda da azalma meydana gelmiştir. Ayrıca erken enjeksiyon ile tutuşma gecikmesi artmakta ve alev yayılım hızı düşmektedir. Bu durumda da elde edilen güç düşmekte ve yakıt tüketimi artmaktadır. Bu çalışmada erken enjeksiyon zamanlamasıyla gücün düştüğü, yakıt tüketiminin arttığı, sıcaklık artışına bağlı olarak üretilen NO_x oranının arttığı ve yanmamış hidrokarbonlar ile CO oranının azaldığı deneysel olarak kanıtlanmıştır.

Dizel motorlarda üç boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilirken sınır şartlarının doğru belirlenmesi analizlerin doğruluğu açısından çok önemli bir rol teşkil etmektedir. Özellikle giriş sınır şartları için tasarım aşamasında deneysel verilere ulaşım olmamasından dolayı bazı öngörülere göre sınır şartları üç boyutlu analizlerin yapılabilmesini olanaklı kılmaktadır. Bu noktada bir boyutlu modellerin sınır şartlarının elde edilmesi konusunda kilit rol oynamaktadır. Akış karakteristiğini etkileyecek geometriden bağımsız olarak ve üç boyutlu değişkenlerin tek boyuta indirilerek HAD analizleri yapan yazılımlar bulunmaktadır (AVL Boost, GT Power, Wave vb.). Zamana bağlı sınır şartlarının üç boyutlu analize aktarımı bir boyutlu ve üç boyutlu kodun eş zamanlı (anlık veri transferiyle) çalışmasıyla mümkündür. Kolade [9] ve diğeri yapmış oldukları çalışmada ise yakıt enjeksiyonunun 1B-3B eş zamanlı çalışmasıyla bir dizel motordaki yanmanın karakteristiği araştırılmıştır. Gaz değişim ve hidrolik hesaplamalar bir boyutlu olarak modellenirken, silindir içi yanma ve emisyonlar üç boyutlu analizlerle gerçekleştirilmiştir. İlk olarak yeni

modellenmiş 1B-3B kod 3B HAD analizleri ile karşılaştırılarak modelin doğrulaması yapılmıştır. Doğrulama yapıldıktan sonra entegre 1B-3B model kullanılarak yapılan analizler varolan deneysel verilerle karşılaştırılmış ve yakıtın optimizasyonu yapılmıştır. Bu çalışmayla birlikte enjeksiyon modellemesinin zamana bağlı yapılabildiği, enjeksiyon sistemi ile silindir içi yanma arasında bir bağ kurulabildiği ve entegre edilmiş tek bir model ile birlikte farklı araçlar arasında yapılan veri transferi sırasında yaşanabilecek yanlışlıkların önüne geçilebildiği açıklanmaktadır.

Djavareshkian ve diğerleri [10] 2009 yılında yapmış oldukları çalışmada farklı yakıt parçalanma (break-up) modelleri ile doğrudan enjeksiyon bir dizel motordaki sprej akışını araştırmışlardır. Ayrıca farklı parçalanma modellerinin yanma ve motor performansı üzerindeki etkileri de incelenmiştir. Üç boyutlu HAD analizleri deneysel silindir içi ortalama basınç değerleri ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Çalışmanın ana amacı uygun sınır koşulları ve modeller kullanılarak doğruluğu yüksek sprej oluşumu ve yayılması simülasyonlarını HAD ile elde etmektir. Çalışmada SHELL Auto-Ignition [11] modeli, EBU (Eddy Break Up) [12] yanma modeli ve sprej modellemesi için Lagrangian [13] metodu kullanılmıştır. Break-up (parçalanma modeli) modeli olarak ise WAVE, FIPA ve KH-RT modelleri ayrı ayrı kullanılmış ve karşılaştırmaları yapılmıştır. SMD (Sauter Mean Diameter) ortalama parçacık büyüklüğünü tanımlayan bir niceliktir. Başlangıç parçacık büyüklüklerini nozül orifis çapı kadar alan model olan WAVE parçalanma modeli incelendiğinde diğer iki modele göre SMD'nin daha büyük değerler aldığı görülmüştür. Kalan sıvı yakıt kütlesi ise KH-RT kullanımında diğer modellere göre daha fazla olmaktadır. Silindir içi maksimum basınca bakıldığında ise WAVE ve FIPA modelleri yakın sonuçlar göstermektedir. KH-RT modeli ise daha küçük SMD'ye sahip olduğundan ve bu durum birim hacimde daha fazla yüzey alanı ve dolayısıyla daha iyi buharlaşmaya neden olacağından daha yüksek maksimum silindir içi basınçlar elde edilmektedir. Açığa çıkan ısı incelendiğinde daha verimli buharlaşma ve karışıma sahip olduğundan dolayı KH-RT modeli en yüksek ısıyı açığa çıkarmaktadır. Böylelikle üç farklı yakıt parçalanma modelinin de model parametreleri doğru seçildiğinde doğruluğu yüksek sonuçlar elde edildiği kanıtlanmıştır. SMD'nin nozül çıkışı yakınlığında her modelde maksimum değerde olduğu görülmüştür.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin dizel motorlardaki kullanım alanı 90'lı yılların başlarında bilgisayar gücünün gelişmesiyle birlikte pozitif yönde bir ivme kazanmıştır. Reitz ve diğerlerinin [14] 1995 yılında yapmış olduğu çalışma o yıllardaki HAD modellerinin geliştirilmesi ve test edilmesi konusunda çok önemli bilgiler vermektedir. Yapılan çalışmada bir dizel motor için yanma ve emisyon modellerinin incelenmesi yapılmıştır. KIVA hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı kullanılarak sıvı parçalanması (liquid break-up), sprey duvar etkileşimi, sıkıştırılabilir ve zamana bağlı duvar ısı transferi, laminar ve türbülanslı zamana bağlı yanma modelleri ve Zeldovich NO_x oluşumu modeli simüle edilmiştir. Yapılan analizler tek silindir ağır vasıta bir kamyon motorunda yapılan deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve HAD yazılımının doğruluğu kanıtlanmıştır. Sayısal hesaplamalarla deneysel verilerden elde edilen silindir içi basınç, sıcaklık, açığa çıkan ısı ve emisyonlar karşılaştırıldığında aradaki farkın çok düşük çıktığı gözlemlenmiştir ve modellerin güvenilirliği ispatlanmıştır. Bunun yanında deneysel çalışmalar enjeksiyon karakteristikleri olan enjeksiyon basıncı ve debisi, nozül giriş koşulları, ve birden fazla enjeksiyon durumlarının motor performansına ve emisyonlara etkisi incelenmiştir. Sonuç olarak birden fazla enjeksiyon ile is ve NO_x oluşumunun azalması sağlandığı ve egzoz gaz geri çevrimi (EGR) ile birlikte üretilen NO_x miktarının düştüğü gözlemlenmiştir.

Dederichs ve diğerleri [15] difüzyon alevindeki is ve NO oluşumu için yeni bir yaklaşım geliştirmişlerdir. Bu model flamelet library (alev kütüphanesi) yaklaşımını içermekte ve alevdeki radyasyona bağlı ısı kayıplarını da kapsamaktadır. Alev kütüphanesinden kütle oranlarının direk olarak kullanılması yerine is ve NO için farklı kaynak terimler hesaplanmıştır. Elde edilen model laminar ve türbülanslı jet alevlerinde ilk olarak test edilmiş ve reaksiyon değerleri elemeye gidilerek dizel sprey uygulamalarındaki is oluşumunu farklı sıcaklık ve basınç koşullarında simule etmek için uygun hale getirilmiştir. CH_4 /hava ve C_2H_4 /hava karışımı laminar jet alevlerinde test edilmiş ve güvenilirliği ölçümlerle karşılaştırılarak test edilmiştir. Ayrıca, is ve yanma durumu için farklı enjeksiyon zamanlamalarıyla HAD analizleri is modelinin performansı için gerçekleştirilmiştir. Tek silindirli deney motoru aracılığıyla elde edilen verilerle karşılaştırılmış ve tutarlı sonuçlar elde edilmiştir.

Bunun yanında farklı durumlardaki is analizleri sonucunda yanma sonucu oluşan final is kütlesinin aynı değere ulaştığı sonucu da ortaya konulmuştur.

Zellat ve diğerlerinin [16] 2005 yılında yapmış oldukları çalışmada yüksek EGR (Egzoz Gaz Geri Çevrimi, Exhaust Gas Recirculation) ve multi enjeksiyon sisteminin dizel motorlarda yanma üzerindeki etkisini HAD ile araştırmışlardır. Yapılan çalışmada yanma modeli olarak ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-3 Zone) modeli kullanılmıştır ve modelin doğruluğu deneysel verilerle ısı transferi ve emisyonlar açısından kanıtlanmaya çalışılmıştır. Silindir içi basınç, açığa çıkan ısı oranı, is ve NO oluşumuna göre sayısal sonuçlar deneysel veriler ile yüksek doğrulukta eşleşmektedirler. Farklı EGR yüzdelere göre yapılan denemelerde ise EGR oranının artışı NO oranının ciddi şekilde düşmesini sağlamaktadır. Ancak, oluşan is miktarı EGR oranına bağlı olarak ilk etapta düşmekte daha sonra artış göstermektedir. Bu çalışmada is ve NO seviyesinin optimizasyonu birbirinden bağımsız beş farklı değişken (döngü sayısı, EGR yüzdesi, enjektör delik sayısı, ana enjeksiyon zamanlaması ve pilot ve ana enjeksiyonlar arasındaki zamanlama) yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Is ve NO açısından en uygun değerler referans durumla karşılaştırıldığında döngü sayısının artması, EGR yüzdesinin belli bir oranda artması, ana enjeksiyon zamanlamasının öne alınması ve ana ve pilot enjeksiyon zamanlamalarının arasındaki sürenin kısılması ile elde edilmiştir. Ancak is miktarı istenildiği kadar düşmemiş ve bir başka değişken olan enjeksiyon basıncının farklı bir bağımsız değişken olarak çalışılabileceği belirtilmiştir.

Han ve diğerleri [17] farklı püskürtme kademeleri kullanarak dizel motorlardaki is ve NO_x oluşum mekanizmasını araştırmışlardır. Türbülans modeli (RNG k-ε), duvar ısı transferi modeli ve enjektör debi katsayısındaki iyileştirmelerle silindir içi basınç, ısı salınım oranı ve emisyonları HAD yardımıyla çok iyi bir şekilde elde etmişlerdir. Yapılan çalışmada tek enjeksiyonlu sistemde enjeksiyon zamanlamasının geciktirilmesiyle NO_x oluşumunun azaldığı görülmüştür. Pilot ve ana enjeksiyonları içeren mekanizmada da NO_x oluşumu belli miktarda azalmakla birlikte is oluşumunda ciddi bir azalmayı sağladığı sonucu çıkmıştır. Çünkü is oluşumu yakıt spreyinin zengin bölgeleri olan uç kısımlarda daha çok gerçekleşmektedir, iki kademedeki enjeksiyon yapıldığında ikinci püskürtme sırasındaki hızlıca yanan yakıt is

oluşumu reaksiyona girmemektedir. Ayrıca bu çalışmada özellikle enjektör debi katsayısının değişik değerleri için HAD analizleri yapılmış ve C_D katsayısının değerinin karşılaştırmalı olarak ne olması gerektiği belirlenmiştir. Bunun yanında RNG- $k-\epsilon$ türbülans modelinin $k-\epsilon$ modeline göre geniş alev yapılarını (large-scale flame structures) çok daha gerçekçi tahmin etmesi kanıtlanmış ve yanma simülasyonlarındaki doğruluğu ispatlanmıştır.

Lechner ve diğerleri [18] erken püskürtme zamanlamasıyla kısmi önkarışımli sıkıştırma ateşlemeli motorları araştırmışlardır. Yapılan çalışma, aynı zamanda dar sprej açılı yakıt püskürtmeli sistemlerin enjeksiyon zamanlamasına etkisini ve bunun sonucunda motor performans ve emisyon seviyelerinin nasıl değiştiğini araştırmaktadır. Çalışma hem deneysel hem de sayısal olarak yapılmış ve HAD analizlerinin kısmi karışımli koşullar altındaki doğruluğunu kanıtlamıştır. Üç farklı sprej açısı (115° , 80° , 60°) araştırılmıştır. Dar sprej açısı daha geniş sprej açısına göre tutuşma zamanlamasını daha erkene alabilmeye olanak sağlamaktadır. Araştırma sonucunda optimize edilmiş EGR yüzdesi, dar sprej açısı ve iki enjeksiyon zamanlaması (ana ve pilot enjeksiyon) kullanılarak referans durumla karşılaştırıldığında oluşan NO_x oranında %82 ve ortaya çıkan PM (particulate matter) miktarında ise %39 azalma olduğu gözlemlenmiştir. Ancak bu durum yakıt tüketiminde emisyonlarla karşılaştırıldığında %4.5 artışa sebep olmuştur.

Wakisaka ve diğerleri [19]'nin 2008 yılında yapmış oldukları çalışma kimyasal kinetik modele dayanarak yanma sürecinin üç boyutlu sayısal modellemesini gerçekleştirmektedir. Yapılan araştırmanın ana amacı yanma sürecinde kullanılan bazı denklemleri eleyerek dizel yakıt için hesaplama süresini azaltmaktır. Ana denklemler Golovitchev detaylı ana reaksiyon şemasına dayanmakata olup GTT-CHEM yazılımı hesaplamalarda kullanılmıştır. Golovitchev reaksiyon şemasında 71 kimyasal tür bulunmasına ve 291 reaksiyon gerçekleşmesine rağmen bu çalışmada bu sayı 48 kimyasal tür ve 287 reaksiyona düşürülerek hesaplamalar yapılmıştır. Elimine edilen reaksiyonların başında is oksidasyonu reaksiyonları gelmektedir. Çalışma sonucunda yeni indirgenmiş bir reaksiyon şeması geliştirilmiş ve farklı EGR yüzdeleri için yanma sonuçları (silindir içi basınç, giriş sıcaklığı, açığa çıkan ısı miktarı) deneysel verilerle yüksek doğrulukta uyum içinde olduğu gözlemlenmiştir.

NO emisyonları sayısal olarak elde edilebilmiş ancak is emisyonları ϕ ve T haritalarıyla ancak gözlemlenebilmiştir. Ayrıca modelin yüksek EGR yüzdelerinde de güvenilirliği kanıtlanmıştır.

1.3 Dizel Motor Uygulamaları

İçten yanmalı motor, dönen bir mil yardımıyla yakıt içerisindeki kimyasal enerjiyi mekanik enerjiye çeviren makina şeklinde tanımlanır. Kimyasal enerji, oksidasyon ve kimyasal reaksiyonlar ile birlikte ilk olarak ısı enerjisi haline çevrilir. Sıkıştırma ve termal enerji yanma odasında basınç ve sıcaklık artışına neden olur. Piston hareketiyle birlikte genişleme başlar ve bu hareket krank miline aktarılarak mekanik enerji elde edilmiş olur [20]. Dizel motor uygulamaları 1800'lü yılların son 10 yılında geliştirilmeye başlanmıştır ve Rudolph Diesel tarafından icat edilerek 1893 yılında patenti alınmıştır. İlk olarak her ne kadar yakıt olarak kömür ile çalışması öngörülse de oluşan kül sorunu nedeniyle kömür kullanılmaktan vazgeçilmiş ve yer fıstığı yağıyla (biodizel) çalıştırılarak etkili bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır [21].

Dizel motorların çalışma prensibi yüksek basınçtaki hava ile yakıtı tutuşturmayı sağlayan dizel çevrime dayanır. İdeal bir dizel çevriminde sıkıştırma ile birlikte sisteme iş yapılır, sistem sabit basınçta ısı alır, genişlemeyle birlikte sistem iş yapar ve sabit hacimde sistemden ısı çıkışı sağlanır. Sıkıştırmanın maksimum olduğu üst ölü nokta olarak adlandırılan zamana gelmeden yakıt enjektörlerden püskürtülür. Enjektörlerden yüksek basınç ve hızda çıkan yakıt parçacıklarına ayrılan sıvı yakıt sıkıştırılmış hava ile birlikte buharlaşır ve yanma başlar. Sıvı yakıtın püskürtülüp buharlaşması ve yanmanın başlamasına kadar geçen zaman tutuşma gecikmesi olarak adlandırılır. Tutuşan yakıtın içindeki kimyasal enerjinin termal enerjiye çevrilmesiyle genişleme başlar ve bir çevrim tamamlanmış olur. Dizel motorlardaki sıkıştırma oranı çevrimin verimini etkileyen unsurların başında gelir. Teorik olarak sıkıştırma oranı ile çevrim verimi doğru orantılıdır, ancak motoru oluşturan mekanik parçaların sıcaklık ve basınca dayanıklılığı bu noktada sınırlayıcı faktör olmaktadır.

1.4 Dizel Motorlardaki Emisyonlar

İçten yanmalı motorlarda emisyonlar olarak adlandırılan zararlı salınımlar günümüzde büyük bir sorun olarak ortaya çıkmaktadır. Emisyonlar havayı kirletmesi ve küresel ısınmaya sebep olması gibi aynı zamanda asit yağmurlarının da başlıca nedenlerindedir [20]. Bunun yanında insan sağlığı için zararlı olmakla birlikte solunum ve koku alma sistemini olumsuz etkileyecek çok ciddi sağlık problemleri yaratacak zararlı etkileri vardır. Bu nedenle motor üreticileri daha çevreci ve insan sağlığını düşünen motor sistemleri geliştirmeye başlamışlardır. Egzoz gazlarının temizlenmesi (aftertreatment) sistemleri motorlardan çıkan kimyasal kirleticileri azaltarak atmosferde doğal olarak bulunan CO₂, H₂O ve N₂ gazına çevirerek hava kirleticilerinin zararlarını gidermeye çalışmaktadırlar. Kirletici gaz salınımları konusunun bu derece öneme sahip olması ve yasalar tarafından kademeli olarak azaltılmasının zorunlu hale getirilmesiyle, motor üreticilerinin motor geliştirmek için ayrılan bütçelerinin büyük bir kısmı egzoz gazlarının temizlenmesi için gerekli sistemler için harcanmaktadır.

Emisyonların başlıca nedenleri stokiyometrik olmayan yanma, yüksek sıcaklıklar sonucu azotun ayrışması ve yakıt kalitesindeki eksiklikler olarak sıralanabilir. Emisyonlara neden olan bu etkenler sonucunda yanmamış hidrokarbonlar (UHC), karbonmonoksit (CO), azotoksitler, NO_x (NO, NO₂), sülfür ve katı karbon partikülleri yanma sonucunda egzozdan atmosfere verilir [20]. Stokiyometrik yanma tam yanma olarak da adlandırılır ve özellikle dizel motorlarda hava fazlalık katsayısı olan λ (lambda) ile tanımlanır. Hava fazlalık katsayısı gerçek hava-yakıt oranının, stokiyometrik hava-yakıt oranına bölünmesiyle ortaya çıkan bir büyüklüktür. Eğer bir motor için hava-yakıt oranı stokiyometrik orana eşitse λ 'nın değeri 1 çıkar. Eğer hava-yakıt oranı stokiyometrik değerden büyükse $\lambda > 1$ olur ve fakir yanma olarak adlandırılır. $\lambda < 1$ durumunda ise ortamda daha fazla yakıt var demektir ve zengin karışım ve zengin yanma olarak adlandırılır.

Dizel motorlar fakir karışım ve yanma koşullarında çalışırlar. Yanmamış hidrokarbon emisyonları, UHC, stokiyometrik olmayan tüm yanma koşullarında ortaya çıkar. UHC emisyonlarının oluşmasındaki başlıca neden yakıtın tam olarak

yakılamamasındandır. Zengin karışımlarda yakıt miktarı hava miktarına göre stokiyometrik miktardan daha fazladır. Bu durumda O_2 'nin az olması ile birlikte yakıt tamamen yanamamakta ve sonucunda hidrokarbon emisyonları artmaktadır. Fakir karışım durumlarında ise yanma bölgesel olarak gerçekleşecek ve alevin oluşumu ve yayılımı gelişmeden bitecektir. Böylelikle hidrokarbon emisyonları yine artmış olacaktır [22]. Bunun yanında dizel yakıtının yüksek molekül ağırlığı olmasından dolayı yüksek kaynama ve yoğunlaşma sıcaklıklarına sahiptir. Bu durum, yanma esnasında bazı hidrokarbonların katı is parçacıklarını oluşturmasına neden olacaktır. Ancak yanma süresince is parçacıklarının bir kısmı yanacak ve az bir kısmı emisyon olarak ortaya çıkacaktır. Genel olarak sıkıştırma ateşlemeli bir motorda yanma sonucunda yakıtın %2'si emisyon olarak dışarı atılır [20]. UHC emisyonlarına neden olan bir diğer etken ise enjektör ucunda biriken yakıttan kaynaklanmaktadır. Enjeksiyon süresince yüksek basınçta yakıt püskürtülür, ancak püskürtme bittiği zamanda nozül ucunda kalan yakıt çok yavaş buharlaşır ve kalan yakıtı itici bir basınç olmadığından dolayı yanma bitene kadar bu yakıt buharlaşamaz, bu durum sonucunda hidrokarbon emisyonları meydana gelir [20].

Dizel motorlarda meydana gelen bir diğer emisyon olan karbonmonoksit (CO) zengin karışımlarda meydana gelir. Ortamda fazla yakıt ve az hava bulunduğu durumlarda karbon elementini karbondioksit (CO_2) çevirecek oksijen (O_2) bulunamaz, bunun sonucunda yakıtın bir kısmı tam olarak yanamaz ve karbon atomları CO olarak ortaya çıkar. CO renksiz, kokusuz ve zehirli bir gazdır ve insan sağlığı için son derece tehlikelidir. Havadaki karbonmonoksit konsantrasyonunun 100 ppm'in üzerine çıktığı durum insanlar için öldürücü olabilmektedir. Karbonmonoksit istenmeyen bir emisyon olmasının yanında karbondioksit oluşumu sırasında açığa çıkması muhtemel olan kimyasal enerji ve dolayısıyla ısının oluşumunu engelleyerek ısı enerjisinin tam verimle elde edilmesini engeller. Genel olarak en yüksek düzeyde karbonmonoksit oluşumu motorun yeni çalıştırılması veya ani yüklemeler sonucunda silindir içinde zengin karışımın olduğu durumlarda meydana gelir. Buna karşın motor devri arttıkça karışım fakirleştiği için ortaya çıkan karbonmonoksit yüzdesi düşer. Karbonmonoksit emisyonları rölanti ve frenleme sırasında motor devri en düşük değerine ulaştığında da yüksek olmaktadır [23].

Azotoksitler, NO_x (NO, NO₂) günümüz dizel motorlarında ortaya çıkan ve yasal limitlere indirgenmesi en güç ve ekstra sistemler ile mümkün olan emisyon gazlarıdır. Bir içten yanmalı motordaki NO_x 2000 ppm'e kadar çıkabilir [20] ve büyük yüzdesini NO oluştururken, geri kalan kısmı NO₂'dir. Yanma sırasında atmosferde bulunan azot gazı (N₂) tepkimeye girmez, ancak yanma sırasında oluşan yüksek sıcaklıklar sonucunda N₂→2N dönüşümü gerçekleşir. Böylelikle reaktif bir tek atomlu gaz olan N oluşur. NO ve NO₂ oluşumunu gösteren mekanizmalar Denklem 1.1, 1.2 ve 1.3'te gösterilmektedir.



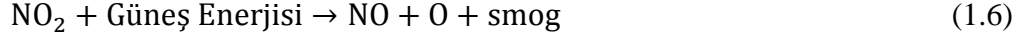
Zengin yanma hallerinde Reaksiyon 1.3 önem kazanır. Oluşan azotmonoksit Denklem 1.4 ve 1.5'te gösterilen reaksiyonlar sonucu azotdioksite dönüşür. Reaksiyon sıcaklıklarının yüksek olması halinde oluşan NO₂ tekrar NO'ya dönüşür. Ancak düşük alev sıcaklıklarında NO₂→NO dönüşümü gerçekleşmez.



Azotoksitlerin yüksek sıcaklık sonucunda oluşmasının yanında, silindir içi basınç, hava-yakıt oranı ve yanma zamanı da önemli rol oynamaktadır. Ayrıca, silindir içerisinde sıcaklığın fazla olduğu bölgelerde daha fazla NO_x oluşumu gözlemlenmektedir.

NO_x emisyonununun zararlı etkilerinden bir tanesi de güneş ışığı ile birlikte tepkimeye girerek fotokimyasal sis (smog) oluşturmasıdır. Bu reaksiyon Denklem 1.6 ve 1.7'de

verilen tepkimeler sonucunda Ozon gazı (O₃) oluşumuna neden olur. Ozon gazı insan sağlığı ve diğer biyolojik unsurlar için tehdit oluşturmaktadır [20].

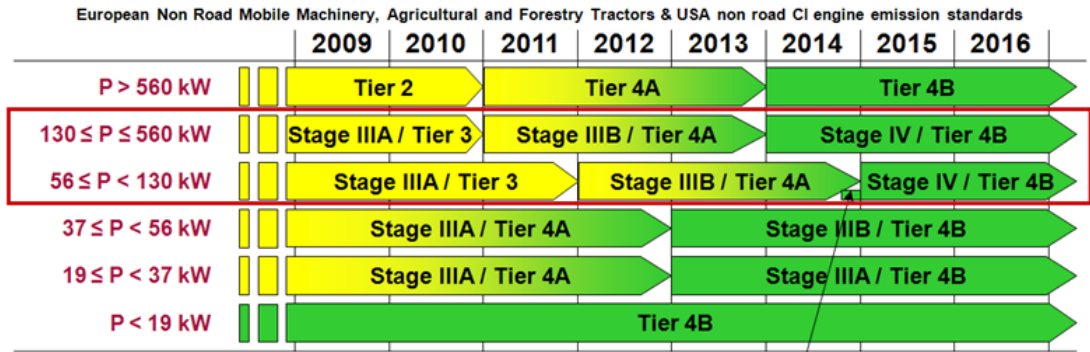


Yanma sonucu oluşan katı karbon is partikülleri ise yakıtın zengin olduğu bölgelerde meydana gelir. En fazla partikül oluşumu motordan maksimum performans istendiği zamanda gerçekleşir. Çünkü bu durumda maksimum gücü elde edebilmek adına maksimum düzeyde yakıt püskürtülür. Karbon partiküllerinin %90 kadarı yanma esnasında motor içerisinde harcanır ve egzozdan dışarı atılmaz. Eğer dizel motorlarda yanma stokiyometrik ya da ona yakın olsaydı, partiküllerin oluşumu şimdikine göre kat ve kat daha fazla gerçekleşecekti [20]. Bunun yanında oluşan partiküllerin %25'i motor bulunan yağlayıcı maddelerin buharlaşması ve yanma sırasında reaksiyona girmesinden kaynaklanmaktadır. Motor dizaynı ve motor çalışma koşulları partiküllerin oluşumunu düşürücü nitelikte olabilmektedir. Yanma süresi arttıkça oluşan partikül oranında, partiküllerin oksijen ile daha fazla süre içerisinde tepkimede olacağından dolayı azalır. Buna karşın uzun yanma süresi yüksek sıcaklıklara ve neticesinde NO_x oluşumuna neden olmaktadır. NO_x oluşumunda bilindiği üzere EGR sistemi ile azaltılmaya çalışılmaktadır. Bu nedenle motor tasarımı yapılırken tüm emisyonları, NO_x, HC, CO ve partikül, azaltıcı bir tasarım gerçekleştirmek hedeftir. Optimum tasarım için tutuşma zamanlaması, enjeksiyon basıncı, enjeksiyon zamanlaması ve valf açılış-kapanış zamanlamaları arasında çalışmalar yapılması gerekmektedir.

Dünya çapında emisyonların oluşumunu sınırlandırmak adına devletler tarafından bir takım yasalar konulmaktadır. Bu yasalar Avrupa'da EU (European Commission) ve Kuzey Amerika'da ise EPA (Environmental Protection Agency) tarafından belirlenen standartlara uyum sağlayıcı nitelikte olmaktadır. Emisyon standartları araçlardaki motorların çalışması sonucu çıkan kirleticiler olan CO, HC, NO_x, HC+NO_x ve PM emisyonlarını düzenleyici niteliktedir. Bunun yanında kullanılan yakıt kalitesi ve

emisyon ölçüm testleri de bu düzenlemenin içerisinde belirlenmiştir. Avrupa’da binek araçlar ve hafif ticari araçlar için emisyon standartları Euro Emisyon Standartları olarak adlandırılır ve 1992 yılında ilk olarak Euro 1 olarak uygulanmaya başlamıştır. Daha sonra her 4-5 sene bir yenilenerek 2014 yılı sonunda Euro 6 emisyon standartlarına geçilmesi öngörülmektedir. Yapılan tez çalışmasında ise trafik dışında kullanılan bir dizel traktör motoru üzerinde çalışmalar yapıldığından dolayı, Avrupa’da trafik dışı kullanılan (Off-Highway) araçlar için ise Stage Emisyon Standartları ve Kuzey Amerika’da Avrupa’daki Stage standartları muadili olan TIER Emisyon Standartları baz alınarak çalışmalar sürdürülecektir. Stage ve TIER (Phase) emisyon standartları 1994 yılından itibaren yürürlüktedir. Bu standartlar motordan çıkan emisyonları motorun gücüne göre sınıflandırarak sınırlamaları oluştururlar. Çizelge 1.1 ve Çizelge 1.2’de 2009 yılından itibaren Stage ve TIER standartları için farklı güçlerdeki motorlarda uygulanan sınırlamalar gösterilmiştir [24].

Çizelge 1-1: Yıllara Göre Tier Standartları



Çizelge 1-2: Tier Emisyon Standartları[g/kWh]

Emission Durability Period: 8000 hours, 10 years For $56 \leq P < 130 \text{ kW}$, Stage IV introduction date is 1st October 2014, while Tier 4B is 1st January 2015

Emission Limits (g/kWh)	Stage IIIA / Tier 3 ⁽⁵⁾				Stage IIIB / Tier 4A (interim)				Stage IV / Tier 4B (final)			
	CO	HC ⁽¹⁾	NO _x	PM	CO	HC ⁽¹⁾	NO _x	PM	CO	HC ⁽¹⁾	NO _x	PM
$P > 560 \text{ kW}$ (US only)	3.5	6.4	0.2	0.2	3.5	0.40	3.5	0.10	3.5	0.19	3.5	0.04
$130 \leq P \leq 560 \text{ kW}$	3.5	4.0	0.2	0.2	3.5	0.19	2.0	0.025 ⁽²⁾	3.5	0.19	0.40	0.025 ⁽²⁾
$75 \leq P < 130 \text{ kW}$	5.0	4.0	0.3	0.3	5.0	0.19	3.3 ⁽³⁾	0.025 ⁽²⁾	5.0	0.19	0.40	0.025 ⁽²⁾
$56 \leq P < 75 \text{ kW}$	5.0	4.7	0.4	0.4	5.0	4.7	0.3 ⁽⁴⁾	0.3	5.0	4.7	0.40	0.03
$37 \leq P < 56 \text{ kW}$	5.5	7.5	0.6	0.6	5.5	7.5	0.3	0.3	5.5	7.5	0.40	0.03
$19 \leq P < 37 \text{ kW}$	5.5	7.5	0.6	0.6	5.5	7.5	0.3	0.3	5.5	7.5	0.40	0.03
$P < 19$ (US only)	6.6 ⁽⁶⁾	7.5	0.8	0.8	Not existing				6.6 ⁽⁶⁾	7.5	0.4	0.4

(1) NMHC for US Tier Limits

(2) US Tier 4A and Tier 4B PM limit is 0.02, but with rounding allowed in US this limit is equivalent to 0.024999... ≈ 0.025

(3) 3.4 in US

(4) 0.025 in Europe

(5) Tier 2 for $P \geq 560 \text{ kW}$ and $P < 19 \text{ kW}$

(6) 6.0 for $P < 8 \text{ kW}$

No new type approval in Europe for existing emission stage permitted in the year before new emission stage introduction

No emission regulation in Europe for $P < 19 \text{ kW}$ and $P \geq 560 \text{ kW}$

3rd May, 2011

1



Yapılan tez çalışmasında 82 kw'lık bir common rail TIER IV-B (final) emisyon standardına sahip bir motor geliştirilmek hedeflenmektedir. Bu nedenle EU ve EPA tarafından belirlenen emisyon limitleri CO için 5 g/kWh, HC için 0.19 g/kWh, NO_x için 0.4 g/kWh ve PM için ise 0.025 g/kWh olarak belirlenmiştir.

1.4.1 Dizel Motor Emisyonlarına Etki Eden Tasarımsal Faktörler

Dizel motorlarda emisyon oluşumunu etkileyen yapısal faktörler yanma odası geometrisi, manifold geometrileri, sıkıştırma oranı ve valf açılış-kapanış zamanlaması olarak sayılabilir. Emisyonları etkileyen diğer tasarımsal faktörler ise EGR oranı, püskürtme zamanlaması ve enjektör konumlandırılması ve karakteristiği şeklindedir. Bir motor tasarımı yapılırken tüm bu değişkenler göz önünde bulundurularak optimum tasarımın elde edilmesi istenir.

1.4.1.1 Yapısal ve Geometrik Faktörler

Yanma odası geometrisi, dizel motorlarda yanma sonucu oluşan emisyonları etkileyen başlıca faktörlerdendir. Dizel motorlarda yanma ve emisyon oluşumu, piston geometrisi ve dolayısıyla yakıt-hava karışımının kalitesine önemli oranda bağlıdır [25]. Dizel motorlarda piston geometrisi bir kaseyi andırır ve omegaya benzer bir şekile sahiptir. Bu geometrinin derinliği, püskürtücü çıkışı ile yaptığı açı ve geometriye bağlı olarak spreyin serbest olarak gidebildiği mesafe, emisyonlar ve yanma açısından belirleyici faktörlerdendir. Rajamani ve diğerlerinin [26] piston geometrisi ve püskürtücü konfigürasyonu arasındaki ilişkiyi göstermek adına yaptığı çalışmada, aynı şartlar altında silindir çapının artmasıyla NO_x emisyonlarının arttığı buna karşılık PM ve BSFC, fren özgül yakıt tüketimi, değerlerinde azalma olduğu kanıtlanmıştır. Piston geometrisinin yakıt püskürtülmesi sonucu yakıtın hava ile karışımını ne denli homojen yapabildiğini belirlemesinin yanında piston yüzeyleriyle yapılan ısı transferi de emisyonları belirlemek açısından büyük önem taşımaktadır.

Silindir kafasında yanma odası içerisine hava girişini ve egzoz gazı çıkışını sağlayan manifoldlarda yakıt-hava karışımının homojenitesine doğrudan etki ederek yanma ve emisyon oluşumunu etkilemektedir. Giriş manifoldu geometrisine bağlı olarak

silindir içerisinde yatay (Swirl) ve dikey (Tumble) dönme hareketleri meydana gelir. Oluşan bu hareketlerin şiddetine bağlı olarak silindir içine alınan ve dönme hareketi halinde olan havanın yakıt ile karışımı daha homojen olur. Böylelikle iyi karışım sağlanarak tüm yakıtın en iyi şekilde yanması sağlanır ve emisyonların azalması gerçekleştirilmiş olur. Aynı şekilde valflerin geometrik özellikleri de silindir içine alınan havanın hareketini etkileyeceğinden yanma ve emisyonlar üzerine büyük etkisi vardır.

Bir başka geometrik faktör ise sıkıştırma oranıdır. Sıkıştırma oranının artırılması silindir içi yüzey/hacim oranında artışa neden olduğundan NO_x ve HC emisyonlarında artışa neden olur [22]. NO_x 'taki artışın nedeni, silindir içerisindeki havanın sıkıştırma sonucu daha yüksek sıcaklıklara çıkmasıdır. Yüzey/hacim oranının artmasına bağlı olarak alev sönme bölgesinin genişlemesi HC emisyonlarındaki artışı beraberinde getirmektedir.

1.4.1.2 Egzoz Geri Dönüşümü (EGR) Oranı

Egzoz geri dönüşümü, EGR, yanma sonucu oluşan egzoz gazının belli bir yüzdesinin yanma odası içerisine tekrar verilmesiyle gerçekleştirilmektedir. NO_x emisyonunu düşürmenin yolu silindir içerisindeki maksimum alev sıcaklığını düşürmekle gerçekleştirilebilir. Bu da silindir içine EGR sistemiyle tepkimeye girmeyen parazit egzoz gazlarını göndermekle olur. Egzoz gazları hava ile yakıt arasında bir seyreltici görevi yapar ve enerjiyi absorbe eder, bunun sonucunda da daha düşük sıcaklıklar elde edilir. Bu durum NO_x emisyonunu düşürür ancak diğer taraftan ısı verimi de düşürür. Ayrıca HC emisyonları ve isin de yükselmesine neden olur [20]. Bu nedenlerden dolayı iyi bir tasarımda EGR oranının optimum düzeyde tutulması hem yanma ve termal verim açısından hem de emisyonların azaltılması açısından çok önemlidir. Walke ve diğerlerinin 2008 yılında EGR'nin dizel motor performansına etkisini inceleyen deneysel çalışmalarında EGR oranının artmasıyla maksimum yanma sıcaklıklarının düştüğü ve dolayısıyla NO_x oranında ciddi bir azalmayı sağladığı gözlemlenmiştir. Bunun yanında EGR ile gelen egzoz gazlarındaki partiküllerden dolayı duman seviyesinde yükselme meydana gelmiştir. Ayrıca, yakıt

tüketiminde de farklı tork değerlerindeki EGR artışına paralel olarak az da olsa yükselme gözlemlenmiştir [27].

1.4.1.3 Yakıt Püskürtme Zamanlaması

Yakıt püskürtme zamanlaması dizel motorlarda emisyonları etkileyen faktörlerin başında gelmektedir. Özellikle mekanik pompalardan elektronik sistemlere geçişle birlikte yakıtın püskürtülme zamanlaması kesin bir şekilde kontrol edilebilmektedir. Dizel motorlardaki emisyonları azaltmakta en fazla araştırılan konu şüphesiz NO_x emisyonlarını azaltmak üzerine yapılanlardır. Yakıt püskürtme zamanlaması geciktirilerek NO_x emisyonlarında azalma olduğu birçok çalışmada kanıtlanmıştır. Ancak bu durum NO_x emisyonlarını azaltmaya olumlu etkisi olduğu kadar, PM ve yakıt tüketimi konusunda da o derece olumsuz etkiye sahiptir. Gunabalan ve diğerlerinin [28] 2010 yılında enjeksiyon zamanlaması ve EGR'nin dizel motorlardaki emisyonlara etkisinin araştırıldığı çalışmasında, enjeksiyon gecikmesinin NO_x'u azalttığı kanıtlanmıştır. Aynı çalışmada enjeksiyon zamanlamasını öne alarak yapılan denemelerde ise NO_x'un yüksek sıcaklıklar nedeniyle arttığı gözlemlenmiştir. Bu noktada EGR sisteminin dizel motorlar için NO_x emisyonlarını azaltmadaki olumlu etkisi ile birlikte hem düşük NO_x hem de düşük PM emisyonlarının elde edilmesi sağlanmaktadır. Günümüz motor teknolojilerinde bir çevrimde birden fazla enjeksiyon yapılarak emisyonların düşürülmesi gerçekleştirilebilmektedir.

1.4.1.4 Enjektör Karakteristiği ve Konumlandırılması

Dizel motorlarda yanma odası içerisine yakıt, bir enjektör yardımıyla püskürtülmektedir. Enjektörler yakıtı düşük çaptaki deliklerden yüksek basınçta silindir içine püskürterek yakıtın atomizasyonunu sağlar. Enjeksiyon karakteristiği başlığı altında püskürtme basıncı, enjeksiyon delik sayısı, enjeksiyon sisteminin mekanik ya da elektronik olması, common rail teknolojisi sayılabilir. Enjeksiyon sistemi mekanik olarak gaz koluna bağlı bir pompa yardımıyla olabildiği gibi, günümüzdeki teknoloji ile birlikte elektronik olarak enjektöre elektronik sinyal gönderilmesiyle de çalışabilmektedir. Mekanik enjeksiyonun dezavantajlarından biri

enjektöre giden yakıtın basıncının sürekli istenilen seviyede tutulamaması ve böylelikle püskürtülen yakıtın atomizasyonunun iyi gerçekleşmemesidir. Bu durum elektronik enjeksiyon teknolojisi ile birlikte hayata geçirilen bir sistem olan common rail sistemiyle tüm enjektörlere giden yakıtın bir haznede istenilen basınçta tutulması ve enjeksiyon işleminin sabit bir basınçta yapılmasına olanak sağlamaktadır. Bu durum sonucunda da yakıtın iyi atomizasyonu sağlanmakta ve buharlaşma ve dolayısıyla yanma kalitesi de artmaktadır. Böylelikle, yakıt tüketimi ve emisyonlarda azalma meydana gelmektedir. Enjektörde bulunan delik sayısı da silindir içerisindeki yanma işlemini doğrudan etkileyen faktörlerden biridir. Günümüzdeki enjektörler 5-8 arasında delik sayısına sahiptirler. Yanma odası geometrisi ve giriş manifoldlarının oluşturduğu döngü hareketlerinin karakteristiğine bağlı olarak silindir içerisinde yakıt-hava karışımını maksimum düzeyde homojen yapacak konfigürasyonun seçilmesi bir dizel motorunun enjektör seçimi aşamasında kritik öneme sahiptir. Dizel motorlardaki performans ve emisyonları etkileyen bir diğer faktör ise enjektörün konumlandırılmasıdır. Yanma odası kase (bowl) geometrisine bağlı olarak enjektörün dikey eksen ile yaptığı açı direk olarak motorun yanma karakteristiğini etkilemektedir.

2. MATEMATİKSEL MODELLEME

2.1 Korunum Denklemleri

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümlerinde kullanılan kütle sürekliliği, momentum (Navier-Stokes Denklemleri) ve enerji korunum denklemleri kartezyen tensör gösteriminde aşağıda belirtilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = s_m \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho h u_j + F_{h,j}) = \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + s_h \quad (2.3)$$

Korunum denklemlerinde kullanılan t zamanı, ρ yoğunluğu, u_i , x_i yönündeki mutlak hızı, x_i ise $i=1,2$ ve 3 için kartezyen koordinatı, τ stress tensörünü, p basıncı, h statik entalpiyi, F_h difüzyon enerji akısı ve s_m , s_i ve s_h sırasıyla kütle, momentum ve enerji için kaynak terimleri belirtmektedir.

2.2 Türbülans Modelleri

Akışkanlar dinamiğinde akış rejiminin niteliğinin düzensiz bir şekilde değişmesi türbülans olarak adlandırılır. Bu değişimler düşük momentum difüzyonunu, yüksek momentum taşınımını ve basınç ve hızın yer ve zamandaki ani değişimlerini kapsamaktadır. Türbülanslı akışta düzensiz vorteksler birçok boyutta ortaya çıkmakta ve birbirleriyle etkileşim içinde bulunmaktadır. Türbülans genel anlamda düzensizlik, difüzyon, döngü, dağılma, enerji saçılması, integral uzunluk ölçeği, kolmogorov uzunluk ölçeği ve taylor mikro ölçekleriyle karakterize edilebilmektedir.

Günümüzde gelinen teknoloji ve bilgisayar gücü hala çok küçük ölçekli döngüleri çözecek kapasiteye sahip değildir. Enerji içeren en küçük boyutlu “Kolmogorov Scale” diye adlandırılan döngülerin çözümünün yapılabilmesi için çözüm ağında kullanılan bir eleman boyutunun yaklaşık 10^{-6} m mertebesinde olması gerekmektedir. Bu kadar küçük eleman boyutuna sahip çözüm ağına sahip bir model kurmakta toplamda trilyonlar mertebesinde elemana ihtiyaç duymaktadır ve günümüzde hem bu çözüm ağını oluşturacak hem de çözümü yapabilecek bilgisayar teknolojisi henüz gelişmemiştir. Bu nedenlerden dolayı türbülansın gerçek çözümü yapılamamakta ve farklı modelleme yöntemleri kullanılarak yaklaşımlar yapılarak çözümler elde edilmeye çalışılmaktadır.

Türbülans modellemesi hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin önemli kilit konularından biridir. Hemen hemen tüm mühendislik problemleri türbülanslı özelliktedir ve bu nedenle çözümlerinde türbülans modele ihtiyaç duyarlar. STAR-CD içerisinde türbülansı hesaplamak amacıyla birçok model mevcuttur [29]. RANS (Reynolds Average Navier Stokes) yaklaşımını baz alan Eddy Viskozite Modelleri ve Reynolds Stress modelleri kullanabileceği gibi Large Eddy Simulation (LES) ve Detached Eddy Simulation (DES) seçenekleri de STAR-CD'nin içinde bulunmaktadır.

Yapılan çalışmada göreceli olarak daha sade ve basit olan Lineer Eddy Viskozite modeli çözüm için kullanılacaktır. Ancak bu modelde kendi içinde farklı çıkarım denklemleri ve duvar çevresi davranışları ile farklı modellere ayrılmaktadır. Tez çalışması kapsamında kullanılan türbülans modellerinin ayrıntıları alt başlıklar halinde gösterilmiştir.

2.2.1 Standard k-epsilon Türbülans Modeli

STAR-CD içerisinde kullanılan özellikle yüksek Reynolds sayısı için uygun olan standart k- ϵ türbülans modelinin transport denklemleri aşağıdaki gibi gösterilmiştir. Bu modelde türbülans kinetik enerjisi k ve türbülans kinetik enerjisinin yayılımı ϵ için iki adet transport denklemi mevcuttur.

Türbülans kinetik enerjisi, k için

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ = \mu_t \left(S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (2.4)$$

Türbülans kinetik enerjisi yitim oranı, ε için

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \\ = C_{e1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - C_{e2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \\ - C_{e3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + C_{e4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Denklemlerdeki ρ yoğunluğu, k türbülans kinetik enerjisini, ε türbülans yitim oranını, u_i mutlak hızı, σ türbülans Prandtl sayısını, S_{ij} ortalama gerinim oranını ve $C_{e1}, C_{e2}, C_{e3}, C_{e4}$ katsayıları da Çizelge 2.1'de gösterilen sabitleri ifade etmektedir. Ayrıca türbülanslı (eddy) viskozite aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.6)$$

Çizelge 2-1: Standard k-ε Türbülans Modeli Katsayıları

C_{μ}	σ_k	σ_{ϵ}	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	$C_{\epsilon 3}$	$C_{\epsilon 4}$	K
0.09	1	1.22	1.44	1.92	1.44	-0.33	0.419

Denklem 2.4'teki eşitliğin sağ tarafında verilen ilk terim kayma ve normal gerilmelerden kaynaklanan türbülans üretimini, ikinci ve üçüncü terimler ise sırasıyla viskoz ayrılma ve sıkıştırılabilme etkisiyle gerçekleşen terimleri oluşturmaktadırlar.

Denklem 2.5 ile verilen türbülans yayılım oranı eşitliğinin sağ tarafındaki birinci, üçüncü ve dördüncü terimler ise sırasıyla lineer stresses, buoyancy ve geçici ortalama yoğunluk değişimleri nedeniyle oluşan yayılımı belirtmektedir. Eşitliğin sağ tarafındaki ikinci terim ise yayılımın yitimini belirtmektedir. Ayrıca, kullanılan türbülans modelinin duvar yakınındaki davranışı bir takım cebirsel denklemlerle ifade edilmiştir. Bu denklemler duvar fonksiyonları olarak adlandırılmaktadır. Bu fonksiyonlar hız dağılımı, sıcaklık ve sınır tabakadaki türbülans olarak sıralanabilir [29].

2.2.2 Realizable k-ε Türbülans Modeli

Realizable k-ε türbülans modeli standart linear k-ε türbülans modelinin değiştirilmesiyle geliştirilmiştir. Standart linear modeldeki 0.09 olan sabit değerdeki C_{μ} için bir fonksiyon geliştirilmiş ve böylelikle Reynolds Stress tensor komponenti değerinin fiziksel olarak daha gerçekçi çıkması sağlanmıştır. Realizable modelin standart modele göre bir diğer önemli farkı ise transport denklemindeki ϵ için tanımlanan üretim terimidir. Realizable k-ε türbülans modelinde, k ve ϵ için çözülen transport denklemleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

Türbülans kinetik enerjisi

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ = \mu_t \left(S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Türbülans yitim oranı

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \\ = \rho C_{e1} S \varepsilon - \rho C_{e2} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} - C_{e3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \\ + C_{e4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Türbülans kinetik enerjisi ve yitim oranı denklemindeki katsayılar $C_1 = \max\left(0.43 \frac{\eta}{\eta+5}\right)$, $\eta = S \frac{k}{\varepsilon}$ ve $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$ olarak tanımlanmaktadır.

Türbülans(eddy) viskozitesi C_μ 'nün bir fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.9)$$

Standart modelden farklı olarak bir fonksiyona bağlı olan C_μ ve C_μ 'yü oluşturan fonksiyondaki katsayılar şu şekilde tanımlanmıştır.

$$C_{\mu} = \frac{1}{A_0 + A_S U^* \frac{k}{\varepsilon}} \quad (2.10)$$

$$U^* = \sqrt{\tilde{S}_{ij} S_{ij} + \Omega_{ij} \Omega_{ij}} \quad (2.11)$$

$$A_0 = 4$$

$$A_S = \sqrt{6} \cos \phi \quad (2.12)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \arccos(\sqrt{6}W) \quad (2.13)$$

$$W = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad (2.14)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad (2.15)$$

S_{ij} ve Ω_{ij} değerleri sırasıyla ortalama hız gerinin oranı ve vortisiteyi tanımlamaktadırlar.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.16)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.17)$$

Modeli tanımlamakta kullanılan katsayılar Çizelge 2.2’de gösterilmektedir.

Çizelge 2-2: Realizable k-ε Türbülans Modeli Katsayıları

σ_k	σ_ϵ	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	$C_{\epsilon 3}$	$C_{\epsilon 4}$	K
1	1.22	1.44	1.92	1.44	-0.33	0.419

2.2.3 RNG k- ε Türbülans Modeli

Re-Normalization Group metodu Yakhot ve diğerleri tarafından [30] Navier-Stokes denklemlerini normalize ederek daha küçük boyuttaki hareketlerinden etkilerinin gözlemlenmesini sağlamışlardır. Standart k-ε modelinde eddy viskozitesi tek bir türbülans uzunluk ölçüsü ile belirlenmektedir. Bundan dolayı sadece belirli bir ölçüdeki türbülans difüzyonu hesaplanabilmektedir. Ancak RNG yaklaşımıyla türbülansa katkı sağlayan farklı ölçekteki hareketler hesaplamaya katılarak üretim terimindeki değişimler elde edilmektedirler.

Matematiksel olarak RNG k-ε türbülans modeli standart model ile karşılaştırıldığında sadece yayılım eşitliğinin sonuna ekstra bir terim eklendiği görülmektedir.

Türbülans kinetik enerjisi

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ = \mu_t \left(S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (2.18)$$

Türbülans yitim oranı

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \\
& = C_{e1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - C_{e2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - C_{e3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \frac{g_i}{\sigma_{h,t} \rho} \frac{1}{\partial x_i} \\
& + C_{e4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \rho \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \quad (2.19)
\end{aligned}$$

Bu denklemde $\eta \equiv S k/\varepsilon$ şeklinde tanımlanmıştır. Ayrıca η_0 ve β değerleri sırasıyla 4.38 ve 0.012 olan deneysel katsayılardır. Diğer tüm katsayılar Standart k- ε modelindeki ile aynı değeri taşımaktadırlar.

RNG k- ε türbülans modelini tanımlamakta kullanılan tüm katsayılar Çizelge 2.3'te gösterilmektedirler.

Çizelge 2-3: RNG k-e Türbülans Modeli Katsayıları

C_μ	σ_k	σ_ε	σ_h	σ_m	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	K	E
0.085	1	1.22	0.9	0.9	1.42	1.68	1.44	-0.33	0.4	9

2.2.4 SST k- ω Türbülans Modeli

SST (Shear Stress Transport) türbülans modeli Menter'in 1993 [31] yılında yaptığı çalışma sonucu elde edilmiştir. Modelde kullanılan katsayıların genel formu şu şekildedir.

$$C_\phi = F_1 C_{\phi 1} + (1 - F_1) C_{\phi 2} \quad (2.20)$$

Denklem 2.20'deki C_{ϕ_1} ve C_{ϕ_2} katsayıları iki ayrı set olarak şu şekilde hesaplanmaktadır.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (2.21)$$

$$\arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500v}{y^2\omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega 2}^\omega CD_{k\omega} y^2} \right] \quad (2.22)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(\frac{2\rho}{\omega\sigma_{\omega 2}^\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right) \quad (2.23)$$

Çizelge 2-4'te ilk setin hesaplanması için gerekli katsayılar verilmektedir.

Çizelge 2-4: SST k- ω Modeli Set 1 Katsayıları

σ_{k1}^ω	$\sigma_{\omega 1}^\omega$	β_1	β_1^*	κ
1.176	2.0	0.075	0.09	0.41

$$\alpha_1 = \frac{\beta_1}{\beta_1^*} - \frac{1}{\sigma_{\omega 1}^\omega} \frac{\kappa^2}{\sqrt{\beta_1^*}} \quad (2.24)$$

Çizelge 2-5'te ise ikinci setin hesaplanması için gerekli katsayılar verilmiştir.

Çizelge 2-5: SST k- ω Modeli Set 2 Katsayıları

σ_{k2}^ω	$\sigma_{\omega 2}^\omega$	β_2	β_2^*	κ
1	1.168	0.0828	0.09	0.41

$$\alpha_2 = \frac{\beta_2}{\beta_2^*} - \frac{1}{\sigma_{\omega 2}^\omega} \frac{k^2}{\sqrt{\beta_2^*}} \quad (2.25)$$

$$S_\omega = 2(1 - F_1) \frac{1}{\sigma_{\omega 2}^\omega} \frac{1}{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad (2.26)$$

SST k- ω türbülans modelinde türbülans viskozitesi Denklem 2.27 ile hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega^* F_2)} \quad (2.27)$$

Türbülans viskozitesi denklemindeki katsayılar aşağıdaki gibidir.

$$a_1 = 0.31, F_2 = \tanh(\arg_2^2), \quad \arg_2 = \max\left(2 \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500}{y^2 \omega}\right) \quad (2.28)$$

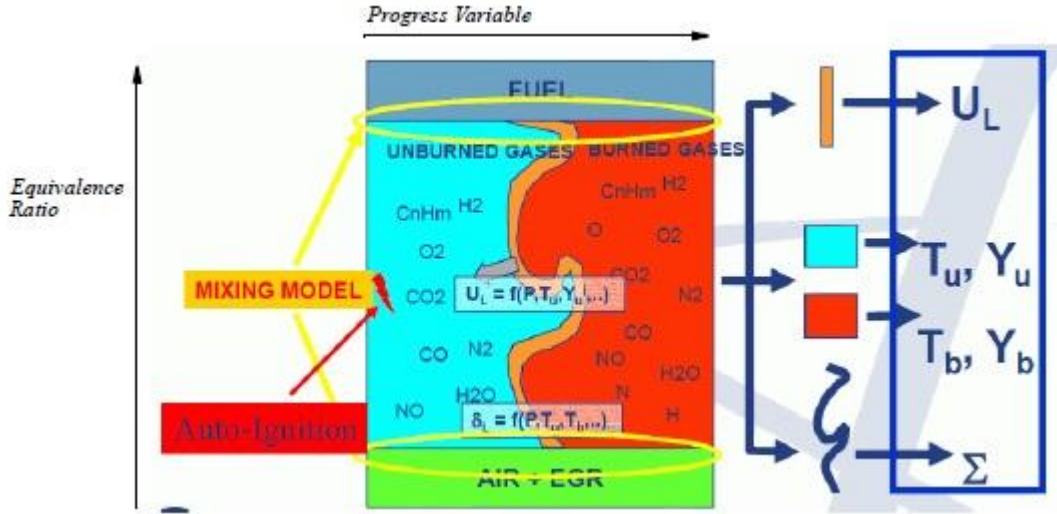
2.3 Yanma Modelleri

2.3.1 ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-3 Zones)

Colin ve diğerleri [31] ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-3 Zones) yanma modelinin önkarişimli veya difüzyon ile yanma durumundaki detaylı tanımı ve araştırmasını yapmışlardır. Colin [32] 2003 ECFM modeli ile tam ve kısmi önkarişimli yanma için yüksek doğrulukta sonuçlar elde etmiştir. Yapılan bu çalışmada ise ECFM-3Z yanma modelinin gaz hal için iki boyutlu tanımı yapılmıştır. İlk boyutta yakıt ve hava karışımının oluşabildiği bir bölge 3 peaks PDF ile tanımlanmıştır. İkinci boyut ise ECFM modelinden alınmış olup, yanmış ve yanmamış gazları ayıran sonsuz uzunlukta ince bir reaksiyon bölgesi olduğu varsayılmaktadır. Bu modelde yanmış gazların sıcaklığı belli bir değerin altına düştüğünde gazların yanmış bölümden yanmamış bölüme doğru transfer edildiği modellenmektedir ve böylece birden fazla yakıt püskürtücüsünün kullanılmasına ve

NO, CO, H₂ ve is gibi ürünlerin doğru tahmin edilebilmesine olanak sağlamaktadır. Gaz durumundaki modellemelerin dışında farklı yanma halleri olan kendi kendine tutuşma (auto-ignition), önkarişimli alev (premixed flame) ve difüzyon alevi (diffusion flame) tartışılmıştır. Özellikle difüzyon alevi ECFM-3Z yanma modeliyle iki fazda incelenmiştir. Karışım modeliyle birlikte reaktantların reaksiyon bölgesindeki türbülanslı difüzyonu saf yakıt ve saf havanın yanmış gazların karışım bölgesine taşınımı sağlanmıştır. Bu gazlar birbirleriyle reaksiyona girerek difüzyon alevinin reaktif tabakasındaki yakıtın oksidasyonunu temsil etmektedir. ECFM-3Z yanma modelinin tipik dizel motorlardaki karakteristiğini incelemek amacıyla farklı motor devri, enjeksiyon zamanlaması ve kütlesi ve farklı yüklemeler için analizler yapılmış ve deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak ECFM-3Z modeli ile başlangıç basınç artışını doğru öngörebilmek için gerekli kendiliğinden tutuşma öncesi karışan yakıt ve hava oranının doğru tahmin edildiği, tutuşma gecikmesinin doğru öngörülebildiği ve yanmış gazlardaki yakıtın post oksidasyonunun doğru tahmin edilebildiği kanıtlanmış olmaktadır.

ECFM-3Z yanma modeli STAR-CD içerisinde hem dizel hem de benzin motorları için kullanılabilen yanma modelidir. Genel anlamda ECFM-3Z modeli matematiksel olarak 4 ana modelin oluşumundan meydana gelir. Bu modeller karışım modeli(mixing model), alev ilerleme modeli (flame propagation model), ard-alev ve emisyon modeli (post-flame and emission model) ve kendi kendine tutuşma/vuruntu modeli(autoignition/knock model) olarak sıralanır. Bu modelin bir diğer önemli avantajı ise silindir içi yanma analizlerinde birden fazla enjeksiyona uygun olması ve multi-cycle analizlerde kullanılabilmesidir. Şekil 2-1'de ECFM-3Z yanma modelinin şematik hali gösterilmiştir.



Şekil 2-1: ECFM-3Z Yanma Modeli Şematik Gösterimi [29]

2.3.1.1 Karışım Modeli (Mixing Model)

Colin ve diğerlerinin yapmış olduğu çalışmada belirtildiği gibi ECFM-3Z modeli karışmamış yakıt bölgesi, karışmış gaz bölgesi ve karışmamış hava ve EGR bölgesi olmak üzere üç bölge için kompleks bir mekanizma olan türbülanslı karışımı, alev ilerlemesini, difüzyon yanmasını ve emisyonları simüle etmektedir. Bu model tüm bu hesaplamaları karışım bölgesi içerisindeki gazları baz alarak gerçekleştirir. Şekil 2.1’de de belirtildiği gibi gazlar arasındaki moleküler ve türbülanslı karışım bölgesi diğer iki bölge arasında kalan ve yanmanın gerçekleştiği bölgedir [29].

Karışım bölgesindeki bileşenlerin kütle oranları Denklem 2.29’daki gibi ifade edilmektedir.

$$Y_i^M = Y_i|_{z=z_m} = \int_{\delta V} Y(x', t) \delta [Z(x', t) - Z_m] dV' \quad (2.29)$$

Denklemlerdeki m , karışım bölgesini nitelendirmektedir. Z_m karışım oranını ve δ ise Dirac Delta fonksiyonunu göstermektedir. Yanma modelinde kullanılan tüm bileşenler (yakıt, O_2 , CO_2 , H_2O , N_2 , CO , H_2 , OH , H , N , O , is) karışım bölgesinde

bulumaktadırlar. Ancak, sadece oksijen diğer bölgelerde çözülmekte ve diğer bileşenler oksijenin oranıyla orantılanmaktadır.

Denklem 2.30 ve denklem 2.31’de karışmamış yakıt ve oksijenin kütle oranları eşitlikleri gösterilmiştir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho Y_{f_{um}}}{\partial t} + \nabla(\rho u Y_{f_{um}}) - \nabla \left[\left(D + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla Y_{f_{um}} \right] \\ = - \frac{\beta_{min}}{\tau_m} Y_{f_{um}} \left(1 - Y_{f_{um}} \frac{\rho}{\rho_u} \frac{W_m}{W_f} \right) + \dot{\omega}_{evap} \end{aligned} \quad (2.30)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho Y_{o_{2um}}}{\partial t} + \nabla(\rho u Y_{o_{2um}}) - \nabla \left[\left(D + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla Y_{o_{2um}} \right] \\ = - \frac{\beta_{min}}{\tau_m} Y_{o_{2um}} \left(1 - \frac{Y_{o_{2um}}}{Y_{o_{2inf}}} \frac{\rho}{\rho_u} \frac{W_m}{W_{o_2}} \right) \end{aligned} \quad (2.31)$$

W_m , W_f ve W_{o_2} sırasıyla yanma ürünlerinin, yakıtın ve oksijenin molekül ağırlığını, β_{min} normal değeri 1 olan ayarlama katsayısını, τ_m ise karışım zaman ölçeğini göstermektedir. $Y_{o_{2inf}}$ ise $Y_{o_{2inf}} = Y_{T_{o_2}} / (1 - Y_{T_f})$ şeklinde tanımlanmaktadır.

τ_m içinse iki şekilde hesaplama yapılması mümkündür. Birinci yöntemde τ_m türbülans zaman ölçeği olarak alınır ve Denklem 2.32’de ifade edildiği gibidir.

$$\tau_m \equiv \tau_T = k/\varepsilon \quad (2.32)$$

İkinci yöntem ise Denklem 2.33 ve 2.34’te gösterilen şekilde karışım zaman ölçeğini ifade etmektedir.

$$\tau_m = (1 - f)\tau_L + f\tau_T \quad (2.33)$$

$$f = [1 - \exp(c)]/0.632 \quad (2.34)$$

Denklem 2.34'teki c ilerleme değişkenini (progress variable), τ_L ise laminar zaman ölçeğini nitelemekte ve aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$c = 1 - \frac{Y_{fu}}{T_f} \quad (2.35)$$

$$\tau_L = \frac{e^{-9300/T}}{60} \quad (2.36)$$

Bölgeler arasında kalan bileşenler karışım bölgesi içerisinde reaksiyon sonucunda oluşan ürünlere dönüşürler. Bu bileşenlerin kütle oranları i bileşen değişkeni olmak üzere Denklem 2.37'de gösterilmiştir.

$$Y_{(T)i}^m = (Y_{(T)i} - Y_{Ti}C_x) \frac{\rho}{\rho - \rho^{UM}} \quad (2.37)$$

Denklem 2.37'deki T izleyici bileşenleri (tracer species) ifade etmektedir, parantez içerisinde yazılmasının nedeni ise hem izleyici hem de olmayan bileşenleri göstermek içindir. Karışmamış bölgedeki her bir gazın hacminin kütlelerini belirten ρ^{UM} ise Denklem 2.38'deki gibi belirtilmiştir.

$$\rho^{UM} = \rho[C_x(Y_{T02} + Y_{Th2} + Y_{Tco} + Y_{Tno} + Y_{Tsoot} + \dots) + Y_{fum}] \quad (2.38)$$

$$C_x = Y_{o2um}/Y_{T02} = Y_{i,um}/Y_{T,i} \quad (2.39)$$

Denklem 2.39 ile verilen C_x karışmamış bölgedeki kütleler ile toplam kütlelerin oranı ve $Y_{i,um}$ ise karışmamış bölgede bulunan her bir gazın kütlelerini belirtmektedir.

2.3.1.2 Alev İlerleme Modeli

ECFM-3Z yanma modelinde kullanılan alev ilerleme modeli alev yüzey yoğunluğu (FSD, Flame Surface Density) eşitliğine göre hesaplanır [29].

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \nabla \cdot (u \Sigma) - \nabla \cdot \left[\left(D + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla \left(\frac{\Sigma}{\rho} \right) \right] \\ = \Sigma \left[C_{divu} \frac{2}{3} \nabla \cdot u + C \alpha \Gamma \frac{\varepsilon}{k} + C \frac{2 \rho_u}{3 \rho_b} U_1 \Sigma \frac{1-c}{c} - \beta U_1 \Sigma \frac{1}{1-\bar{c}} \right. \\ \left. - \frac{2}{3} \frac{1}{(\gamma p)} \frac{\partial p}{\partial t} \right] \end{aligned} \quad (2.40)$$

Verilen 2.40 denklemindeki büyüklükler aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

D	Moleküler difüzyon
C_{divu}	Amirik parametre (=1)
C	Kimyasal alev zaman ölçeği ve alev-duvar etkileşimi arasındaki düzeltme katsayısı
Γ	NFS (Net flame Stretch) Fonksiyonu
ρ_b ve ρ_u	Sırasıyla yanmış ve yanmamış gazların yoğunlukları
$U_1 = S_1 Q_1$	Efektif laminar alev hızı (S_1 teorik laminar alev hızı ve Q_1 ısı kaybı düzeltme katsayısı)
γ	İzentropik katsayı ($\gamma = c_p/c_v$)
α ve β	Değerleri sırasıyla 1.6 ve 1 olan amirik üretim ve yitim katsayıları
μ_t	Türbülans viskozitesi
p	Termodinamik basınç
\bar{c}	Ortalamalı Reynolds gelişim değişkeni

Teorik laminar alev hızı olan S_1 , denklem 2.41'teki gibi ifade edilmektedir.

$$S_1(\Phi) = S_{10} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^a \left(\frac{p}{p_0} \right)^b \max[1 - U_{lam1} X_{res}, \exp(U_{lam2} X_{res})] \quad (2.41)$$

S_{10} ve a Metghalchi ve Keck [34] korelasyonundaki yakıtın fonksiyonlarıdır. b katsayısı ise denklem 2.42'te gösterilmiştir.

$$b = b_0 - 0.08 \frac{p}{U_{lam3}} \quad (2.42)$$

b_0 yakıt ve yakıt denge katsayısının bir fonksiyonudur. T_0 ve p_0 referans sıcaklık ve basınç değerleri, X_{res} artık gazların mol oranı ve U_{lam1} , U_{lam2} , U_{lam3} sırasıyla değerleri 2.1, -3 ve 40 olan parametrelerdir.

Ana denklem olan 2.43 denklemindeki C düzeltme katsayısının ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$C = \frac{q_w}{1 + \left[\left(\frac{\alpha \Gamma \varepsilon}{k} \right) + \frac{2}{3} \frac{\rho_u}{\rho_b} U_1 \Sigma \frac{(1-c)}{c} \right] \tau_c} \quad (2.43)$$

Denklem 2.43'te τ_c ($=\delta_l/U_1 Z_e$) kimyasal zaman ölçeğini, Z_e Zeldovich sayısını ve δ_l ($=2\mu_b/(\rho_u U_1 Pr)$) laminar alev kalınlığını tanımlamaktadır.

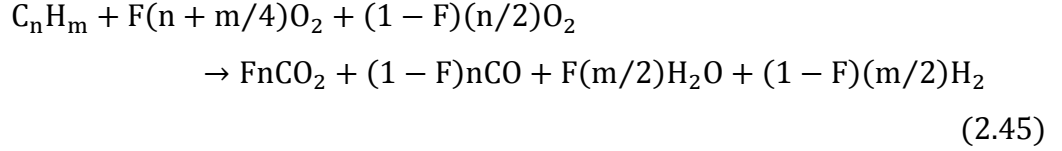
Alevin duvarda sönme faktörü olan q_w ise denklem 2.44 ile verilmiştir.

$$q_w = \begin{cases} 1 & y^+/y_c^+ > D_{qurat} \\ 0 & y^+/y_c^+ < D_{qurat} \end{cases} \quad (2.44)$$

$y_c^+ = 11.3$ ve $D_{qurat}=5$ alınarak hesaplamalar yapılmaktadır.

2.3.1.3 ÖnKarışımli Reaksiyon Mekanizması

Yanma işleminin önkarişimli bölümünde C_nH_m yakıtı denklem 2.45'teki gibi tepkimeye girer.



$$F = \begin{cases} \left[4 \left(\frac{n + \frac{m}{4}}{\Phi} \right) - 2n \right] / (2n + m) & \begin{aligned} & \Phi < 1 \\ & 1 < \Phi < (2 + m/2n) \\ & \Phi > \left(2 + \frac{m}{2n} \right) = \Phi_2 \end{aligned} \end{cases} \quad (2.46)$$

Önkarişimli yakıt yanma oranı ise genel CFM formülasyonundaki şekliyle denklem 2.47'deki gibi hesaplanır [29].

$$\omega_{fu} = -\dot{\rho}_u U_t Y_{Tf}^m \Sigma \quad (2.47)$$

2.3.1.4 Ard-Alev ve Emisyon Modeli

ECFM-3Z yanma modelinde yanmış gazları temsil eden her bileşen bir takım reaksiyonlara dahil olmaktadır. Bu reaksiyonlar yakıt ard-oksidasyon kimyası (Fuel Post-Oxidation Chemistry), ayrışma ve radikal oluşum kimyası (Dissociation ve Radical Formation Chemistry), karbonmonoksit ve karbondioksit kinetiği ($CO \leftrightarrow CO_2$ Kinetics Chemistry), NO kimyası ve is kimyası olarak sıralanır.

Yanmış gazların başlangıç birleşimi denklem 2.48'deki gibi ifade edilir [29].

$$Y_b^m = \frac{Y^m - (1 - c)Y_u^m}{c} \quad (2.48)$$

- **Yakıt Post-Oksidasyonu**

Yakıt tamamen yandığında ya da ortamda yakıtı CO'ya çevirecek kadar oksijen olmadığından ekstra bir yakıt bileşeni olan Y_{fb} oluşur. Bu bileşen önkarişimde yanmayı, alev sonrası yanmaya başlar.



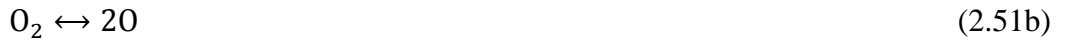
Yakıt yanma oranını hesaplamak amacıyla eddy break-up yaklaşımı kullanılmaktadır.

$$\omega_{fb} = C_k^\varepsilon \min[Y_{fb}^m, Y_{O_2}^m/s_{O_2}] \quad (2.50)$$

Denklem 2.50'deki s_{O_2} oksijen için denklem 2.49'daki stokiyometrik katsayısı belirtmektedir.

- **Ayrışma ve Radikal Oluşumu**

Yüksek sıcaklıklarda ayrışma etkisi önemli olduğundan hesaplamalarda etkisi gözönüne alınmaktadır. Karbon bileşenleri içermeyen tüm bileşenler aşağıdaki gibi hesaplamalara dahil edilmektedir.



İlk üç reaksiyon sonucunda iki atomlu moleküller kendi bileşenlerine ayrıldıktan sonra NO ve CO₂ oksidasyon mekanizmalarında kullanılmaktadırlar.

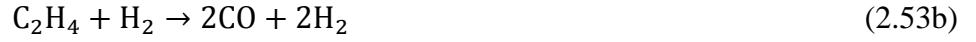
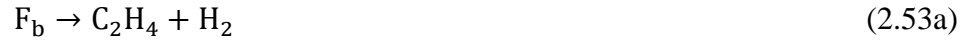
- **CO→CO₂ Kinetik Kimyası**

ECFM-3Z modeli içerisinde iki farklı reaksiyon mekanizması kullanılabilir.

1. Basit Tersinir Mekanizma



2. Dört reaksiyonu içeren diğer alternatif mekanizmada ise yakıt ilk olarak C₂H₄'e parçalanır ve daha sonra diğer reaksiyonlara girer.



- **NO Kimyası**

Klasik 3 adımlı Zeldovich mekanizması NO reaksiyonlarında kullanılmaktadır.



- **İs Kimyası**

İs (Soot) reaksiyonları aşağıdaki denklemlerde gösterildiği gibi oluşum ve oksidasyon ile tanımlanır. Bu modelde Reitz ve diğerlerinin [35] 1999 yılında enjeksiyon püskürtme açısının dizel motorlarda performans ve emisyonlara etkisini araştırdıkları çalışmada kullandıkları model baz alınarak is kimyası tanımlanmıştır.

$$\frac{d}{dt} [\dot{I}s] = \frac{d}{dt} [\dot{I}s]_f - \frac{d}{dt} [\dot{I}s]_{ox} \quad (2.55)$$

$$\frac{d}{dt} [\dot{I}s]_f = A_{sferc} [F_b] p^{0.5} e^{-T_{sferc}/T} \quad (2.56)$$

A_{sferc} ve T_{sferc} değerleri sırasıyla 450 ve 1000 K olan ayar parametreleridir.

$$\frac{d}{dt} [\dot{I}s]_{ox} = \frac{12}{\rho_{is} D_{is}} [\dot{I}s] R_t \quad (2.57)$$

ECFM-3Z yanma modelinde is oluşumunu hesaplamakta kullanılan yukarıdaki denklemlerde “[İs]” isin molar konsantrasyonunu, ρ_{is} isin partikül yoğunluğunu, D_{is} partikül çapını ve R_t ise ara reaksiyonların net reaksiyon oranını belirtmektedir. Bileşenlerin kütle oranları Denklem 2.58’deki gibi son halini almaktadır.

$$Y^m = (1 - c) Y_u^m + c Y_b^m \quad (2.58)$$

2.3.1.5 Kendi Kendine Tutuşma ve Vuruntu Modeli

Kendikendine tutuşma ve tutuşma gecikmesi için ECFM-3Z yanma modeli kullanılırken iki model kullanılmıştır [29].

1. Denklem 2.59'da gösterilen yarı ampirik bağıntı kullanılarak tutuşma gecikmesi olan τ_d hesaplanmıştır.

$$\tau_d = 1.051 \times 10^{-8} [F]^{0.05} [O_2]^{-0.53} \rho^{0.13} e^{5914/T_u} \frac{47}{CN} \quad (2.59)$$

Verilen denklemde CN cetane sayısını ifade etmektedir. Tutuşma değişkeni fonksiyonu olan Y_{igi} ise,

$$\frac{dY_{igi}}{dt} = Y_{Tr} F(\tau_d) \quad (2.60)$$

denklemleri ile ifade edilmektedir.

2. Daha iyi doğrulukta sonuçlar veren Double-Delay Autoignition modelinde ise Y_{igi} ve Y_{igi2} olmak üzere iki adet kendi kendine tutuşma ilerleme değişkeni tanımlanmakta ve gecikme zamanları (τ_{d1} , τ_{d2}) p , T_u , X_{res} ve Φ değişkenleriyle önceden hesaplanmış tablolar yardımıyla direkt olarak hesaplanmaktadır. p , T_u , X_{res} ve Φ değişkenlerinin değerleri 10bar-80bar, 600K-1500K, 0-0.9 ve 0-3 aralıkları için hesaplanmıştır.

Benzin vuruntu modelinde ise tutuşma gecikmesi τ_d Denklem 2.61'deki yöntemle hesaplanmaktadır. Eşitlikteki X_{res} artık gazların mol oranını, RON ise yakıtın oktan sayısını belirtmektedir.

$$\tau_d = 0.01931 (RON/100)^{0.34107} \left[\frac{p}{1 + X_{res}} \right]^{-1.7} e^{3800/T_u} \quad (2.61)$$

2.3.2 MCC (Mixing Controlled Combustion Model) Yanma Modeli

Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda MCC yanma modeli bir boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan AVL Boost tarafından yanma karakteristiğini belirlemede kullanılmaktadır. MCC modeli Denklem 2.62’de gösterildiği gibi önkarişimin (PMC) ve difüzyonun (MCC) yanma üzerine etkilerini içermektedir [35].

$$\frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} = C_{Comb} f_1(m_F, Q_{MCC}) f_2(k, V) \quad (2.62)$$

$$f_1(m_F, Q_{MCC}) = \left(m_f - \frac{Q_{MCC}}{LHV} \right) (w_{Oxygen,available})^{C_{EGR}} \quad (2.63)$$

$$f_2(k, V) = C_{Rate} \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}} \quad (2.64)$$

MCC’yi tanımlayan fonksiyonlardaki Q_{MCC} açığa çıkan toplam ısıyı, C_{Comb} ve C_{Rate} sırasıyla yanma ve karıştırma oranı sabitleri, k türbülans kinetik enerjisinin yerel yoğunluğunu, m_F gerçek buharlaşan yakıt kütesini, LHV alt ısı değeri, V silindir hacmini, w_{Oxygen} oksijenin kütle yüzdesini ve C_{EGR} ise EGR sabitini tanımlamaktadır.

2.3.2.1 Yakıt Jetlerinin Kinetik Enerjisi için Korunum Denklemleri

Merkezcil (squish) ve yatay döngü (swirl) hareketlerinin kinetik enerji üzerindeki etkisi az olduğundan, kinetik enerji hesaplanırken sadece yakıt püskürtülmesinden gelen etki göz önüne alınmaktadır [35]. Silindir içindeki kinetik enerji enjeksiyon oranından elde edilmekte ve yitim oranı (dissipation rate) ise kinetik enerji ile orantılı olarak değişmektedir.

MCC yanma modeli içerisinde kullanılan türbülans kinetik enerjisi hesaplaması aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.

$$\frac{dE_{kin}}{dt} = 0.5C_{turb}m_F v_F^2 - C_{Diss} E_{kin}^{1.5} \quad (2.64)$$

$$k = \frac{E_{kin}}{m_{F,I}(1 + \lambda_{Diff}m_{stoich})} \quad (2.65)$$

Türbülans kinetik enerji ve yitimi hesaplayan 2.64 ve 2.65 denklemlerindeki E_{kin} jet kinetik enerjisini, C_{Turb} türbülans enerjisi üretim katsayısı, C_{diss} yitim katsayısı, $m_{F,I}$ püskürtülen yakıt kütesini, v enjeksiyon hızını, μA efektif nozül delik alanı, ρ_F yakıt yoğunluğunu, n motor hızını, m_{stoich} stokiometrik hava kütesini ve λ_{Diff} ise hava fazlalık katsayısını tanımlamaktadır.

2.3.2.2 Tutuşma Gecikmesi Modeli

MCC yanma modelinde tutuşma gecikmesi Andree ve Pachernegg [36] modeli ile aşağıdaki diferansiyel denklemlerin çözülmesiyle hesaplanmaktadır.

$$\frac{dI_{id}}{d\alpha} = \frac{T_{UB} - T_{ref}}{f_{id}Q_{ref}} \quad (2.66)$$

Tutuşma gecikmesi integrali I_{id} 1 değerine ulaştığında tutuşma gecikmesi τ_{id} Denklem 2.67'de belirtildiği gibi hesaplanır.

$$\tau_{id} = \alpha_{id} - \alpha_{SOI} \quad (2.67)$$

Denklem 2.66 ve 2.67'deki büyüklükler olan I_{id} tutuşma gecikmesi integralini, T_{ref} referans sıcaklığı (505.5 K) T_{UB} yanmamış bölgenin sıcaklığını, Q_{ref} referans aktivasyon enerjisini τ_{id} tutuşma gecikmesini, α_{SOI} enjeksiyonun başlama zamanını, α_{id} tutuşma gecikmesi zamanını ve f_{id} ise tutuşma gecikmesi kalibrasyon faktörünü belirtmektedirler [35].

2.3.2.3 Önkarişimli Yanma Modeli

Önkarişimli yanma modelinde ortaya çıkan Denklem 2.68 ve 2.69'deki fonksiyonlar yardımıyla bulunur.

$$\frac{\left(\frac{dQ_{PMC}}{Q_{PMC}}\right)}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} (m + 1)y^m e^{-ay^{m+1}} \quad (2.68)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_{td}}{\Delta\alpha_c} \quad (2.69)$$

Verilen denklemlerde Q_{PMC} önkarişimli yanmadan gelen yakıtın ısı katkısını, $m_{fuel,id}$ tutuşma gecikmesi süresince toplam püskürtülen yakıtı, C_{PMC} önkarişimli yanma parametresini, $\Delta\alpha_c$ önkarişimli yanma süresini, m şekil parametrisini ($=2$) ve a ise değeri 6.9 olan vibe parametresini belirtmektedir.

2.3.2.4 Parçacık Isınma ve Buharlaşma Modeli

MCC yanma modeli parçacık ısınma ve buharlaşma modeli olarak Sitkei'nin [37] 2008 yılında yapmış olduğu çalışmaya göre hesaplanmaktadır.

$$\lambda_c(T_c - T_d) = \frac{30.9310^4 \frac{T_d}{P_c}}{e^{\left(\frac{4150}{T_d}\right)}} (20 + 0.26(T_d - 273.15) + 0.3(T_c - 273.15)) \quad (2.70)$$

$$v_e = 0.70353 \frac{T_d}{P_c e^{\left(\frac{4150}{T_d}\right)}} \quad (2.71)$$

Buharlaşma hızı sıcaklık dengesi kullanılarak Denklem 2.71’de hesaplanmaktadır. Bu denklemdeki 0.70353 değeri ise sonuçların kalitesini arttırmak adına değiştirilebilir. Parçacık çapının ve dolayısıyla kütesinin zamana göre değişimi Denklem 2.72 ile verilen d^2 yasası ile hesaplanmaktadır.

$$d_d = \sqrt{d_{d,0}^2 - v_e t} \quad (2.72)$$

Denklemlerdeki λ_c silindirin ısı iletkenliğini, T_c silindir sıcaklığını, T_d isothermal parçacık buharlaşmasının denge sıcaklığını, P_c silindir içi basıncı, v_e buharlaşma hızını, d_d anlık parçacık çapını ve $d_{d,0}$ ise başlangıç parçacık geometrisini göstermektedir.

2.4 İki Fazlı Akış Modeli (Lagrangian Two Phase Flow)

İçten yanmalı motorlarda ısı ve akış problemleri birden fazla fazı içeren çözümler ile modellenir. Akışı oluşturan gaz sürekli fazı (continuous phase) belirtir, silindir içerisine püskürtülen sıvı yakıt ise sürekli olmayan saçılmış fazı (dispersed phase) tanımlamaktadır. Çoklu faz (multi-phase) problemlerinde Lagrangian ve Eulerian olmak üzere iki farklı yaklaşım mevcuttur. Eulerian metodunda kimyasal tepkimeler ve sıvı yakıt film tabakası modelleri kullanılmadığından yapılan çalışmada Lagrangian modeli kullanılmıştır.

Sürekli ve sürekli olmayan fazlar Lagrangian modelinde birbirleriyle etkileşim halindedirler ve birbirlerinden etkilenirler. Sürekli olmayan fazda damlacık sayıları çok fazladır. Tüm damlacıklar için Lagrangian denklemlerini çözmek bilgisayar gücü açısından imkansız olduğundan damlacık paketleri tanımlanarak bir takım genellemeler yapılır. Herbir damlacık paketi aynı özelliklere sahip özellikte damlacıkları tanımlamaktadır. Ancak doğruluğu yüksek bir simülasyon için damlacık paketi sayısının yeterli düzeyde olması önemlidir [38].

Bu bölümde sürekli ve sürekli olmayan fazlar için korunum denklemleri verilecektir.

2.4.1 Sürekli Faz Korunum Denklemleri

İçten yanmalı motor problemlerinde sürekli faz taşıyıcı akışkan olan havadır. Kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri sürekli faz için Denklem 2.73, Denklem 2.74 ve Denklem 2.75 ile verilmiştir [38].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = s_m \quad (2.73)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \quad (2.74)$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho h u_j + F_{h,j}) = \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + s_h \quad (2.75)$$

Korunum denklemlerinde kullanılan t zamanı, ρ yoğunluğu, u_i , x_i yönündeki mutlak hızı, x_i ise $i=1,2$ ve 3 için kartezyen koordinatı, τ stress tensörünü, p basıncı, h statik entalpiyi, F_h difüzyon enerji akısı ve s_m , s_i ve s_h sırasıyla kütle, momentum ve enerji için kaynak terimleri belirtmektedir. Alt indis j ise Einstein taşınımını belirtmekte ve açılımı denklem 2.76'daki gibidir.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3} \quad (2.76)$$

τ ve F_h korelasyonları problemin laminar veya türbülanslı olmasına göre değişmektedir. Türbülanslı akışlarda ortalama zamanlı korelasyonlar kullanılmaktadır. Sürekli ve sürekli olmayan fazlar arasındaki etkileşim sürekli fazda elde edilen s_m, s_i ve s_h kaynak ve kuyu (sink) terimleriyle elde edilir. Bu terimler ayrık elemanlarda meydana gelen kütle, momentum ve enerji değişimleriyle oluşurlar ve ayrık elemanlardaki bu değişimler Lagrangian denklemlerini tanımlamaktadır. Bu

denklemler debi göre düzenlenmekte ve sağ taraftaki terimler ile sol taraftaki yoğunluk ve viskozite terimleri akışkan oranıyla çarpılmaktadırlar.

2.4.2 Sürekli Olmayan Faz Korunum Denklemleri

Yakıt damlacıkları yanma problemlerindeki sürekli olmayan fazı oluşturmaktadır. Parçacıklar için kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri aşağıdaki gibi verilmiştir [38].

$$\frac{dm_d}{dt} = -A_s K_g p_t \ln \frac{(p_t - p_{v,\infty})}{(p_t - p_{v,s})} \quad (2.77)$$

Denklem 2.77 ile verilen kütle korunum denklemindeki m_d damlacığın kütesini, A_s damlacığın yüzey alanını, K_g kütle transfer katsayısını, p_t , $p_{v,\infty}$ ve $p_{v,s}$ ise sırasıyla gas basınçlarını, ortamdaki buharın kısmi basıncını ve damlacık üzerindeki buharın kısmi basıncını nitelemektedir.

Momentum korunum denklemi etkileşim halindeki damlacıkların kuvvet dengesinden oluşmaktadır.

$$m_d \frac{du_d}{dt} = \frac{1}{2} C_d \rho A_d |u - u_d| (u - u_d) - V_d \nabla p - C_{am} \rho V_d \frac{d(u_d - u)}{dt} + m_d g \quad (2.78)$$

Momentum korunumu olan denklem 2.78'de m_d damlacığın kütesini, u_d damlacık hızını, C_d sürüklenme katsayısını, A_d damlacığın izdüşüm alanını, V_d damlacık hacmini, ∇p basınç gradyanını, ve C_{am} sanal kütle katsayısını belirtmektedir. Eşitliğin sağ tarafındaki büyüklükler sırasıyla sürüklenme, basınç, sanal kütle ve yerçekimi kuvvetini nitelemektedir.

Enerji dengesi ise damlacığın ısı kayıp ve kazancına göre tanımlanmaktadır.

$$m_d c_{p,d} \frac{dT_d}{dt} = -A_s q_d'' + h_{fg} \frac{dm_d}{dt} \quad (2.79)$$

Denklem 2.79 ile gösterilen enerji korunum denkleminde $c_{p,d}$ parçacığın özgül ısısını, T_d damlacık sıcaklığını, q_d'' ısı akısını ve h_{fg} gizli ısıyı göstermektedir. Eşitliğin sağ tarafındaki ikinci terim ise faz değişimi sırasındaki ısı transferinden gelmektedir.

Damlacık sıcaklığı kaynama sıcaklığından yüksekse kaynama etkisi de göz önüne alınmaktadır. Ayrıca damlacık sıcaklığı T_c kritik sıcaklığının üzerinde ise anlık buharlaşmalar gerçekleşir. Damlacık sıcaklığı kaynama sıcaklığının üzerinde ise kütle transfer oranı denklem 2.80'deki haliyle hesaplanır.

$$\frac{dm_d}{dt} = -2\pi \frac{k}{c_p} D_d (1 + 0.23 Re^{1/2}) \ln \left[1 + \frac{c_p (T - T_d)}{h_{fg}} \right] \quad (2.80)$$

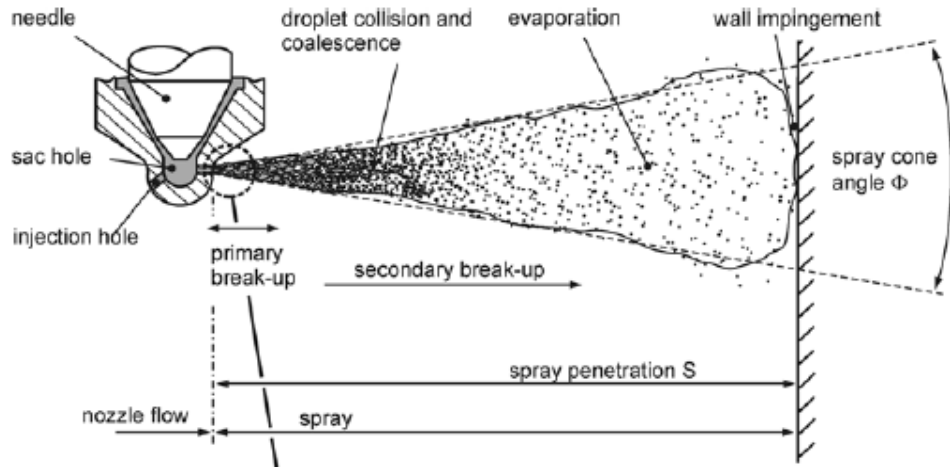
m_d damlacık kütesini, k ısıl iletkenliği, c_p özgül ısıyı, h_{fg} gizli ısıyı, D damlacık çapını, Re Reynolds sayısını, T karışım sıcaklığını ve T_d ise damlacık sıcaklığını göstermektedir.

2.5 Sprey Modelleri

Sürekli ve sürekli olmayan fazlar için kütle, momentum ve enerji korunumu denklemleri dışında spreyn modellenmesi nozul akış modeli, atomizasyon ve damlacık parçalanma modeli, çarpışma modeli ve damlacık duvar etkileşimi gibi birçok alt modeli de hesaplamalara dahil edilmektedir. Doğruluğu yüksek sonuçlar adına hesaplamaya katılan bu modeller aşağıda detaylı olarak açıklanmaktadır.

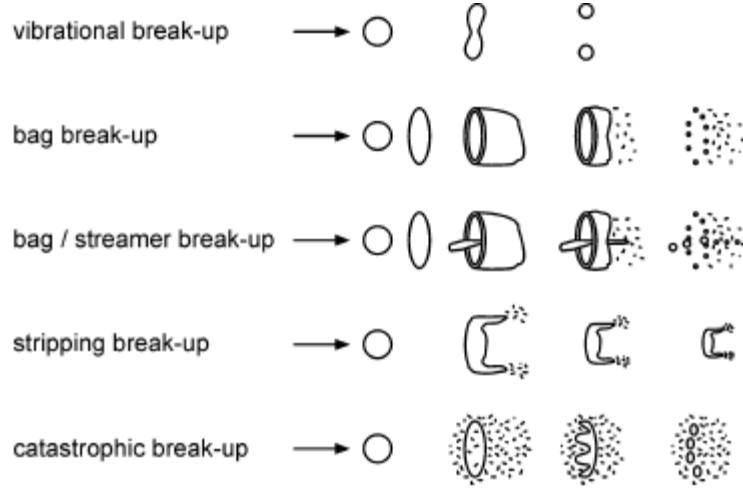
2.5.1 Atomizasyon ve Parçacık Ayrılma Modeli

İçten yanmalı motor uygulamalarında yakıt enjeksiyonu çok önemli bir parametredir. Enjeksiyonun karakteristiği yanma odası içerisindeki yakıt ve hava karışımını, yanmanın kalitesini ve dolayısıyla motor performansını ve emisyonlarını etkilemektedir. Motor simülasyonu problemlerinde enjeksiyon ve sprey oluşumunu belirlemek amacıyla yakıt atomizasyonu ve damlacık parçalanması matematiksel modeller kullanılarak çözülür. Sıvı yakıt enjeksiyon nozulundan yüksek basınç altında çıktığı anda parçalanmaya başlar, parçalanma durumu literatürde birincil (primary) ve ikincil (secondary) parçalanma olarak tanımlanmıştır. Şekil 2-2’de bir enjektörden çıkan sıvı yakıtın damlacık parçalanması olayındaki fazları gösterilmektedir.



Şekil 2-2: Parçacık ayrılma durumu [39]

Birincil parçalanmada sıvı yakıt büyük damlacılara ayrılır. İkincil ayrılmada ise büyük damlacıklar daha küçük damlacıklarına ayrılır, Şekil 2-3’te farklı Weber (We) sayısına bağlı olarak gerçekleşen ikinci parçalanma çeşitleri gösterilmiştir. İkincil ayrılmanın en büyük nedeni yakıt ve ortam havasındaki aerodinamik kuvvetlerin etkileşimidir.



Şekil 2-3: İkinci Parçacık Ayrılması Rejimleri [39]

$$We = \frac{u_{rel}^2 d \rho_g}{\sigma} \quad (2.81)$$

Weber sayısının matematiksel formülasyonu Denklem 2.81 ile gösterilmiştir. Denklemde u_{rel} ortamdaki gaz ile sıvı parçacık arasındaki bağıl hızı, d parçacık çapını, ρ_g gaz yoğunluğunu ve σ ise yüzey gerilmesini belirtmektedir.

Yapılan tez çalışmasında STAR-CD içerisinde bulunan Reitz ve Diwakar [41] modeli birincil parçalanmayı ve ikincil damlacık atomizasyonunu modellemek için kullanılmıştır. Bu modele göre ortamda bulunan gaz ile sıvı yakıt arasındaki aerodinamik kuvvetler, Şekil 2-3'te görülen, Bag break-up ve Stripping break-up olmak üzere iki şekilde oluşur. Bag break-up durumunda düşük basınçlı bölgede parçacık etrafındaki yüksek basınçlı alan genişler ve yüzey gerilmesi baskın geldiğinde parçacıklardan ayrılma meydana gelir. Bu durum Weber sayısı 20'den küçük olduğu durumlarda oluşur. Stripping break-up ise, sıvı yakıtın parçacık yüzeylerinde kayması veya onları ayırmasıyla meydana gelir ve We sayısının 100'den küçük olduğu durumlarda meydana gelir.

Reitz ve Diwakar modelinde kullanılan zamana göre parçalanma oranı Denklem 2.82 ile ifade edilmektedir [29].

$$\frac{dD_d}{dt} = \frac{(D_d - D_{d,stable})}{\tau_b} \quad (2.82)$$

Denklem 2.82'deki $D_{d,stable}$ sabit parçacık çapı, D_d anlık parçacık çap ve τ_b parçalanma prosesinin karakteristik zaman oranıdır. Bu değerlerin Bag break-up ve Stripping break-up modelleri için gösterimleri şu şekildedir.

- Bag break-up: Denklem 2.83 ve Denklem 2.84 ile sırasıyla Weber sayısının kritik değeri ve karakteristik zaman gösterilmiştir. Literatürde Bag break-up için Weber sayısının 20'den küçük olması gerektiği belirtilmektedir. Bu sayının minimum değeri ise C_{b1} ($3.6 < C_{b1} < 8.4$) amprik katsayısıyla gösterilmiş ve STAR-CD içerisinde 6 değeri önerilmektedir. Karakteristik zaman denklemindeki C_{b2} katsayısı ise pi sayına eşit kabul edilerek hesaplamalar yapılmaktadır.

$$We \equiv \frac{\rho |u - u_d|^2 D_d}{2\sigma_d} \geq C_{b1} \quad (2.83)$$

$$\tau_b = \frac{C_{b2} \rho_d^{1/2} D_d^{3/2}}{4\sigma_d^{1/2}} \quad (2.84)$$

- Stripping break-up: Bu rejimin oluşması için gerekli koşullar denklem 2.85 ve denklem 2.86 ile aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$\frac{We}{\sqrt{Re_d}} \geq C_{s1} \quad (2.85)$$

$$\tau_b = \frac{C_{s2}}{2} \left(\frac{\rho_d}{\rho} \right)^{1/2} \frac{D_d}{|u - u_d|} \quad (2.86)$$

Denklem 2.87'deki A_o geometrik alanı, A_c ise jetlerin geçtiği alanı belirtir (Şekil 2-4). Nozül içerisindeki basıncın değerine göre kavitasyon karakteristiği ortaya çıkar. p_{ch} nozül içi basıncı ve $p_{ch,crit}$ kavitasyon kritik basıncını belirtecek olursa, nozül içi basıncın kritik basınçtan büyük olduğu zamanda r_{ch} değeri 1'e eşit olur ve kavitasyon gerçekleşmez. Nozül içi basınç kritik basınçtan küçük veya eşit olduğu durumda ise kavitasyon oluşur ve iki durum söz konusu olur. Birinci durumda, $r_{ch}=1$ olduğunda kavitasyon nozül içerisinde nozül çıkışına gelmeden biter, r_{ch} 'un 1 değerinden küçük olduğu ikinci durumda ise kavitasyon nozül çıkışına kadar devam eder.

Kritik nozül basıncı denklem 2.88'deki şekliyle hesaplanmaktadır. r_{ch} daralma oranını, u_c maksimum daralma olan bölgedeki hız; $u_{eff}(= \dot{Q}/A_o)$ efektif hızı ve \dot{Q} hacimsel akış debisini göstermektedir.

$$p_{ch,crit} = \rho_d \left\{ r_c u_c^2 - \left[r_{ch} + \lambda \left(\frac{L}{D} - 1 \right) \right] u_{eff}^2 \right\} \quad (2.88)$$

λ sürütünme katsayısı ise denklem 2.89 ve 2.90'de belirtildiği gibi nozül duvar pürüzlülüğü (k_r) ve Reynolds sayısına (Re) bağlıdır.

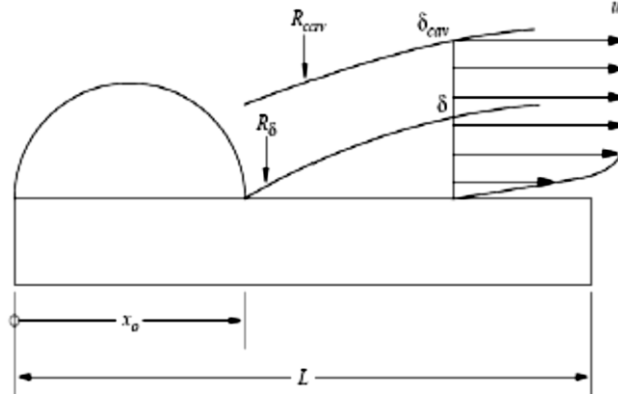
$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{k_r}{3.71D} \right] \quad (2.89)$$

$$Re = \frac{\rho_d u_{eff} D}{\mu} \quad (2.90)$$

Kavitasyon nozül çıkışına kadar devam ettiğinde alanın daralmasına bağlı olarak, akışkanın çıkış hızı da artmaktadır ve maksimum daralma oranındaki hız Denklem 2.91'deki şekilde tanımlanmaktadır.

$$u_c = \frac{u_{eff}}{r_c} \quad (2.91)$$

Bu durumda sınır tabaka kalınlığı ($\overline{R_\delta}$) ve kavitasyon sınır tabakası kalınlığı ($\overline{R_{cav}}$) Şekil 2-5'teki gibi oluşmaktadır [41].



Şekil 2-5: Sınır ve Kavitasyon Sınır Tabaka Oluşumu [41]

2.5.3 Çarpışma Modeli

Damlacıkların etkileşimi O'Rourke'nin [29] çarpışma modeli kullanılarak tanımlanmıştır. Damlacıkların birbirleriyle etkileşimi özellikle yakıt yoğunluğunun yüksek olduğu bölgelerde önem kazanmaktadır. O'Rourke modeli damlacık çarpışmasını, ayrılma (separation), sekme (bouncing) ve birleşme (coalescence) etkileşimleri şeklinde analiz etmektedir. Ayrılma ve sekme sırasında damlacıklar arasında sadece momentum değişimi oluşurken birleşimde kütle ve enerji değişimi de gerçekleşir. Aynı özellikteki parçacıkların modellenmesi hesaplama zamanını düşürmek amacıyla parseller halinde tanımlanır. Herbir parsel hesaplama hücresinin merkezinde konumlandırılır ve çözücü tarafından çarpışma olasılıkları hesaplanır.

Parseller arasındaki etkileşim çarpışma olasılığının belirlenmesiyle başlar. Damlacıkların 'n' kez çarpışması Poisson olasılık dağılımına göre belirlenir. İlk olarak çarpışma frekansı damlacık çapı, damlacık sayısı, parsel hızı ve hücre hacminin bir fonksiyonu olarak hesaplanır. Zaman adımı ile frekansın çarpılmasıyla dağılımın ortalama değeri elde edilir. Son olarak 0 ile 1 arasında rastgele bir değer alınarak ortalama değere bağlı olan kritik değer ile karşılaştırma yapılır ve eğer rastgele alınan değer ortalama değerden fazlaysa çarpışma gerçekleşir.

2.5.4 Damlacık-Duvar Etkileşim Modeli

Parçacıkların katı duvar yüzeyine çarpması, parçacıkların büyüklüğü, hızı ve oluştuğu materyele göre etkiler oluşturur. Bu etkiler, damlacıkların duvara yapışması, duvarda dağılması, geri sekmesi ve daha küçük damlacıklara ayrılması şeklinde gerçekleşebilir. Damlacık özelliklerinin yanısıra duvarın malzemesi, parçacıkların duvara çarpma açısı, ortam sıcaklığı etkileşimin gerçekleşme biçimini etkileyen başlıca faktörlerdendir [45]. STAR-CD içerisinde bulunan Bai sprey modeli, ısı transferi ve damlacık etkileşim açısını da hesaplamalara dahil eden doğruluğu yüksek olan bir model olduğundan yapılan tez çalışmasında tercih edilmiştir.

3. SINIR KOŞULLARI ve GAZ DEĞİŞİM ANALİZLERİ

Yapılan tez çalışmasında 4 silindir, 4 litre ve TIER IV emisyon standardına sahip turbo şarj direkt enjeksiyonlu bir dizel motorun analizleri yapılmıştır. Simule edilen dizel motorun teknik özellikleri Çizelge 3-1’de gösterilmiştir.

Çizelge 3-1: Motor Özellikleri

Güç[kw]	82
Maksimum Tork[Nm]	450
Çap x Strok[mm]	104 x 115
Sıkıştırma Oranı	17.5:1
Biyel Kolu Uzunluğu[mm]	182
Turbo Basınç Oranı	1.6
Valf Zamanlamaları	IVC = 60° aBDC EVO = 65° bBDC
Enjektör Delik Sayısı	8
Enjektör Delik Çapı[mm]	0.2
Rail Basıncı[bar]	1800
Sprey Açısı	151°

Tez çalışması için kullanılan motorun güç ve tork gibi performans değerlerinin yanısıra emisyon değerlerinin de deneysel ölçüm sonuçları mevcuttur. Yapılan çalışma 1B (Bir Boyutlu) Gaz Değişim Analizleri, Daimi Rejimde Döngü Şiddeti ve

Üç Boyutlu Reaktif Hareketli-Piston Silindir Simülasyonları olmak üzere üç ana başlık altında gerçekleştirilmiştir.

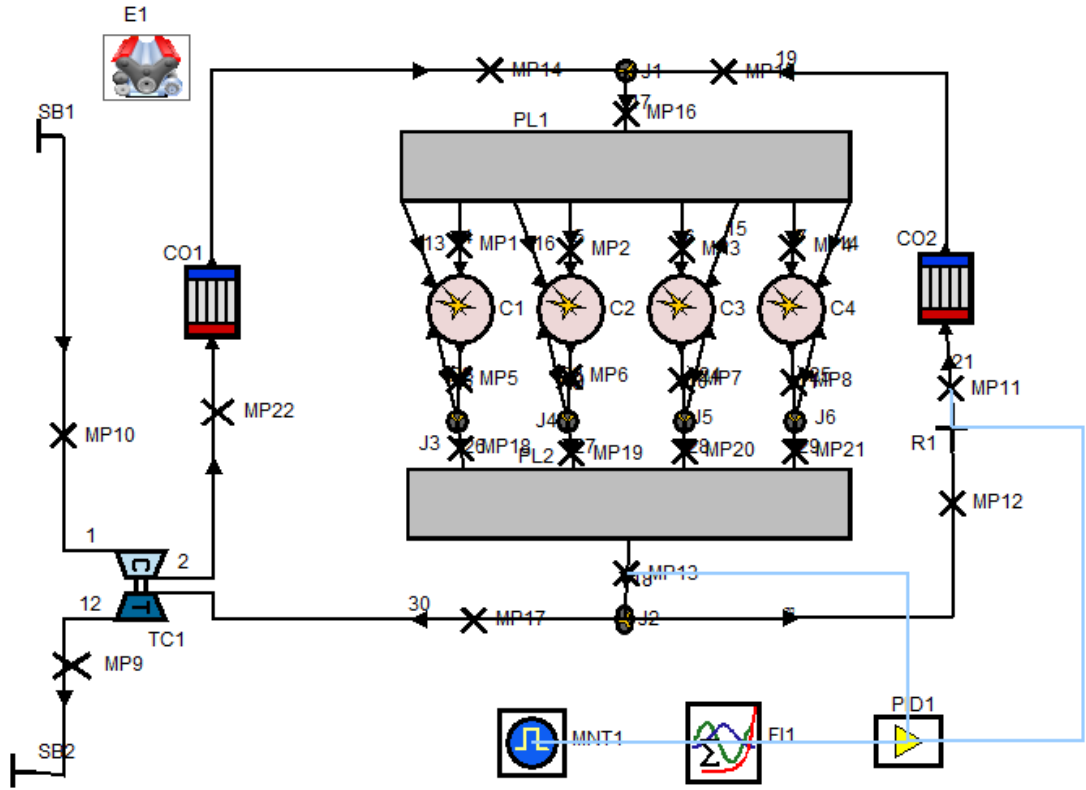
Simülasyonlar tam yükte gerçekleştirilmiş olup aynı koşullardaki deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Common rail enjeksiyona sahip dizel motorda iki kademedeki enjeksiyon yapılmaktadır. Yapılan analizlerdeki genel çalışma koşulları Çizelge 3.2’de verilmektedir.

Çizelge 3-2: Motor Parametreleri

Parametre	Değer
Motor Hızı[rpm]	2300
Pilot Enjeksiyon Zamanlaması[dcA]	18.3° bTDC
Pilot Enjeksiyon Süresi[dcA]	2.1°
Ana Enjeksiyon Zamanlaması[dcA]	0° bTDC
Ana Enjeksiyon Süresi[dcA]	12°
Yakıt Denge Katsayısı(ϕ)	0.56
Yakıt Kütleli[mg/st]	83
EGR Yüzdesi[%]	11.3
Swirl Sayısı	1.7

3.1 Bir Boyutlu Gaz Değişim Analizleri

Bu bölümde yapılan tez çalışması kapsamında AVL Boost bir boyutlu içten yanmalı motor analizi programı kullanılarak oluşturulan model açıklanmaktadır. Bir boyutlu gaz değişim analizi yapılmasındaki iki ana amaç tasarlanan motor hakkında ön tasarım oluşturulması ve üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri için gerekli sınır şartlarının elde edilmesidir. Ayrıca, bir boyutlu analizlerle elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırmalı olarak yorumlanacaktır.



Şekil 3-1: 1B AVL Boost Gaz Değişim Analizi Modeli

Şekil 3.1’de AVL Boost programı ile kurulan bir boyutlu model gösterilmektedir. Model, 4 silindir, 1 turboşarjır, 1 ara soğutucu, 1 EGR soğutucu ve borulamalardan oluşmaktadır. SB1 ve SB2 ile gösterilen sistem sınırları motorun bulunduğu ortamın özelliklerini göstererek sistemin sınır şartlarını oluşturmaktadır. Turboşarj ünitesinde ise kompresör ve türbinin parametreleri, sıkıştırma basıncı ve verimleri input olarak

programa verilmiştir. Ara soğutma ünitesinde ise soğutucunun toplam hacmi, soğutucudan geçecek havanın giriş çıkışı sıcaklıkları, basıncı ve soğutucunun verimi programa girilmiştir. Motor silindirleri için hesaplamalarda gerekli inputlar ise motorun çap, strok, sıkıştırma oranı ve biyel kolu uzunluğu gibi geometrik özelliklerinin değerleri, çalışma hızı, valflerin tam bir çevrim boyunca krank açısına bağlı konumu olarak sayılabilir. Silindir içi yanma prosesini tanımlamak amacıyla Bölüm 2.3.2’de metodolojisi anlatılan AVL MCC (Mixing Controlled Combustion) yanma modeli kullanılmıştır. Bu modelde yakıtın tanımı, enjeksiyon zamanlamaları, enjektör özellikleri, rail basıncı hesaplamaların yapılabilmesi için giriş değerlerini oluşturmaktadır. Oluşturulan dizel motor modeli EGR (Egzoz Gaz Geri Çevrimi) sistemini de içermektedir. Şekil 3.1’deki modelde “j” harfi ile belirtilen bağlantı noktaları kullanılarak, egzoz gazının silindir içerisine belli bir yüzdeyle geri verilmesi sağlanmıştır. EGR yüzdesinin istenilen miktarda geri dönüşünün sağlanabilmesi için egzoz çıkışı ve EGR geri dönüş hattı üzerinden veri okuyan bir PID kontrolcüsü kullanılarak tüm çevrimler boyunca doğru yüzdeyle aktarımın yapılması sağlanmıştır. PID kontrolcüsü belirtilen noktalardan aldığı kütle debisi değerlerine göre “R” ile gösterilen sınırlayıcı valfin açıklığını ayarlamaktadır. Bunun yanında gerekli görülen yerlere monitör noktaları konularak istenilen termofiziksel değerlerin okunması gerçekleştirilmiştir. Çizelge 3-3’te bir boyutlu modelde kullanılan elemanların listesi gösterilmektedir.

Çizelge 3-3: Gaz Değişim Analizi Modeli Elemanları

Sembol	Eleman Çeşidi	Sayısı
C	Silindir	4
E	Motor	1
TC1	Turbocharger	1
CO	Cooler	2
SB	Sistem Sınırları	2
PL	Birleşimler	2
J	Bağlantı Vanaları	2
PID	PID Kontrolcüsü	1
MNT	Monitör	1
FI	Formül Editörü	1
R	Sınırlayıcı Valf	1
MP	Ölçüm Noktaları	22

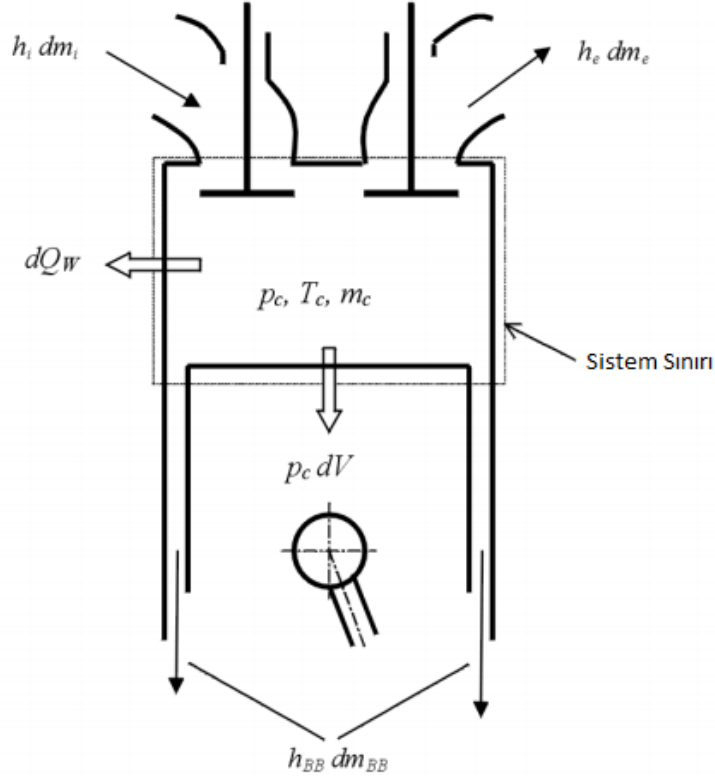
3.1.1 Bir Boyutlu Gaz Değişim Analizi İçin Kullanılan Denklemler ve Modeller

Bu bölümde bir boyutlu hesaplamalarda kullanılan korunum denklemleri, ısı transferi denklem ve modelleri ayrıntılı olarak gösterilecektir.

3.1.1.1 Ana Korunum Denklemleri

Silindir içerisindeki enerji dengesi Şekil 3.2'deki gibi gösterilmiştir ve silindir içerisindeki bu denge Denklem 3.1 ile formüle edilmiştir. Bu denklemde gösterildiği gibi silindir içerisindeki enerji değişimi, pistonun yaptığı iş, yakıtın ısı girdisi,

duvardaki ısı kayıpları ve kranka sızan yakıt sonucunda giden entalpinin değişiminin toplamına eşittir.



Şekil 3-2: Silindir Enerji Dengesi [35]

$$\frac{d(m_c u)}{d\alpha} = -p_c \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_f}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{bb} \frac{dm_{bb}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} h_e - q_{ev} f \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (3.1)$$

Silindir içerisindeki enerji değişimi Denklem 3.1'de $\frac{d(m_c u)}{d\alpha}$ ile ifade edilmiştir. Pistonun yaptığı iş ve yakıt kaynaklı ısı girişi sırasıyla $-P_c \frac{d(V)}{d\alpha}$ ve $\frac{dQ_f}{d\alpha}$ terimleriyle gösterilmiştir. $\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$ duvarlardaki ısı kaybını, $h_{bb} \frac{dm_{bb}}{d\alpha}$ ise krank bölgesine sızan yakıt ile birlikte kayıp entalpiyi belirtmektedir. Denklemdaki diğer terimler ise şu şekildedir; m_c silindir içi kütle, u özgül iç enerji, p_c silindir içi basınç, V silindir

hacmi, Q_F yakıtın ısı değerini, Q_W duvar ısı kaybı, α krank açısı, h_i sisteme giren kütlelerin entalpisi, h_e sistemden çıkan kütlelerin entalpisi ve q_e yakıtın buharlaşma ısısıdır.

Silindir içerisindeki kütle dengesi ise Denklem 3.2 ile gösterilmiştir.

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{bb}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (3.2)$$

Denklem 3.2'deki kütle terimlerindeki m_c , m_i , m_e , m_{bb} ve m_{ev} sırasıyla silindir içindeki kütle, silindir içine giren kütle, egzozu giden kütle, krank bölgesine sızan kütle ve buharlaşan yakıt kütlelerini nitelemektedir.

Bir boyutlu analizler yapılırken AVL Boost programı şu kabuller ile hesaplamaları gerçekleştirmektedir. Silindir içerisine giren yakıt direk olarak buharlaşarak yanma oluşur. Yanma sonucu oluşan ürünler hemen karışır ve sonucunda homojen bir karışım ortaya çıkar. Enerji dengesi denkleminde (Denklem 3.1), silindir içi sıcaklık Runge-Kutta yöntemiyle çözülmektedir. Sıcaklık hesaplandıktan sonra silindir içi basınç ideal gaz denkleminde (Denklem 3.3) belirtildiği üzere sıcaklık, kütle ve hacmin bir fonksiyonu olarak elde edilir.

$$p_c = \frac{1}{V} m_c R T_c \quad (3.3)$$

3.1.1.2 Manifold Akışı

İzentropik orifis akış denklemleri kullanılarak giriş ve egzoz manifoldlarındaki kütle debisi hesaplanabilmektedir. Denklem 3.4'te kütle debisi hesaplamasında A_{eff} portlardaki efektif akış alanını, p_{ol} manifold içindeki durma basıncını, T_{ol} durma sıcaklığını ve R ise gaz sabitini göstermektedir.

$$\frac{dm}{dt} = A_{\text{eff}} p_{01} \sqrt{\frac{2}{R_o T_{01}}} \psi \quad (3.4)$$

Burada ψ akış fonksiyonunu göstermekte ve ses altı ve ses hızına eşit akışlar için sırasıyla Denklem 3.5 ve 3.6 ile verilmiştir. Bu denklemlerde κ özgül ısıların oranını, p_2 ise çıkıştaki statik basıncı nitelemektedir.

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3.5)$$

Akışın boğulması (choked flow) hali için gaz dinamiği denklemlerinden akış fonksiyonu için Denklem 3.6 elde edilmiştir.

$$\psi = \psi_{\text{max}} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} \quad (3.6)$$

Efektif akış alanı ise portun akış katsayısı $\mu\sigma$ ve valfin iç oturma yüzeyinin çapı cinsinden Denklem 3.7 ile hesaplanmaktadır. Akış katsayısı farklı valf açıklıkları için daimi rejimde sabit bir basınç farkı altında çalışan test riginde belirlenir, ölçülen hava kütle debisinin teorik olarak hesaplanan isentropik kütle debisine oranı olarak ifade edilir.

$$A_{\text{eff}} = \mu\sigma \frac{d_{vi}^2 \pi}{4} \quad (3.7)$$

3.1.1.3 Silindir İçi Isı Transferi

Yanma odası içerisindeki ısı transferi Denklem 3.8 kullanılarak hesaplanır. Denklemdaki Q_{wi} duvarlardaki ısı akışını göstermekte ve yanma odasına dahil olan silindir kafası, piston ve silindir gömleği boyunca gerçekleşen ısı transferini içermektedir. A_i toplam yüzey alanını, α_w ısı transferi katsayısını, T_c silindir içerisindeki gazların ortalama sıcaklığını ve T_{wi} ise duvar sıcaklıklarını ifade etmektedir.

$$Q_{wi} = A_i \alpha_w (T_c - T_{wi}) \quad (3.8)$$

Silindir gömleğindeki ısı transferi hesaplanırken BDC ve TDC'deki sıcaklık değişimi göz önünde bulundurulur. Denklem 3.9'da silindir gömleği sıcaklığı T_L , TDC'deki gömlek sıcaklığı $T_{L,TDC}$, BDC'deki gömlek sıcaklığı $T_{L,BDC}$ ve x piston konumunun bir fonksiyonu olarak şu şekilde hesaplanır.

$$T_L = T_{L,TDC} \frac{1 - e^{-\ln\left(\frac{T_{L,TDC}}{T_{L,BDC}}\right)x}}{x \ln\left(\frac{T_{L,TDC}}{T_{L,BDC}}\right)} \quad (3.9)$$

Isı transferi katsayısı α_w , Woschni 1978 modeli kullanılarak hesaplanır. Woschni'nin 1978 yılında yayımlanmış olduğu ve yaygın bir şekilde kullanılan ısı transferi katsayısı için kullanılan korelasyon Denklem 3.10'da verilmiştir [46].

$$\alpha_w = 130D^{-0.2} p_c^{0.8} T_c^{-0.53} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_D T_{c,1}}{p_{c,1} V_{c,1}} (p_c - p_{c,o}) \right]^{0.8} \quad (3.10)$$

Denklem 3.10'daki C_1 katsayısı ortalama piston hızı c_m ve çevresel hız c_u cinsinden $C_1 = 2.28 + 0.308 c_u/c_m$ şeklinde verilmiştir. C_2 katsayısı ise direk enjeksiyonlu dizel motorlar için 0.00324 olarak hesaplamalara katılmaktadır. Denklemdaki diğer

terimler olan V_D silindir başına süpürülen hacmi, $p_{c,o}$ soğuk çevrimdeki silindir içi basıncı, $T_{c,1}$ ve $P_{c,1}$ ise sırasıyla giriş valfi kapandığındaki silindir içi sıcaklığı ve basıncı nitelemektedirler.

3.1.1.4 Manifoldlardaki Isı Transferi

Bir boyutlu gaz değişim analizi yapılırken giriş ve egzoz manifoldlarındaki ısı geçişi, yüksek ısı transferi katsayıları ve yüksek sıcaklıklardan dolayı önem taşımaktadır. AVL Boost programı manifoldlardaki ısı transferini hesaplamak için değiştirilmiş Zapf ısı transferi modelini kullanmaktadır.

$$T_d = (T_u - T_w)e^{\left(-A_w \frac{\alpha_p}{\dot{m} c_p}\right)} + T_w \quad (3.11)$$

Denklem 3.11'de değiştirilmiş Zapf modelinin eşitliği gösterilmiştir. Burada T_d akışın sonundaki sıcaklığı, T_u akışın başındaki sıcaklığı, T_w duvar sıcaklığını, A_w manifoldların yüzey alanını, \dot{m} akışın kütleli debisini, c_p sabit basınçtaki özgül ısıyı, h_v valf açıklığını ve α_p manifold ısı transferi katsayısını belirtmektedir.

α_p değeri akışın silindir içine veya silindirden dışarıya göre olmak üzere sırasıyla Denklem 3.12 ve Denklem 3.13 ile hesaplanır. Bu denklemlerdeki katsayılar Çizelge 3.4 ile gösterilmiştir.

$$\alpha_p = [C_4 + C_5 T_u - C_6 T_u^2] T_u^{0.44} \dot{m}^{0.5} d_{vi}^{-1.5} \left[1 - 0.797 \frac{h_v}{d_{vi}} \right] \quad (3.12)$$

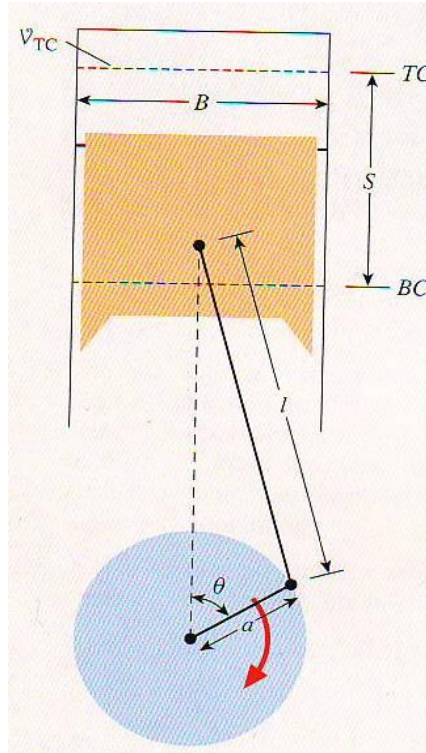
$$\alpha_p = [C_7 + C_8 T_u - C_9 T_u^2] T_u^{0.33} \dot{m}^{0.68} d_{vi}^{-1.68} \left[1 - 0.765 \frac{h_v}{d_{vi}} \right] \quad (3.13)$$

Çizelge 3-4: Zapf Isı Ttransferi Modeli Akış Katsayıları

Egzoz Valfi		Giriş Valfi	
C_4	1.2809	C_7	1.5132
C_5	7.0451e-4	C_8	7.1625e-4
C_6	4.8035e-7	C_9	5.3719e-7

3.1.1.5 Piston Kinematığı ve Anlık Hacim

Piston konumunun ve piston hızının krank açısına bağlı değişimi aşağıdaki gibi verilmiştir. Şekil 3-3'te piston-silindir sisteminin temel büyüklükleri gösterilmiştir. Burada B silindir çapını, S piston tarafından süpürülen silindir içi uzunluğu, TC st ölü noktayı, BC alt l noktayı, V_{rc} açıklık hacmini, l biyel kolu uzunluğunu, a krank mili yarıçapını ve θ ise krank açısını tanımlamaktadır.



Şekil 3-3: Piston-Silindir Sisteminin Temel Büyüklükleri [1]

Standart bir içten yanmalı motorun süpürdüğü hacim Denklem 3.14'teki gibi hesaplanır.

$$V_d = V_{BDC} - V_C \quad (3.14a)$$

$$V_d = \frac{\pi B^2}{4} S \quad (3.14b)$$

Motorun krank açısına bağlı olan hacmi $V(\theta)$ ise Denklem 3.15 ile verilmiştir.

$$V(\theta) = V_C \left\{ 1 + \frac{1}{2}(r_c - 1) \left[\frac{1}{a} + 1 - \cos \theta - \sqrt{\left(\frac{1}{a}\right)^2 - \sin^2 \theta} \right] \right\} \quad (3.15)$$

Pistonun krank açısına bağlı konum, S , ve anlık hızı, U_p , sırasıyla Denklem 3.16 ve 3.17 ile gösterilmiştir.

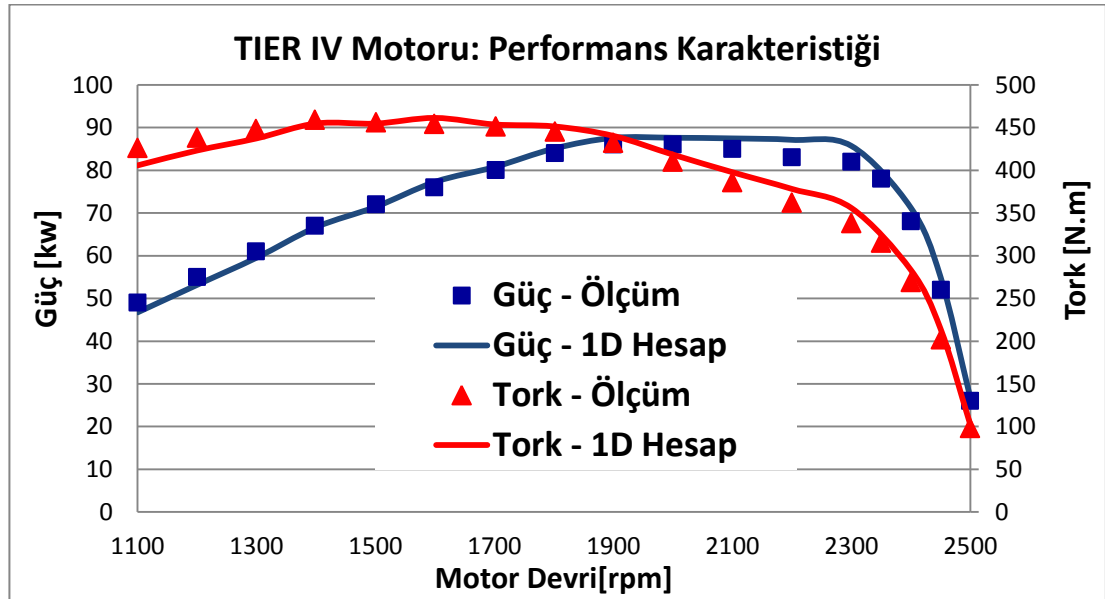
$$S(\theta) = a \cos \theta + \sqrt{l^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad (3.16)$$

$$U_p = \bar{U}_p \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{R^2 - \sin^2 \theta}} \right] \quad (3.17)$$

Denklemlerde V_{BDC} piston alt ölü noktadayken silindir hacmini, V_{TDC} piston üst ölü noktadayken silindir hacmini ve V_d piston süpürme hacmini belirtmektedir.

3.2 Bir Boyutlu Gaz Değişim Analizi Sonuçları

Gaz değişim analizi modeli Şekil 3-1 ile gösterilen dizel motorun AVL Boost programı kullanılarak yapılan performans hesaplamalarının sonuçları Şekil 3-4'te gösterilmiştir. Farklı motor devrine göre hesaplanan güç ve tork değerleri deneysel sonuçlar ile yüksek doğrulukta örtüşmektedir. Hesaplamaları yapılan dizel motorun karakteristiği incelendiğinde, gücün 1900 – 2300 rpm aralığında maksimuma ulaşarak çok fazla değişmediği gözlemlenmektedir. Tork değerleri ise daha düşük motor devirleri olan 1300-1800 rpm aralığında hemen hemen sabit kaldığı, en yüksek tork değerinin ise 1400 rpm'de elde edildiği anlaşılmaktadır.



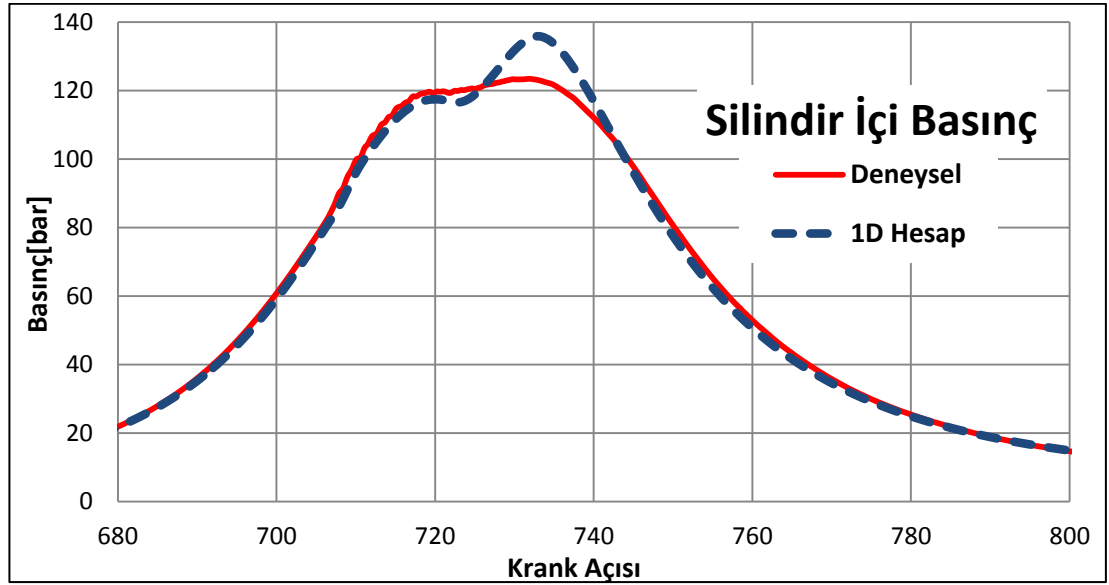
Şekil 3-4: TIER IV Performans Karakteristiği Eğrisi

Verilen çalışma koşullarında 2300 rpm için indike ortalama efektif basınç, IMEP, 13.04 bar olarak hesaplanmıştır. Deneysel sonuçlarda bu değer 12.7 bar olarak elde edilmiştir. Fren özgül yakıt tüketimi, BSFC, ölçüm sonuçlarında 223 g/kWh iken gaz değişimi analizi sonucunda %4 fark ile 233 g/kWh olarak elde edilmiştir.

Çizelge 3-5: 1B Hesap ve Ölçüm için IMEP ve BSFC Değerleri

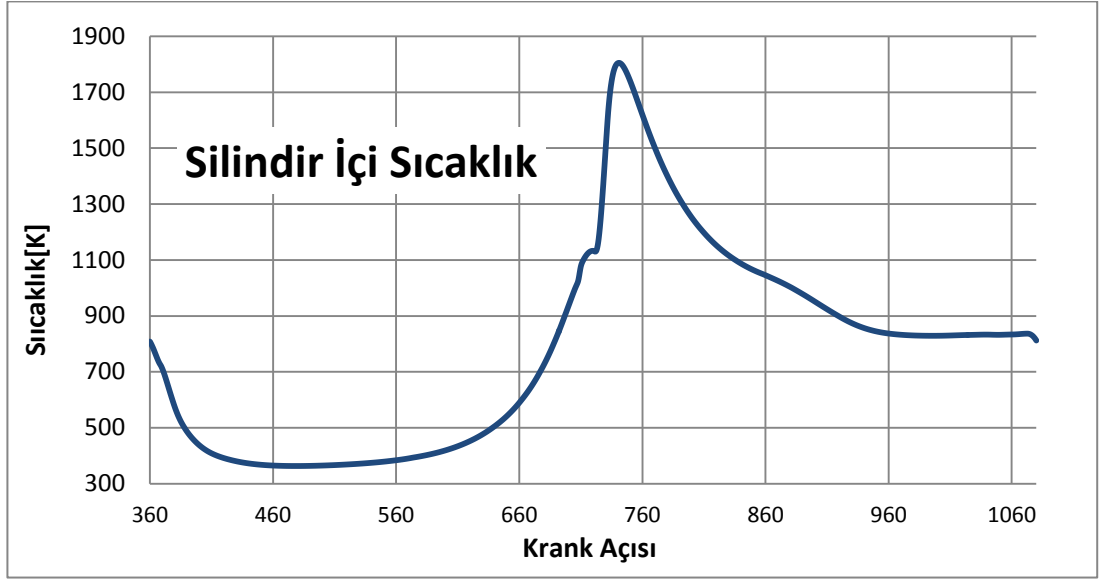
	IMEP[bar]	BSFC[g/kWh]
Ölçüm	12.7	223
1B Hesap	13.04	233

Gaz değişim analizi sonucu tam bir çevrim için silindir içerisindeki ortalama basınç ve sıcaklık değişimleri sırasıyla Şekil 3-5 ve Şekil 3-6 ile gösterilmiştir. Silindir içi maksimum ortalama basıncın değeri 136 bar iken maksimum ortalama sıcaklığın değeri 1800 K olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3-5: 1B Silindir İçi Ortalama Basınç Grafiği

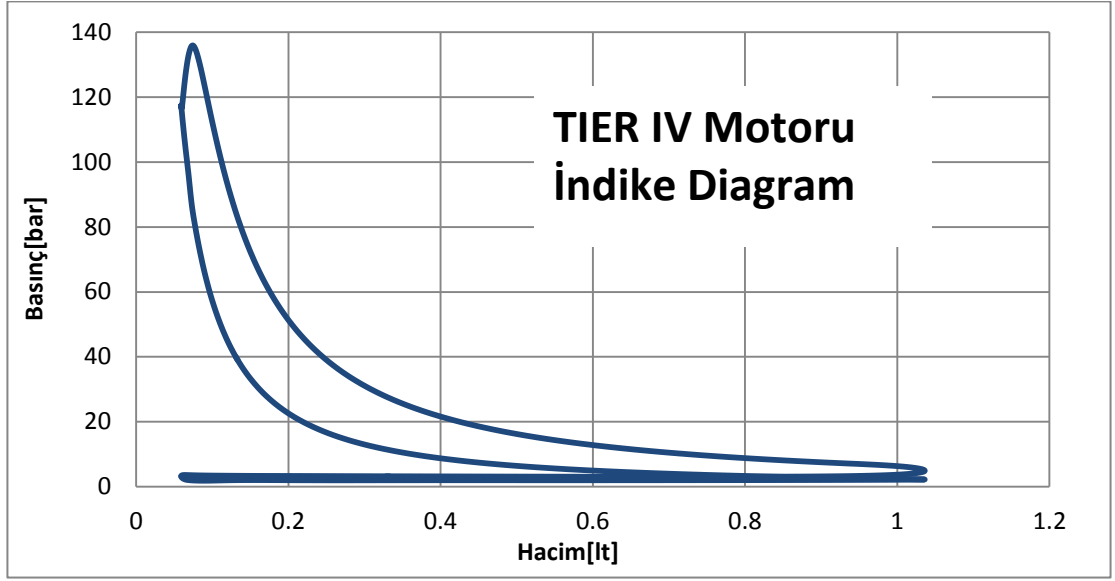
Silindir içi ortalama basınç grafiği incelendiğinde en yüksek basınç değerinin 735° krank açısında olduğu görülmektedir. Silindir içi ortalama sıcaklık grafiği incelendiğinde ise maksimum sıcaklığın 741° krank açısında olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 3-6: 1B Silindir İçi Basınç Grafiği

Bir boyutlu gaz değişim analizi sonucu elde edilen silindir içi ortalama basınç değeri ana yanma işlemine kadar deneysel sonuçlarla uyum halindedir. Ancak, ana yanma işlemi sonrası oluşan tepe basıncına bakıldığında ölçümlerden %9'luk sapmaya sahiptir. Geometrik özelliklerin akış üzerine etkisinin hesaplamalara dahil edilmemesi, yakıt-hava karışımı üzerindeki üç boyutlu etkilerin hesaplanmaması ve bir boyutlu analizde kullanılan yanma modelinin reaksiyon hızının daha fazla olması aradaki farkın sebepleri olarak gösterilebilir.

Şekil 3-7'de verilen indike diagram ile birlikte tam bir çevrim için krank açısına bağlı olarak değişen hacme göre basınç değişimi gösterilmiştir.



Şekil 3-7: 1B İndike Diagram

Şekil 3-1’de gösterilen bir boyutlu modelde de görüldüğü üzere EGR oranını doğru ayarlayabilmek adına, egzoz çıkışından kütle debisi ölçümü yapan ve sınırlayıcı valfin akış katsayısını istenilen EGR yüzdesini elde etmek için değiştiren bir PID kontrolcüsü kullanılmıştır. 2300 rpm motor devrinde EGR oranı %11 olarak verilmektedir. Bu şartlar altında yanma sonucu oluşan NO emisyonu analiz sonucunda 960 ppm, oluşan is emisyonu ise 0.18 g/kWh olarak elde edilmiştir. NO ve is değerleri aynı motor devri ve çalışma koşullarında gerçekleştirilen testlerde sırasıyla 557 ppm ve 0.009 g/kWh olarak ölçülmüştür. Ancak deneysel ölçümler SCR’den, Selective Catalytic Reduction, sonra gerçekleştirilmiş olup bir boyutlu gaz değişim analizlerinde SCR bulunmamakta ve egzoz manifoldunun çıkışındaki değerler alınmaktadır. Bu değerler ölçüm ve bir boyutlu gaz değişim analizleri sonuçları arasında bir fikir vermesi amacıyla gösterilmiştir.

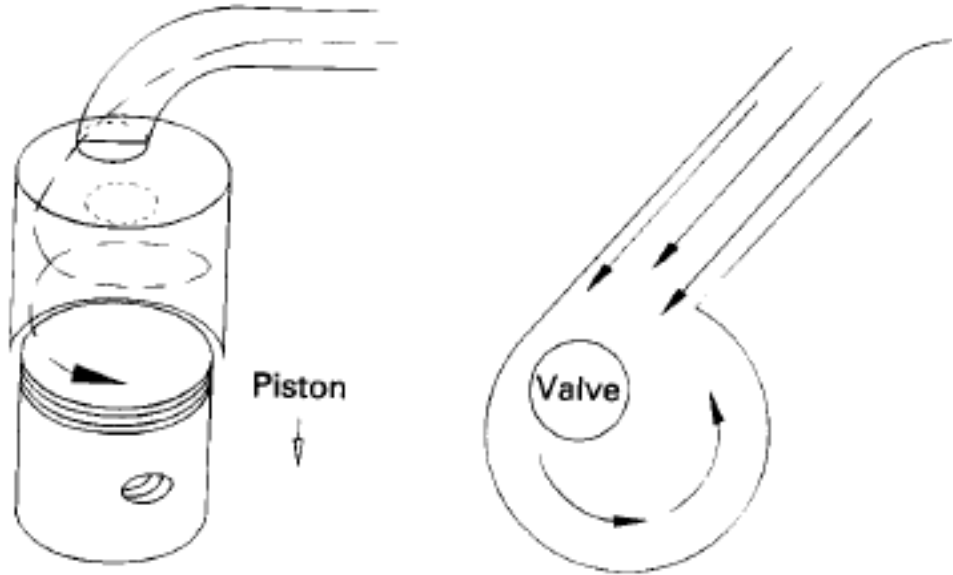
Gaz değişim analizlerinin özellikle emisyon değerlerini tahmin etmesindeki eksikliğin başlıca nedeni üç boyutlu geometri ve dolayısıyla üç boyutta gerçekleşen akışın karakteristiğini hesaplamalara katmamasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Manifoldların ve pistonun geometrisine bağlı olarak üç boyutlu akışta silindir içerisinde oluşan döngü hareketleri, sprey oluşumu, yakıt ve havanın karışma homojenitesi gibi faktörler bir boyutta modellenememektedir. Bunun

yanında kullanılan yanma modeli, ısı transferi modelleri ve diğer korelasyonlarda sonuçları doğrudan etkileyen parametrelerdir.

Gaz değişimi analizlerinin motor performans parametrelerini yüksek doğrulukta tahmin ettiği kanıtlanmıştır, ancak emisyon hesaplamalarında istenilen değerlerin çok uzağında kaldığı görülmüştür. Buna karşın motor tasarımı aşamasında üç boyutlu analizlerdeki hesaplama sürelerinin uzunluğu düşünöldüğünde ön dizayn için çok etkin bir araç olduğu alınan sonuçlara göre rahatça söylenebilir. Böylelikle istenilen şartlara yakın olan alternatif tasarımlar bulunarak üç boyutlu HAD analizlerinde çalışılacak model sayısı azaltılabilir. Ayrıca, parametrik çalışmalarda karşılaştırma amaçlı emisyon sonuçlarının eğilimlerini de görmek üç boyutlu simölasyonların mümkün olmadığı durumlarda test sayılarını düşürmek adına etkili bir araç olarak kullanılabilir.

4. DAİMİ REJİMDE DÖNGÜ ŞİDDETİ SİMÜLASYONLARI

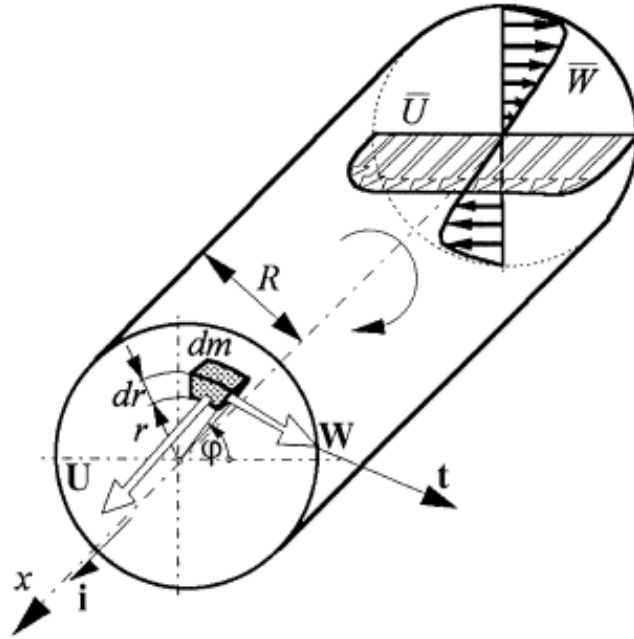
Dizel çevrim ile çalışan içten yanmalı motorlarda silindir içerisindeki havanın hareketi yakıtın istenildiği gibi buharlaşması, iyi bir yakıt-hava karışımının elde edilmesi ve yanma işleminin verimli bir şekilde gerçekleşebilmesi için önemli olan başlıca etkenlerdendir. Silindir içerisinde yatay eksende oluşan döngü hareketi literatürde ‘Swirl’ olarak adlandırılır [20]. Dizel motorlarda yatay döngü hareketi kadar kritik öneme sahip olmasa da silindir içerisindeki türbülansın artmasını ve yakıt-hava karışımını sağlayan diğer hareket ise literatürde ‘Tumble’ olarak adlandırılan dikey döngü hareketidir. Piston geometrisine bağlı olarak oluşan kütleli döngü hareketi ise özellikle sıkıştırmanın sonlarına doğru oluşur ve ‘Squish’ olarak adlandırılır. Tüm bu kütleli döngü hareketleri silindir içerisindeki türbülansın artması ve yakıt-hava karışımının iyileşmesi için gereklidir. Valflerin açıklığının artmasına bağlı olarak silindir içerisine giren hava ile birlikte türbülans artar. Piston alt ölü noktaya doğru gittikçe türbülansın şiddeti düşer, sıkıştırma ile birlikte artar ve üst ölü noktanın öncesi ve sonrasında hava-yakıt karışımının daha homojen olabilmesi için yüksek olması istenir.



Şekil 4-1: Silindir İçi Yatay Döngü Hareketi [20]

Silindir içerisindeki yatay döngü hareketini ve şiddetini etkileyen en önemli faktör giriş manifoldu geometrisidir. Manifoldların geometrik özelliklerine bağlı olarak silindir içerisine giren hava hızının teğetsel bileşeni artmaktadır. Manifold geometrisinin yanında valf ve piston geometrileri de silindir içerisine alınan havanın dönme şiddetini etkilemektedir.

Silindir içerisine manifoldlardan gelen hava kütlelerinin yatay düzlemdeki hareketine bağlı olarak oluşan döngü hareketi analitik olarak tanımlanabilir. Crnojevic ve diğerlerinin [46] yapmış olduğu çalışmada döngü şiddeti Şekil 4-2’de görülen R yarıçapındaki silindir yardımıyla açıklanmıştır.



Şekil 4-2: Silindir Geometrisi [46]

Bir akışkan parçacığının kütlesi $dm = \rho dV$ olarak tanımlanır. U ve W hızın sırasıyla aksenal ve teğetsel bileşenlerini ifade etmektedirler. X eksenine göre momentumun momenti Denklem 4.1 ile belirtildiği gibidir ve r yarıçapı, ρ akışkan yoğunluğunu v ise hız vektörünü ifade etmektedir. Akışkan hızı türbülanslı akışlarda Denklem 4.2’deki gibi yazılabilmektedir.

$$M = \int_A r \times (\rho Uv) dA \quad (4.1)$$

$$v = (\bar{U} + u')i + (\bar{W} + w')t \quad (4.2)$$

Denklem 4.1'deki \bar{U} ve \bar{W} akışkan hızının ana bileşenlerini, u' ve w' ise türbülanslı akışta hızdaki türbülans oynamalarını göstermektedir. Hız denklemi moment denkleminde kullanılırsa Denklem 4.3 ortaya çıkar.

$$\bar{M} = \rho \int_A r \times [(\bar{U}^2 + \overline{u'^2})i + (\bar{U}\bar{W} + \overline{u'w'})t] dA \quad (4.3)$$

$$\bar{M} = M_x i + M_\varphi t \quad (4.4)$$

Momentin aksenal ve teğetsel bileşenleri Denklem 4.4'te sırasıyla M_x ve M_φ ile ifade edilmiştir. Döngü şiddeti genel olarak teğetsel ve aksenal momentumlardaki değişim sonucu oluşan momentlerin oranıdır. Denklem 4.5 ile döngü şiddetinin en genel hali gösterilmektedir.

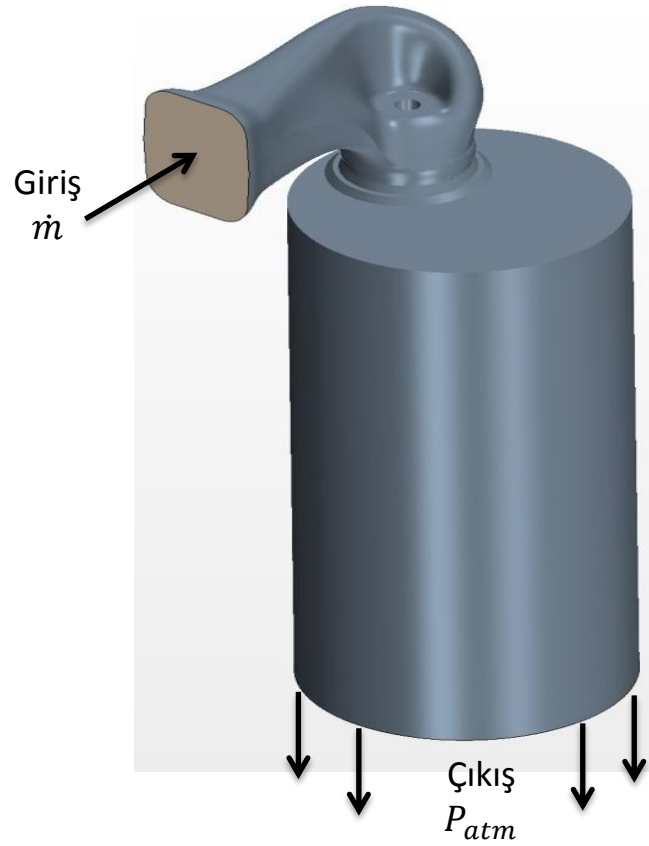
$$S = \frac{M_\varphi}{M_x} = \frac{\int_A (\bar{U}\bar{W} + \overline{u'w'}) r dA}{R \int_A (\bar{U}^2 + \overline{u'^2}) dA} \quad (4.5)$$

Türbülans etkisiyle gelen hız terimleri ihmal edilirse, hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri sonucunda elde edilen teğetsel (V_θ) ve aksenal (V_a) hızlara göre döngü şiddeti sayısı Denklem 4.6'da verildiği gibi hesaplanmıştır.

$$S = \frac{\int_A R V_\theta V_a dA}{R \int_A V_a V_a dA} \quad (4.6)$$

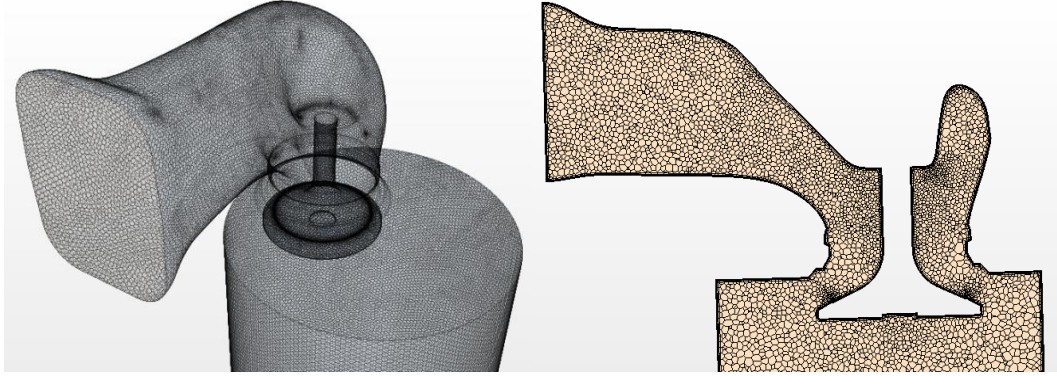
üzerine konumlandırılır. Silindir içerisine gönderilen havanın etkisiyle silindir kafasından çapın 1.75 katı uzaklıkta bulunan çarkın devir sayısı ölçülür. İçeriye çekilen havanın kütle debisi de ölçülerek döngü şiddeti hesaplanır.

Silindir içerisine çekilen havanın kütle debisi ölçümlerden alınarak giriş koşulu olarak verilmiştir. Çıkış koşulu olarak atmosferik basınç tanımlanmıştır. Model geometrisi ve sınır koşulları Şekil 4-4'te gösterilmektedir.



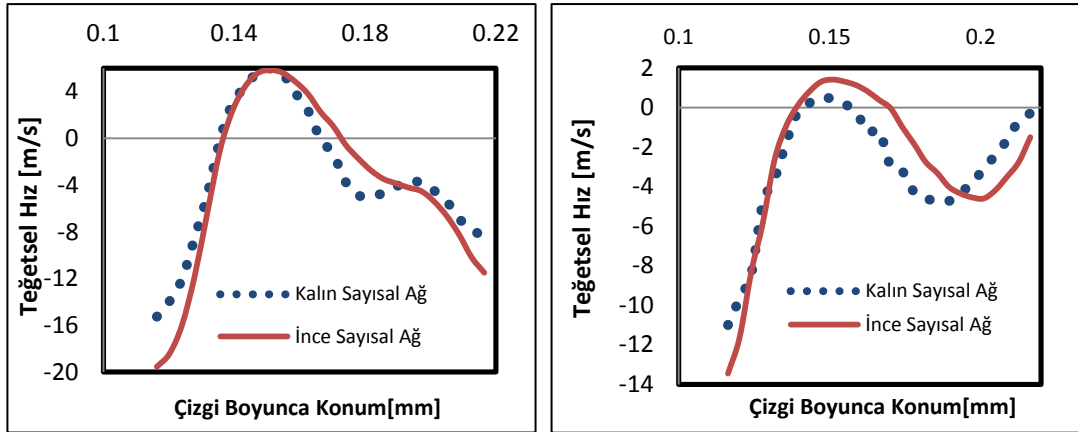
Şekil 4-4: Döngü Şiddeti Simülasyon Modeli

Daimi rejimdeki simülasyonlar uzaysal ayrışma hatalarını incelemek adına sayısal ağ çalışması ile başlamıştır. Polyhedral türdeki sayısal ağ, tam ve kesit görünüşte Şekil 4-5'te verilmiştir. Kalın çözüm ağı yaklaşık 1 Milyon hesaplama hücresine sahipken, ince çözüm ağında yaklaşık 3.6 Milyon hesaplama hücresi vardır.



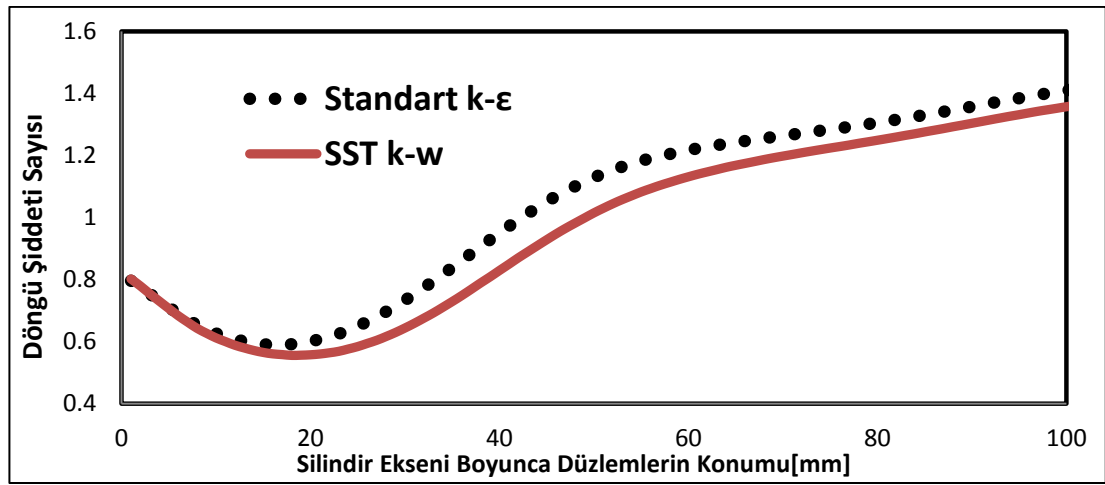
Şekil 4-5: Sayısal Ağ İsoemetrik ve Kesit Görünüşü

Sonuçların çözüm ağından bağımsız olduğunu belirlemek amacıyla yatay kesitteki iki farklı düzlemdeki çap boyunca uzanan çizgi üzerinden teğetsel hızlar alınmıştır. Alınan teğetsel hızların çizgi boyunca değişimi Şekil 4-6 ve Şekil 4-7 ile gösterilmiştir. Bu eğrilerdeki hız değerleri incelendiğinde kalın ve ince çözüm ağlarının birbirlerine çok uzak değerler almadığı görülmektedir. Bu nedenle hesaplamalara kalın çözüm ağı ile devam edilmiştir.



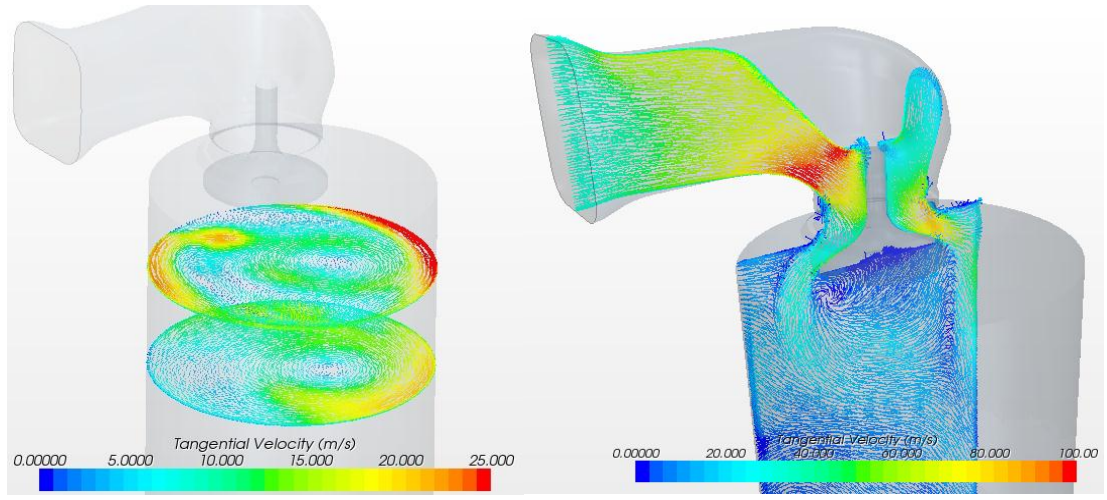
Şekil 4-6: Silindir Çapı Boyunca Teğetsel Hızlar

Türbülans modelinin sonuçlara etkisini görmek amacıyla standart k-epsilon ve SST k-omega türbülans modelleri için hesaplamalar yapılmıştır. Silindir eksenine dik doğrultuda oluşturulan düzlemler üzerindeki döngü şiddeti sayısı hesaplanmıştır. Hesaplanan döngü şiddeti sayısının düzlemler üzerindeki değişimi farklı türbülans modelleri için Şekil 4-7’de gösterilmektedir. İki model arasındaki maksimum fark %13 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4-7: Daimi Rejimde Farklı Türbülans Modelleri için Döngü Sayısı

Daimi rejimdeki simülasyonlar 1 Milyon hesaplama hücresi ve standart k-ε türbülans modeli ile gerçekleştirilmiştir. Farklı valf açıklıkları için yapılan simülasyonlarda en yüksek valf açıklığı 11 mm, en düşük valf açıklığı ise 3 mm olmuştur. 11 mm valf açıklığında, yatay ve dikey eksenindeki düzlemler üzerinde alınan teğetsel hızlar vektör olarak Şekil 4-8’de gösterilmektedir. Yatay eksenindeki düzlemler silindir eksenine olan z eksenine göre $z=34\text{mm}$ ve $z=74\text{mm}$ ’de oluşturulmuşlardır. Dikeyde oluşturulan düzlem ise silindir içerisine giren akışı göstermek amacıyla manifold ve valfi kesecek şekilde konumlandırılmıştır.



(a)

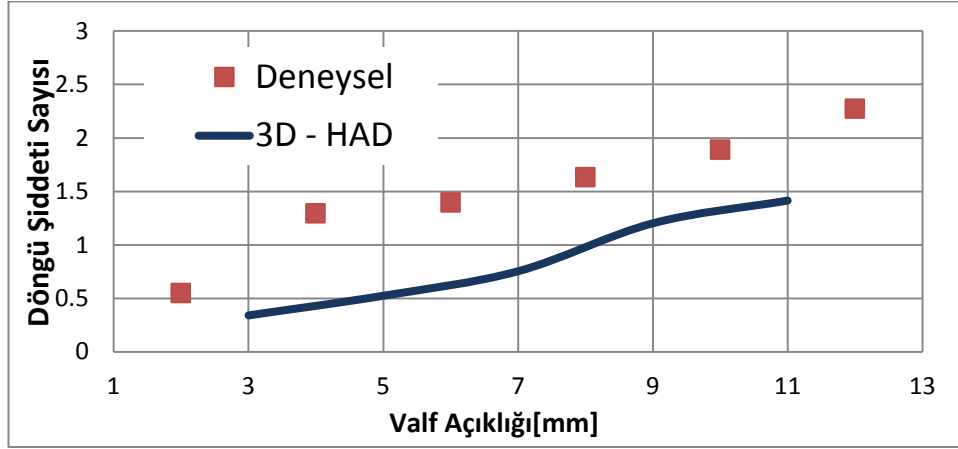
(b)

Şekil 4-8: (a) Silindir Eksenine Yatay Düzlemde Teğetsel Hız Vektörleri

(b) Silindir Eksenine Dikey Düzlemde Teğetsel Hız Vektörleri

Şekil 4-8(a)'daki silindir eksenine yatay düzlemde alınan teğetsel hız vektörlerine bakıldığında yatay döngü hareketini (Swirl) oluşturan ve büyüklüğü 25 m/s'ye çıkan hızlar gözükmemektedir. Şekil 4-8(b)'de ise manifolddan silindir içeriside giren havanın dikey döngü hareketini (Tumble) oluşturduğu gözlemlenmiştir.

Farklı valf açıklıklarında deneysel ve HAD ile elde edilen döngü şiddeti değerleri Şekil 4-9'da gösterilmiştir. Döngü şiddeti teğetsel (V_{θ}) ve aksenal (V_a) hızlar kullanılarak Denklem 4.6 ile hesaplanmıştır.

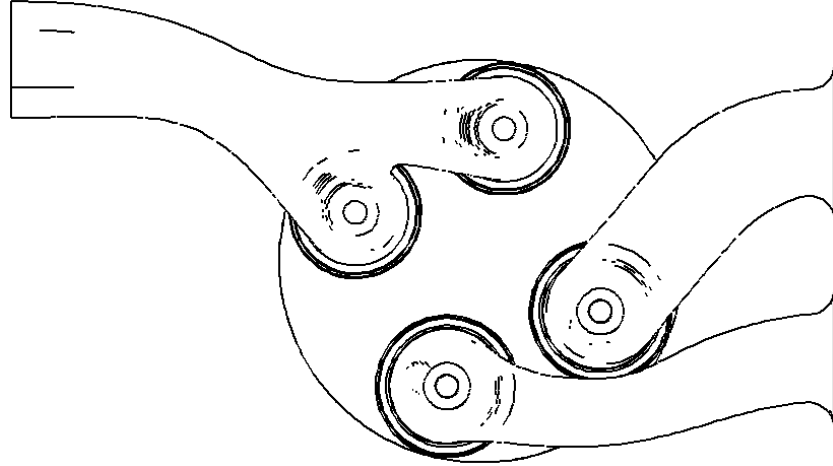


Şekil 4-9: Valf Açıklığına göre Döngü Şiddeti Sayısı

Deneysel ve HAD çözümü sonucu elde edilen döngü şiddeti sonuçları incelendiğinde, valf açıklığına göre değişen döngü şiddeti sayısı eğiliminin ölçüm ve HAD için de aynı trendi izlediği gözlemlenmektedir. Üç boyutlu ve türbülanslı akış probleminin karmaşıklığı düşünüldüğünde, ölçüm ve HAD sonuçlarının eğilim olarak aynı karakteristiğe sahip olduğu söylenebilir. Valf açıklığının artmasının döngü şiddeti sayısını arttırdığı açık olarak görülmektedir. Yatay düzlemde oluşan döngü şiddetinin yakıt-hava karışımı ve dolayısıyla motor performansı üzerindeki olumlu etkisi düşünüldüğünde, tasarım aşamasında giriş manifoldu geometrilerinin döngü şiddetini arttırıcı özelliklerde olması önemlidir. Bu noktada test sürelerini azaltmak amacıyla tasarlanan farklı manifold geometrilerinin oluşturmuş olduğu döngü şiddeti hakkında HAD yardımıyla doğru eğilimlerin elde edilebileceği yapılan çalışma ile ortaya konmuştur.

5. ÜÇ BOYUTLU REAKTİF HAD SİMÜLASYONLARI

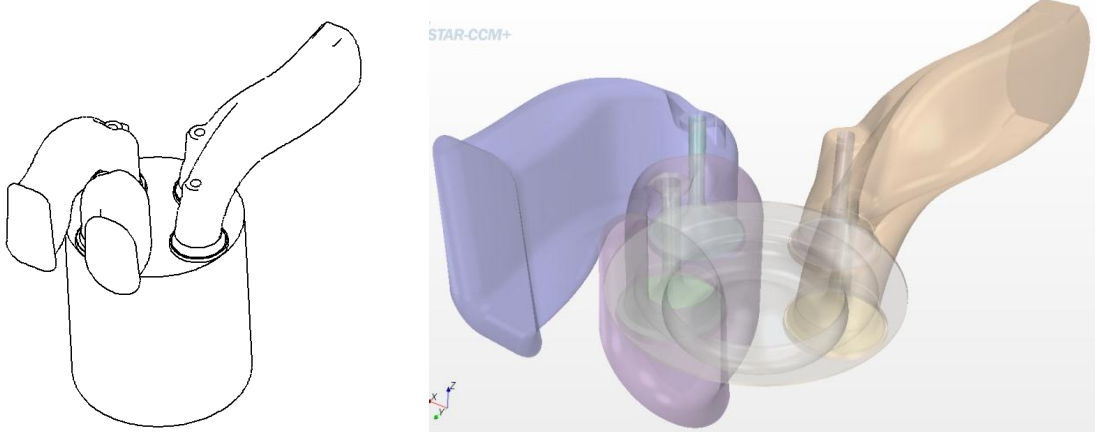
Bölüm 3’te gaz değişim analizleri yapılarak üç boyutlu HAD için başlangıç ve sınır koşulları elde edilen dizel motorun üç boyutlu hareketli piston-silindir içi reaktif HAD simülasyonları bu bölümde gerçekleştirilmiştir. Tam yük altında, zamana bağlı, türbülanslı ve çift fazda Lagrangian yöntemi kullanılarak yapılan analizlerde, Bölüm 2.3.1’de matematiksel modellemesi anlatılan ECFM-3Z yanma modeli kullanılmıştır. Şekil 5.1’de giriş-çıkış manifoldları, valfler, silindir ve pistonun olduğu tek silindir için motor geometrisi gösterilmektedir. Yapılan çalışmada, sayısal ağ ve hareketli sayısal ağ metodolojisi STAR-CD alt modülü es-ICE (expert systems for Internal Combustion Engines) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Gaz değişim analizi için kullanılan Boost sonuçları, başlangıç ve sınır koşulları olarak kullanılmıştır. İki fazlı akışın oluşturulması, enjektör özelliklerinin tanımlanması ve çözüm aşamaları STAR-CD programında gerçekleştirilmiştir. İki giriş ve siyamis çıkış manifolduna sahip motorun giriş ve çıkış sınır şartları zamanın (krank açısının) bir fonksiyonu olarak basınç cinsinden girilmiştir.



Şekil 5-1: TIER IV Motor Geometrisi Üst Görünüş

Tasarım aşamasında dört manifoldlu sistemin seçilmesi hacimsel verimi artırması açısından kritik öneme sahiptir. Giriş manifoldlarından bir tanesi silindir içi yatay

döngü hareketlerini, Swirl, arttırıcı, diğeri ise silindiri içi dikey döngü hareketlerine, Tumble, olumlu katkı sağlayacak şekilde tasarlanmıştır.



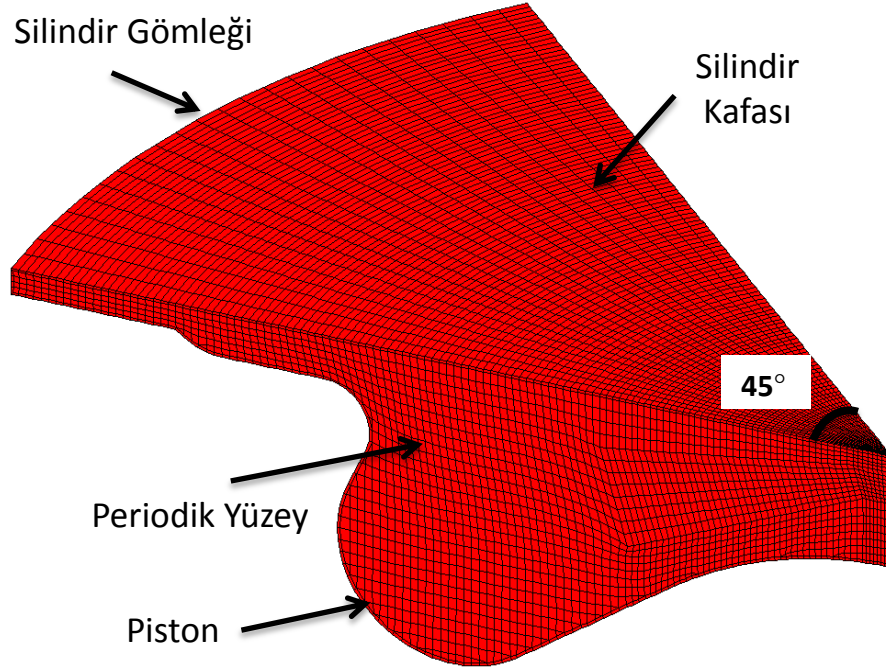
Şekil 5-2: TIER IV Motor Geometrisi Farklı Görünüşleri

Hesaplama kaynaklarının verimli kullanımı amacıyla, periyodik sınır şartları kullanılarak, Şekil 5-3'te gösterilen sekizde birlik sektör ile reaktif analizler gerçekleştirilmiştir. Enjektör delik sayısının sekiz olması ve simetrik piston geometrisinden dolayı 45°'lik sektörde analizlerin gerçekleştirilmesi mümkün olmuştur. Yapılan analizler, emme valfinin kapandığı krank açısından başlayıp egzoz valfinin açıldığı krank açısına kadar süren zaman periyodunda gerçekleştirilmiştir. Sektör analizleri ile birlikte, çözüm ağı çalışması, zaman adımı çalışması, türbülans model çalışması ile elde edilen sonuçlar deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır. İstenilen sonuçlara en yakın durumu sağlayan şartlar kullanılarak deneysel sonuçlar ile üç boyutlu reaktif HAD simülasyonu sonuçları karşılaştırılmıştır. Silindir içi yanma sonucu oluşan emisyonlar elde edilerek, deneysel verilerle olan ilişkisi yorumlanmıştır. Bunun yanında farklı EGR oranlarının motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Sektör simülasyonları sonucu elde edilen deneysel verilere en yakın parametreler kullanılarak, bir tam çevrim için tüm model kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir.

5.1 Sayısal Çözüm Ağı Çalışması

Sonlu hacimler yöntemini kullanan hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümlerinde sayısal ayrıştırma yöntemleri doğruluğu yüksek sonuçlar elde edebilmek açısından büyük öneme sahiptir. Sayısal ayrıştırma yöntemleri, uzaysal ayrıştırma (spatial discretization) ve zamansal ayrıştırma (time discretization) olarak ikiye ayrılır. İyi bir çözüm ağı oluşturulması, uzaysal ayrıştırmada ortaya çıkabilecek sayısal hataların en aza indirilebilmesi ve çözümün hatalarının azaltılabilmesi için gereklidir.

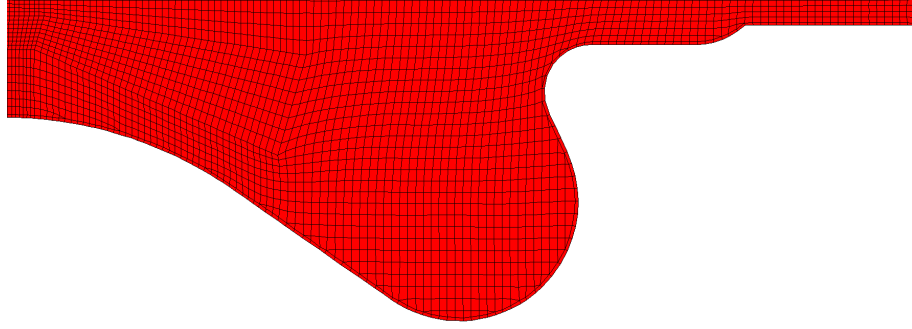
Reaktif 3 boyutlu HAD simülasyon sonuçlarının çözüm ağından bağımsızlığını göstermek amacıyla iki farklı çözüm ağı için analizler gerçekleştirilmiştir. Sekizde birlik sektör alınarak yapılan çözümlerde kullanılan sınır koşulları ve çözüm ağı Şekil 5-3'teki gibi gösterilmiştir.



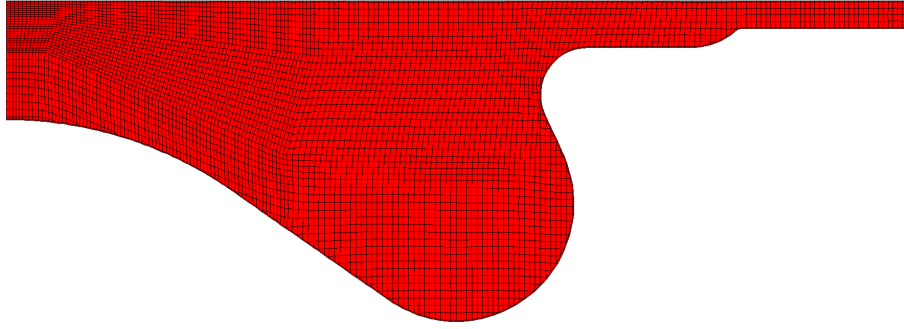
Şekil 5-3: Sektör Geometrisi ve Çözüm Ağı

es-ICE içerisinde oluşturulan hareketli çözüm ağı altıgen (hexahedral) yapıya sahiptir. Özellikle sprej eksenine boyunca çözüm ağı kalitesi daha iyi

gerçekleştirilerek, çift fazlı akışın olduğu bölgedeki sayısal hataların azaltılması hedeflenmiştir.



(a)



(b)

Şekil 5-4: Merkezi kesitteki çözüm ağları

(a) ~ 50000 hücre@TDC, (b) ~ 200000 hücre@TDC

Şekil 5-4'te gösterilen çözüm ağlarında, kalın çözüm ağı için üst ölü noktada 50000 hücre kullanılırken, alt ölü noktadaki hücre sayısı yaklaşık 50000 civarındadır. İnce çözüm ağında ise üst ölü noktadaki hücre sayısı 200000 iken, alt ölü noktadaki hücre sayısı yaklaşık olarak 2000000 olmuştur.

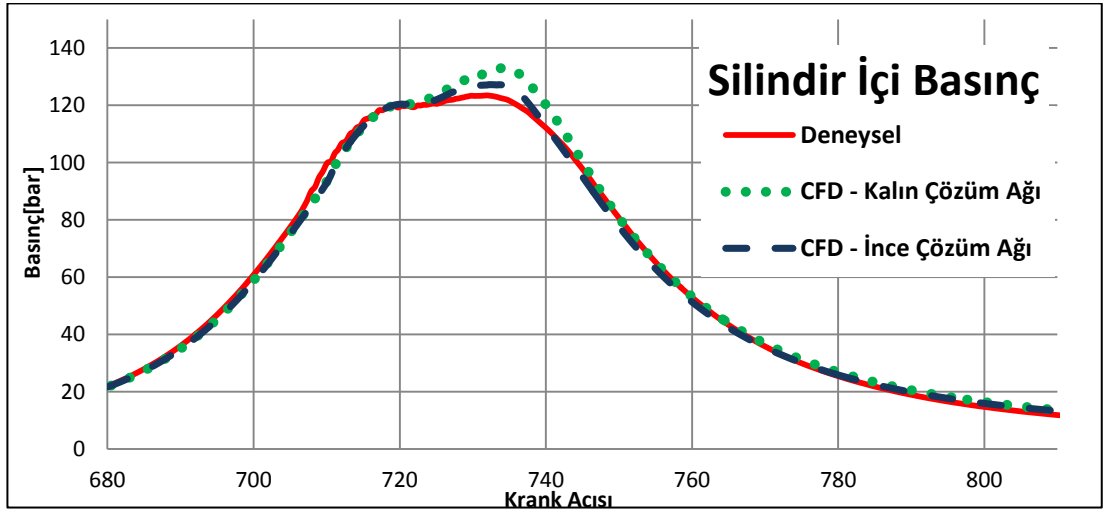
Çözüm ağı çalışmasının ilk aşaması olarak simülasyon sonucu elde edilen silindir içi ortalama basınç, açığa çıkan ısı miktarı ve toplam ısı miktarı karşılaştırılmıştır. Sonuçların deneysel verilerle olan ilişkisi de yorumlanmıştır.

Krank açısı başına ortaya çıkan ısı miktarı silindir içi basınç (p) ve hacmin (V) zamana göre değişimi yardımıyla Denklem 5.1 ile hesaplanır. Burada zaman t ile, özgül ısıların oranı ise $\gamma(=C_p/C_v)$ ile gösterilmiştir.

$$\frac{dQ_a}{dt} = \frac{1}{1-\gamma} V \frac{dp}{dt} + \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} \quad (5.1)$$

Toplam ortaya çıkan ısı miktarı, Q_a , ise yanma ile oluşan ısı, Q_c , duvarda gerçekleşen ısı transferi, Q_w ve sprej oluşumu sırasındaki ısı transferi olan Q_s değerinin toplamı şeklindedir (Denklem 5.2).

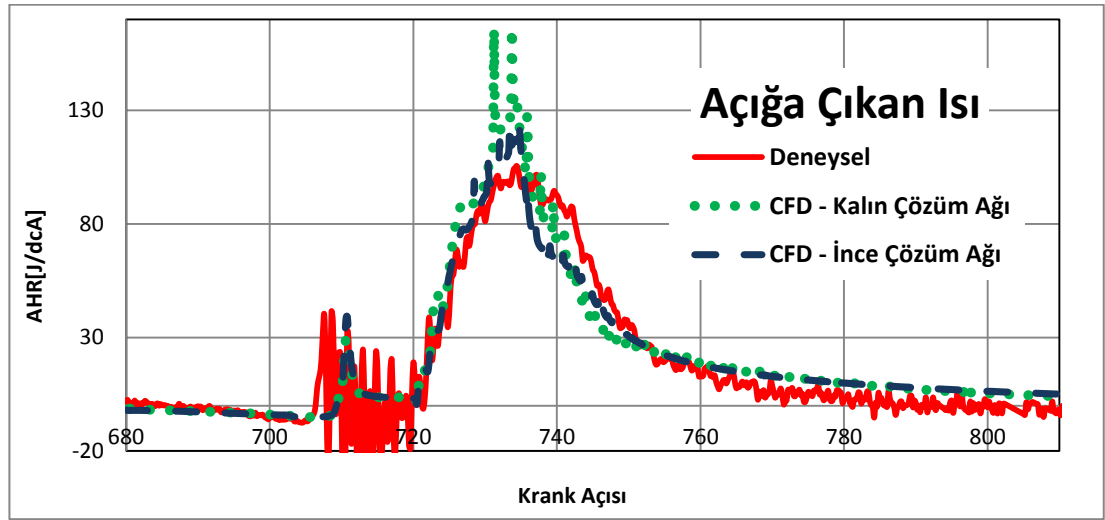
$$Q_a = Q_c + Q_w + Q_s \quad (5.2)$$



Şekil 5-5: Farklı Çözüm Ağları İçin Silindir İçi Basınç

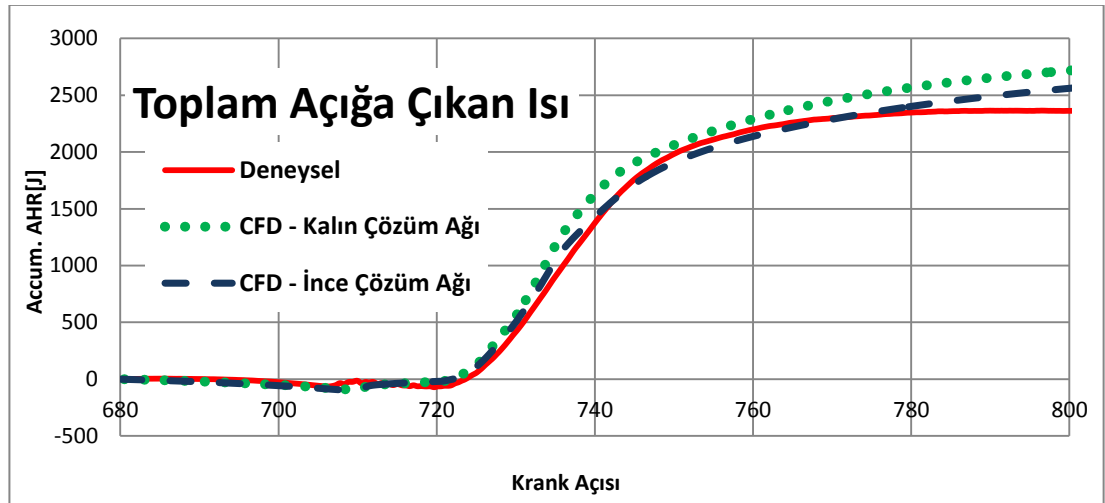
Kalın ve ince çözüm ağı için silindir içi ortalama basınç değerleri Şekil 5-5'te gösterildiği gibidir. En yüksek silindir içi basınç için, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılma yapıldığında ince çözüm ağı kalın çözümü ağına göre sonuçlarda %4 iyileşme sağlamıştır. Sıkıştırmanın olduğu krank açılarında çözüm ağları arasındaki farklar ihmal edilebilir düzeydedir.

Açığa çıkan ısı değerleri farklı çözüm ağlarıyla yapılan HAD analizleri ve deneysel sonuçlar için Şekil 5-6'da verilmiştir. İnce ve kalın çözüm ağlarında pilot enjeksiyon sonucu ortaya çıkan ısı aynı doğrulukta hesaplanmıştır. Ancak ana enjeksiyon sonrası yanma ile elde edilen ısı kalın çözüm ağında ani sıçramalar göstermektedir. Bu değişimler ince çözüm ağı ile giderilmiştir. İnce çözüm ağı sonuçlarının ölçüme daha yakın değerler aldığı görülmektedir.

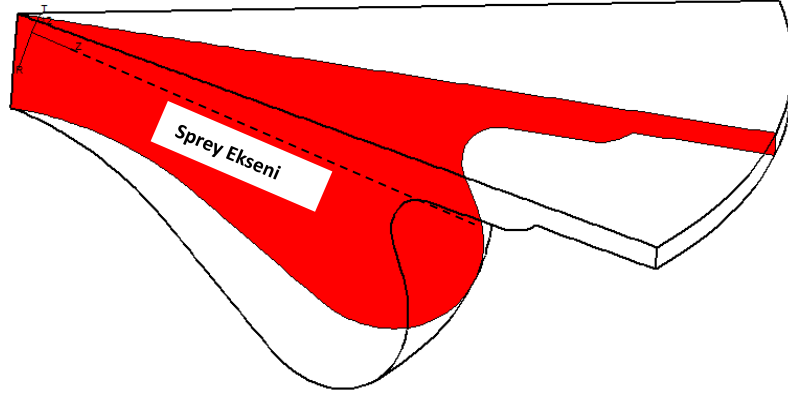


Şekil 5-6: Farklı Çözüm Ağları İçin Açığa Çıkan Isı

Yanma sonucu ortaya çıkan toplam ısı miktarına bakıldığında ince çözüm ağının kalın çözüm ağına göre ölçüm sonuçlarına %6 daha yakın sonuçlar elde ettiği gözlemlenmiştir.

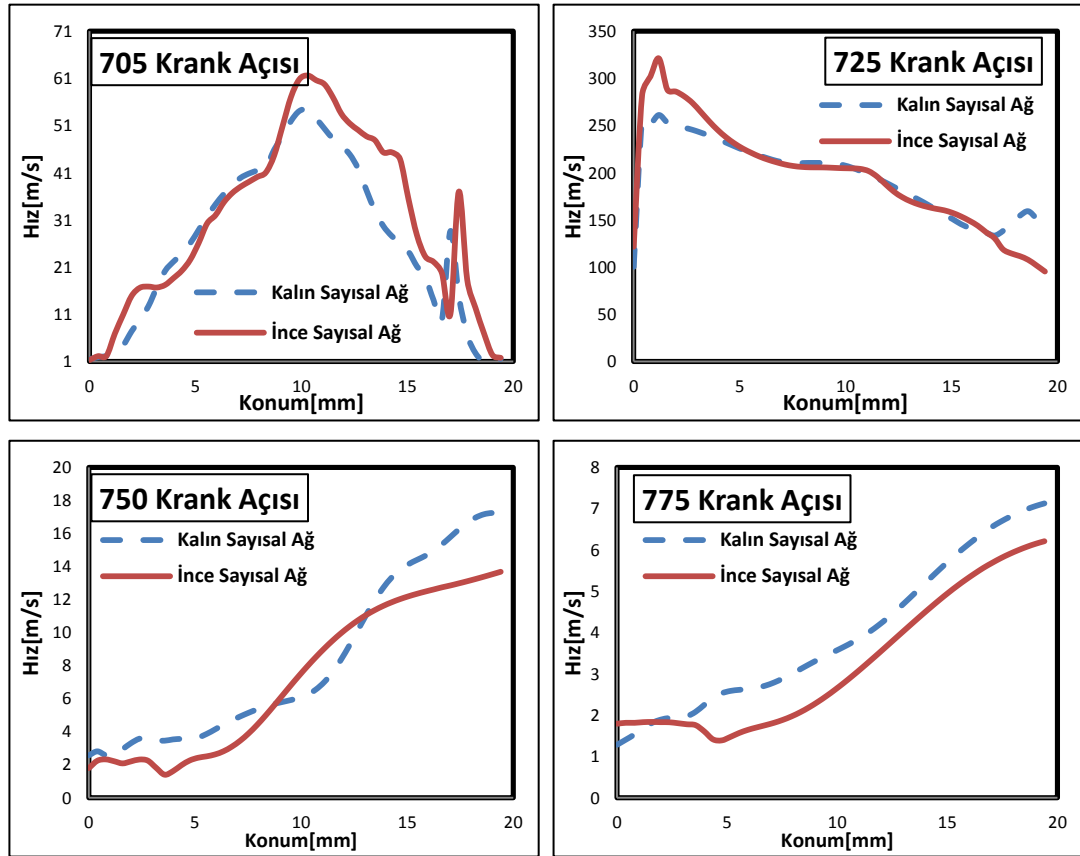


Şekil 5-7: Farklı Çözüm Ağları İçin Toplam Açığa Çıkan Isı



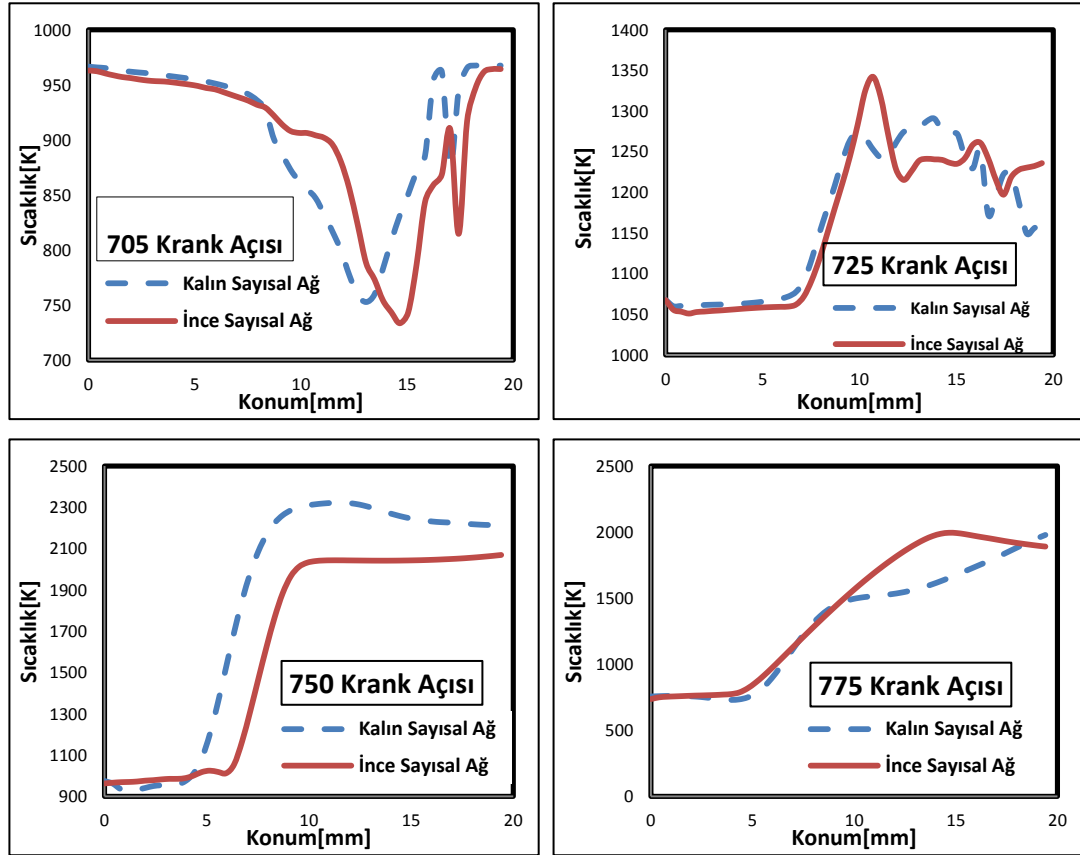
Şekil 5-8: Sprey Ekseni ve Merkezi Dikey Yüzey

Çözüm ağının etkisini gözlemlemek amacıyla Şekil 5-8'de görülen merkezi dikey yüzey üzerinde sprej eksenini boyunca uzanan çizgi üzerinde hız ve sıcaklık değerleri alınarak çözüm ağı karşılaştırılması yapılmıştır.



Şekil 5-9: Farklı Çözüm Ağlarında Sprey Ekseni Boyunca Hız Değerleri

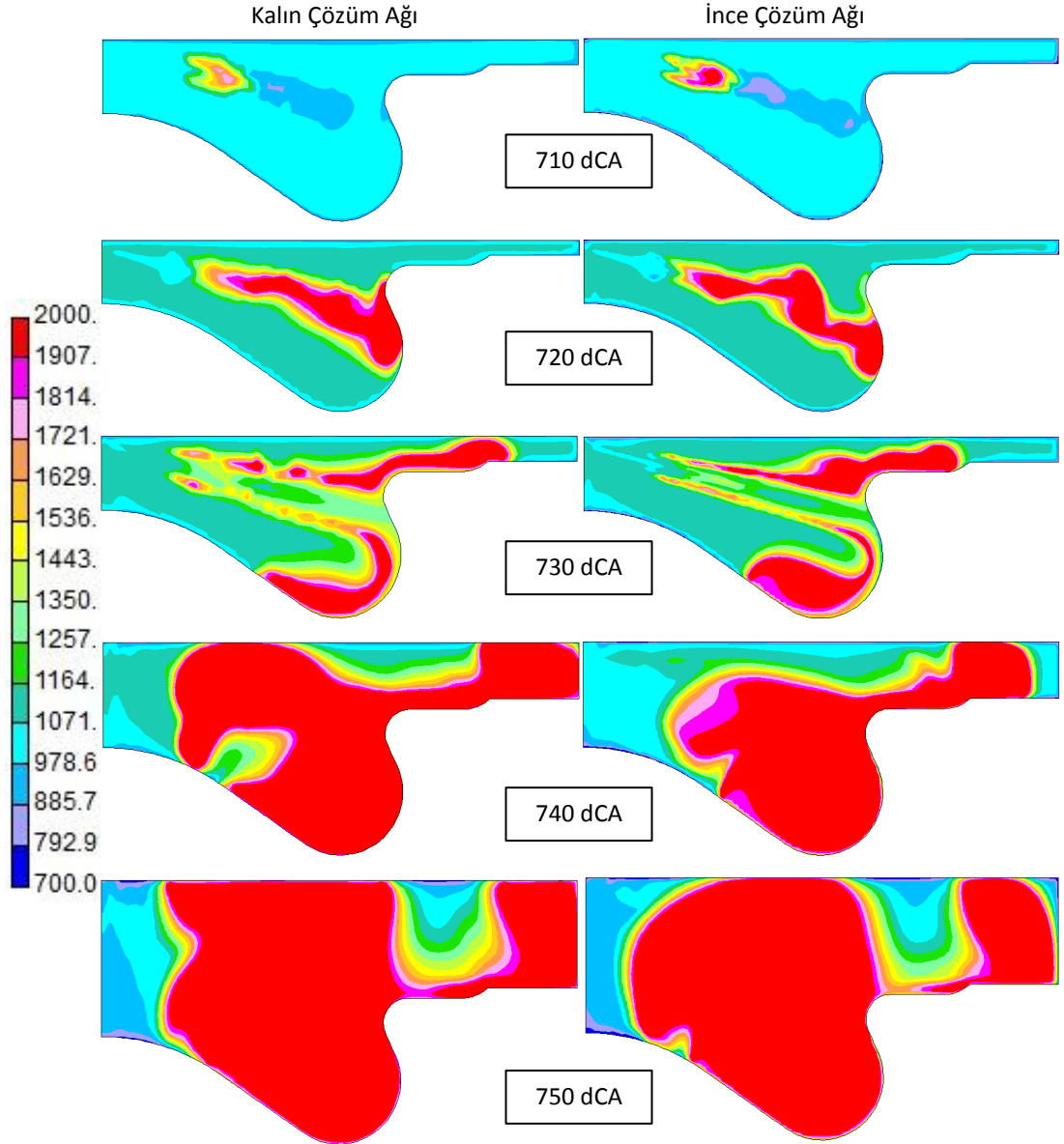
Karşılaştırma parametresi olarak hız ve sıcaklık değerlerinin seçilmesinin nedeni, hız değişkeninin HAD simülasyonlarında kullanılan tüm taşıma denklemlerini karakterize eden bir büyüklük, sıcaklığın ise reaktif hesaplama sonuçlarını gösteren bir değişken olmasından dolayı kullanılmıştır. Değerler 705° , 725° , 750° ve 775° krank açıları alınmıştır. Hız büyüklüğü değerlerine bakıldığında pilot enjeksiyon sonucunda 705° krank açısında ve ana enjeksiyonun başlamasından 5° krank açısı sonrasında büyük bir değişim gözlemlenmezken yanma sonucunda %17 mertebesinde farklar gözlemlenmiştir. Sıcaklık değerlerine bakıldığında ise maksimum sıcaklık farkı %11 ile 750° krank açısında oluşmuştur.



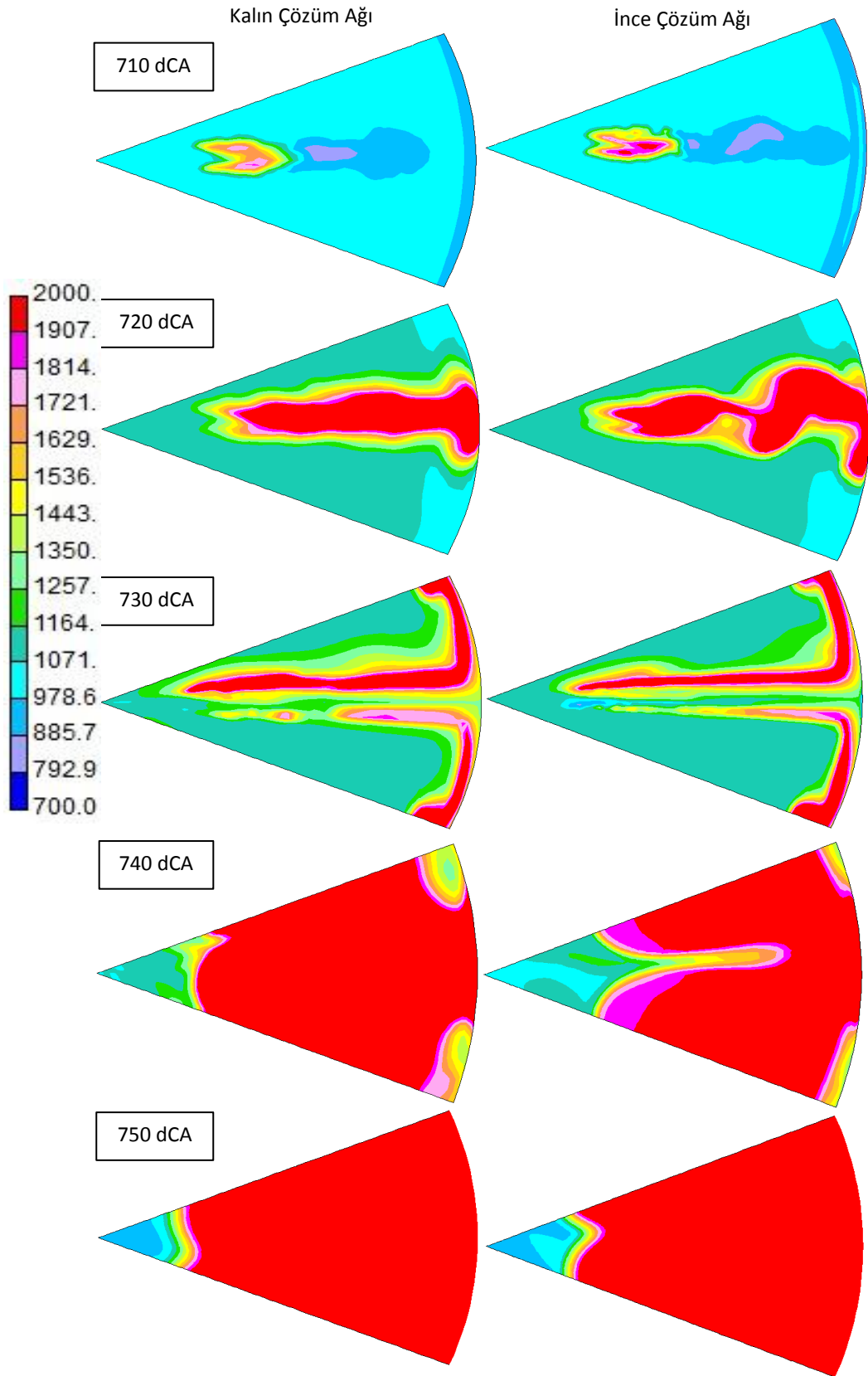
Şekil 5-10: Farklı Çözüm Ağlarında Sprey Eksenini Boyunca Sıcaklık Değerleri

Şekil 5-11'deki sıcaklık konturları incelendiğinde, kalın ve ince çözüm ağları arasında ciddi farklar olmadığı görülmüştür. Ancak, sprej eksenini üzerinde alınan büyüklüklerdeki farklar gözönünde bulundurulduğunda analizlere ince çözüm ağıyla

devam edilmesi daha sağlıklı sonuçlar elde edilmesini sağlayacaktır. Hesaplama süreleri gözönünde bulundurularak ince çözüm ağının 4 katı büyüklükte hücre sayısına sahip çözüm ağı, varolan CPU gücüyle çok uzun zaman alacağından kullanılamamıştır.



Şekil 5-11: Kalın ve İnce Çözüm Ağı İçin Sıcaklık Konturları (Yan Görünüş)



Şekil 5-12: Kalın ve İnce Çözüm Ağı İçin Sıcaklık Konturları (Sprey Eksenini)

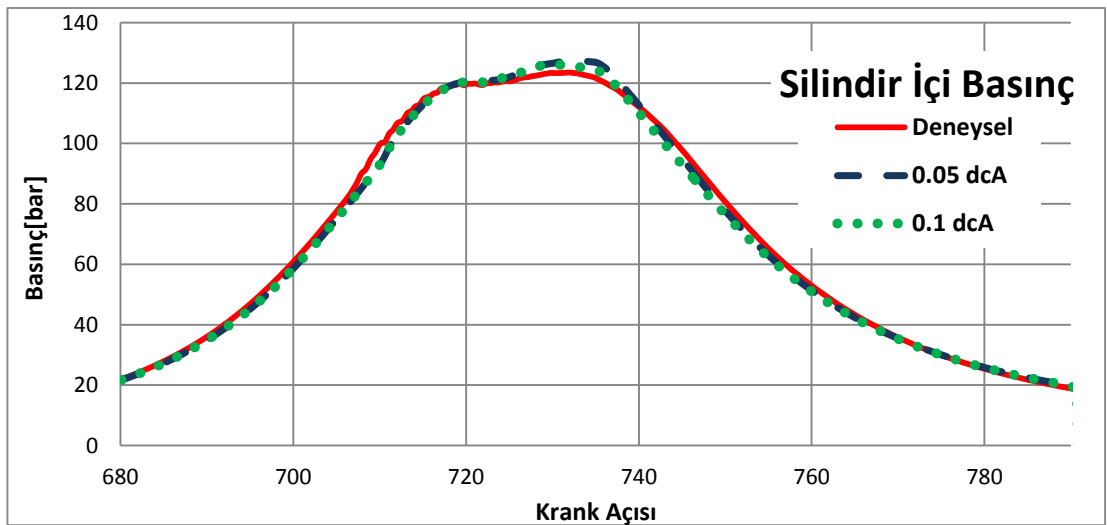
Sprey eksenini boyunca uzanan düzlem üzerindeki sıcaklık dağılımını ise Şekil 5-12'de farklı krank açıları için gösterilmiştir. Tüm düzlemler silindir içerisinde aynı bölgeyi kapsayacak şekilde oluşturulmuştur. Kalın ve ince sayısal ağ çözümleri sonucu oluşan sıcaklık dağılımları benzer özellikler göstermektedir. Ancak, ince sayısal ağda özellikle ana püskürtmenin başladığı 720° krank açısında hücre boyutundan kaynaklı yakıt-hava karışımının daha iyi modellendiği ve sıcaklık konturunun daha dalgalı bir yapıya sahip olduğu görülmektedir.

Pilot enjeksiyonla püskürtülen yakıtın yanması sonucu spray eksenini boyunca ve çevresinde sıcaklığı yüksek bir bölge olduğu gözlemlenmiştir. Ana enjeksiyon yakıtı ise sıcaklığı yüksek bu bölgeye püskürtüldüğü, Şekil 5-12'deki 720° krank açısı sıcaklık konturunda açıkça görülmektedir. Sektör simülasyonlarında silindir içerisindeki akışa herhangi bir ilk hız dağılımı verilmemiştir. Buna karşın sıcaklıkların spray eksenine göre simetrik olmaması, pilot enjeksiyon sonucunda oluşan akışın piston geometrisine bağlı olduğu düşünülmektedir. Hem kalın hem de ince sayısal ağda 740° krank açısından sonra sıcaklığın benzer dağılım gösterdiği gözlemlenmiştir.

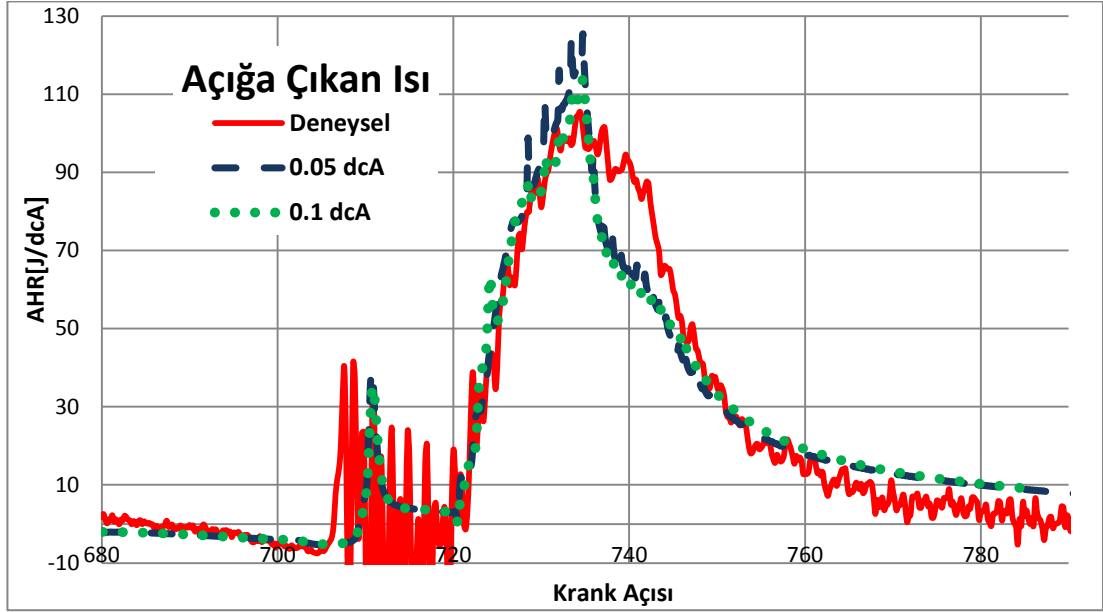
5.2 Zaman Adımı Çalışması

Çözüm ağı çalışması sonucunda uzaysal ayrıştırma hatalarını azaltacak çözüm ağı elde edilmiştir. Zaman adımı çalışmasıyla birlikte bir diğer sayısal ayrıştırma yöntemi olan zaman ayrıştırmasının çözümler üzerindeki etkisi farklı zaman adımı ile incelenmiştir. Böylelikle zaman adımından bağımsız sonuçların elde edilebilmesi için kullanılacak zaman adımı değeri bulunacaktır.

Çalışmada, 0.5° , 0.1° ve 0.05° krank açılarına karşılık gelen zaman adımları kullanılmıştır. HAD analiziyle elde edilen silindir içi ortalama basınç değerleri Şekil 5-13'te ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılmaktadır. Analiz için kullanılan en büyük zaman adımı olan 0.5° krank açısı ile yapılan çözümlerde sıkıştırma strokunun bitimine kadar olan periyotta daha küçük zaman adımıyla elde edilen sonuçlar ile aynı değerlerin alındığı gözlemlenmektedir. Ancak özellikle yakıtın büyük bir kısmının püskürtüldüğü ana enjeksiyondan sonra, 0.5° zaman adımının reaktif sonuçları tahmin etmek için çok geniş bir zaman aralığı olduğu ortaya çıkmaktadır. Bu noktada yanma modelinin zaman ayrıştırmasına olan bağlılığı açıkça görülmektedir. 0.1° ve 0.05° krank açısı zaman adımlarındaki çözümler ise 0.5° krank açısındaki sonuçlara göre ölçüm değerlerine %3 fark ile yaklaşmıştır.

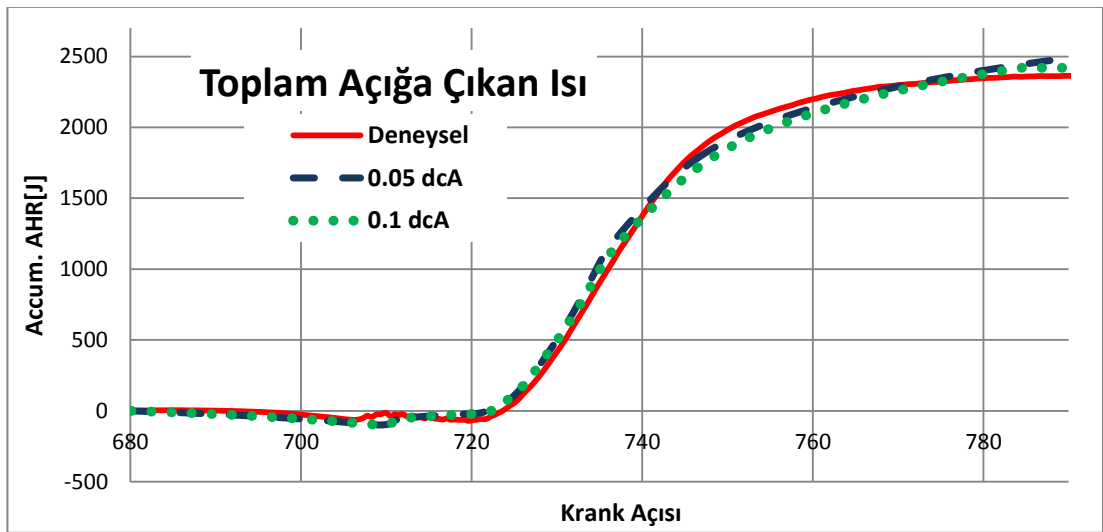


Şekil 5-13: Farklı Zaman Adımlarında Silindir İçi Basınç



Şekil 5-14: Farklı Zaman Adımlarında Açığa Çıkan Isı

0.5° krank açısı zaman adımı yakıt-hava karışımının reaksiyonlarını doğru tahmin edecek ölçekte küçük olmadığından dolayı düzensiz ve fiziksel olmayan bir ısı çıkışı gözlemlenmektedir. Bu nedenle, grafiklerin sınırlarından çok dışarıda değerler elde edildiğinden gösterilmemiştir.

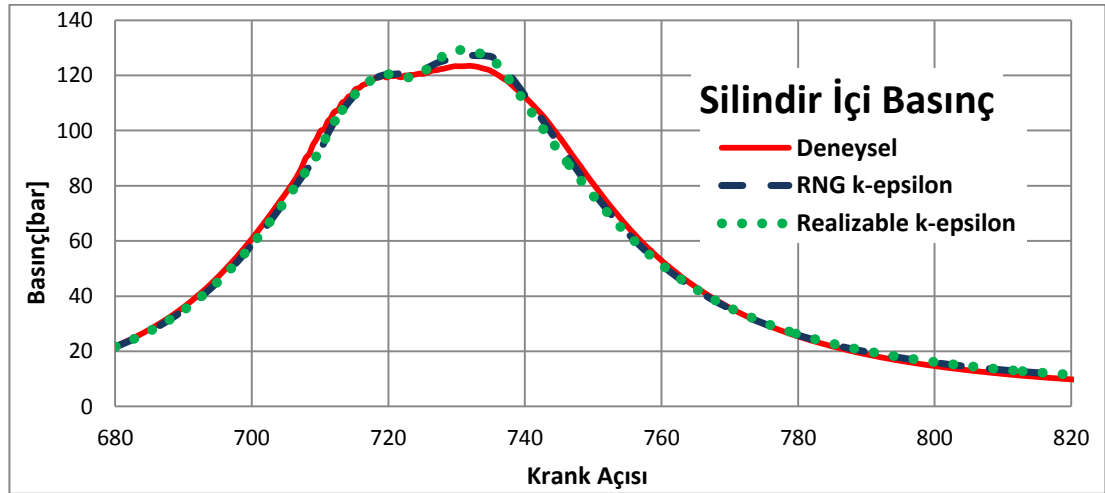


Şekil 5-15: Farklı Zaman Adımlarında Silindir İçi Toplam Isı

0.05° ve 0.1° krank açısı adımlarıyla yapılan analizler yaklaşık aynı sonuçlar verdiği için çözümlere maksimum 0.1° krank açısı zaman adımlarıyla devam edilmesiyle, zaman ayrıştırması hatalarının sonuçların hata oranına minimum etkiyi yapacağı görülmektedir.

5.3 Türbülans Modeli Çalışması

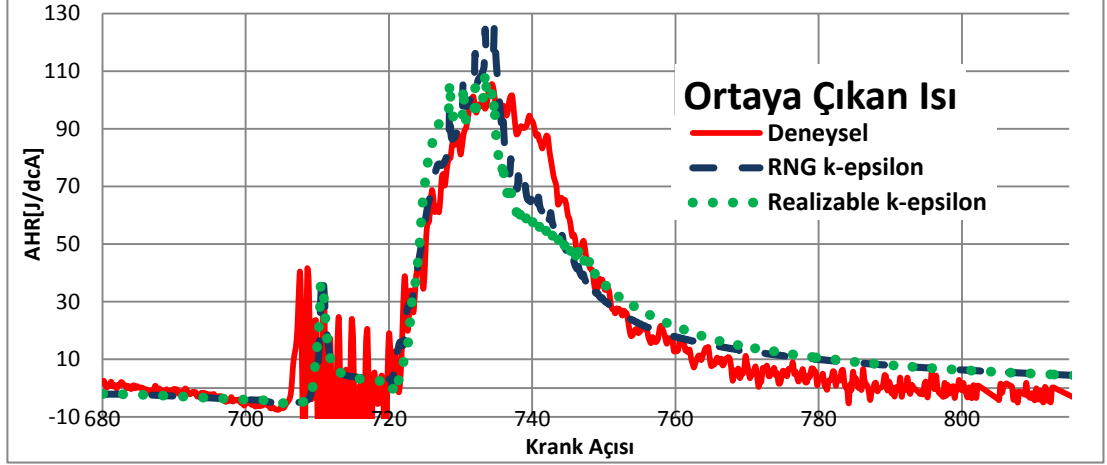
Bu bölümde sayısal ayrıştırma hatalarında kritik öneme sahip iki parametre olan sayısal ağ kalitesi ve zaman adımı büyüklüğü karşılaştırmaları sonucunda elde edilen şartlar altında akışın karakteristiğini belirleyen en önemli faktörlerden biri olan türbülans modellerinin sonuçlar üzerindeki etkisi incelenmektedir. Matematiksel modellemesi Bölüm 2.2’de verilen RNG k-epsilon ve Realizable k-epsilon türbülans modellerinin silindir içi yanma analizlerine olan etkisi araştırılmaktadır.



Şekil 5-16: Farklı Türbülans Modelleri ile Elde Edilen Silindir İçi Ortalama Basınç

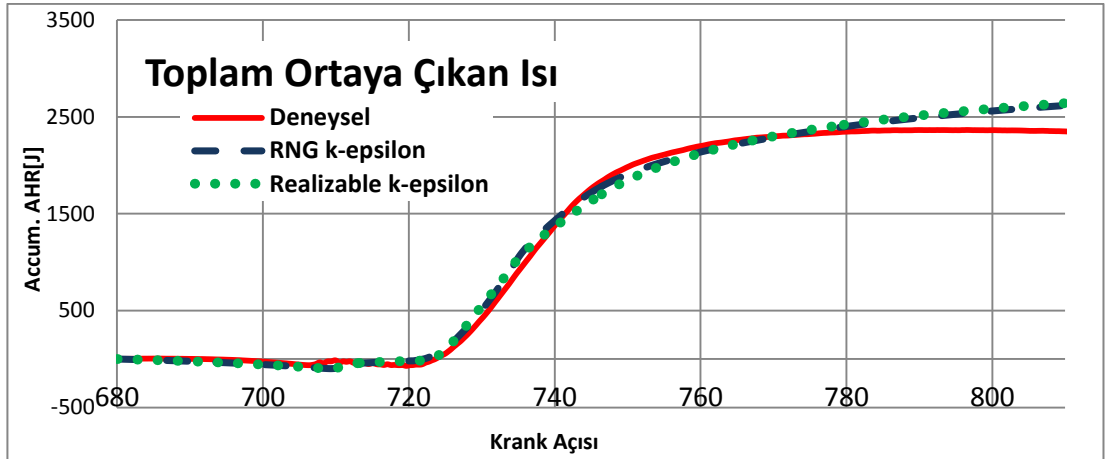
Farklı türbülans modelleri için silindir içi ortalama basıncın gösterildiği Şekil 5-16’da ana reaksiyonların başladığı 720° krank açısına kadar olan bölümde birbirlerinden farklılık göstermediği görülmektedir. Ancak, yakıtın büyük çoğunluğunun yanmaya başladığı üst ölü noktadan sonra Realizable k-ε türbülans modeli RNG k-ε türbülans modeline göre daha çabuk yanmanın gerçekleşmesini sağladığı ve buna bağlı olarak basıncın daha önce yükseldiği gözlemlenmektedir.

Genişleme periyodunda ise Realizable k-ε modeli, RNG modeline göre basıncı %2 daha düşük hesapladığı görülmektedir.



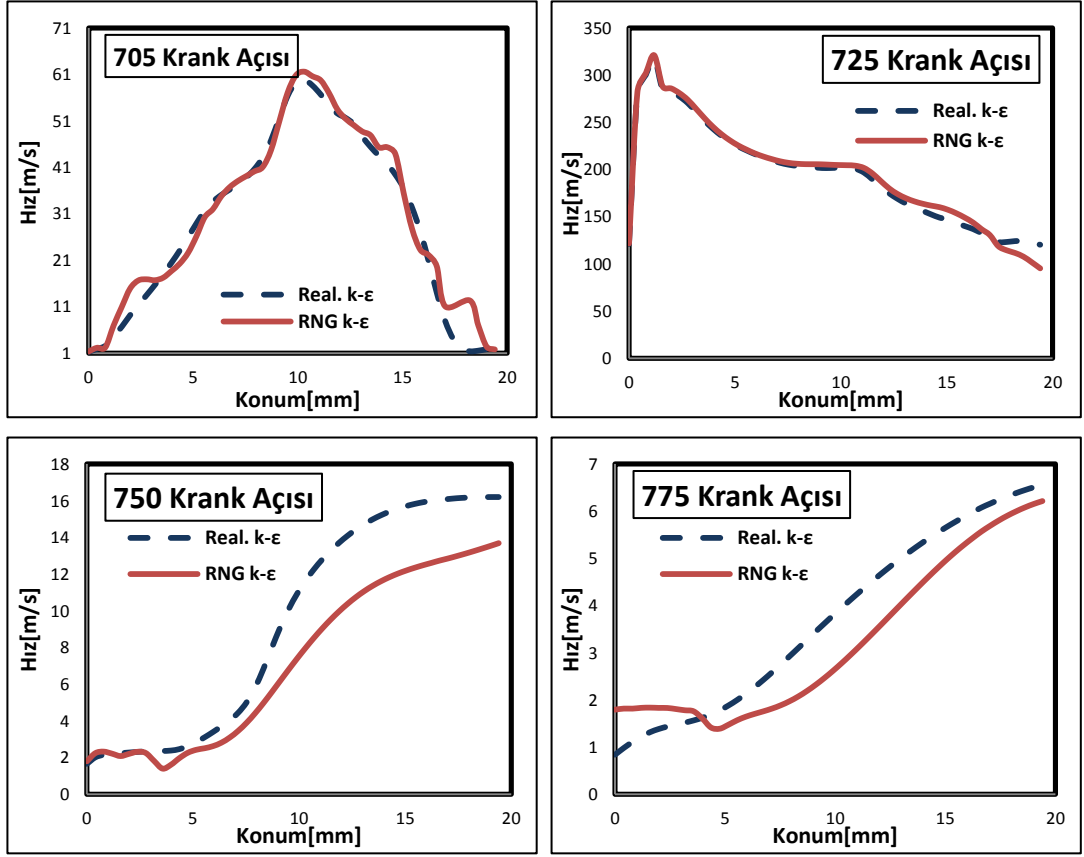
Şekil 5-17: Farklı Türbülans Modelleri ile Elde Edilen Ortaya Çıkan Isı

Şekil 5-17’de ortaya çıkan ısı eğrileri incelendiğinde Realizable k-ε modelinin daha hızlı yanma sağladığından, daha hızlı ısı salınımına neden olduğu görülmektedir.



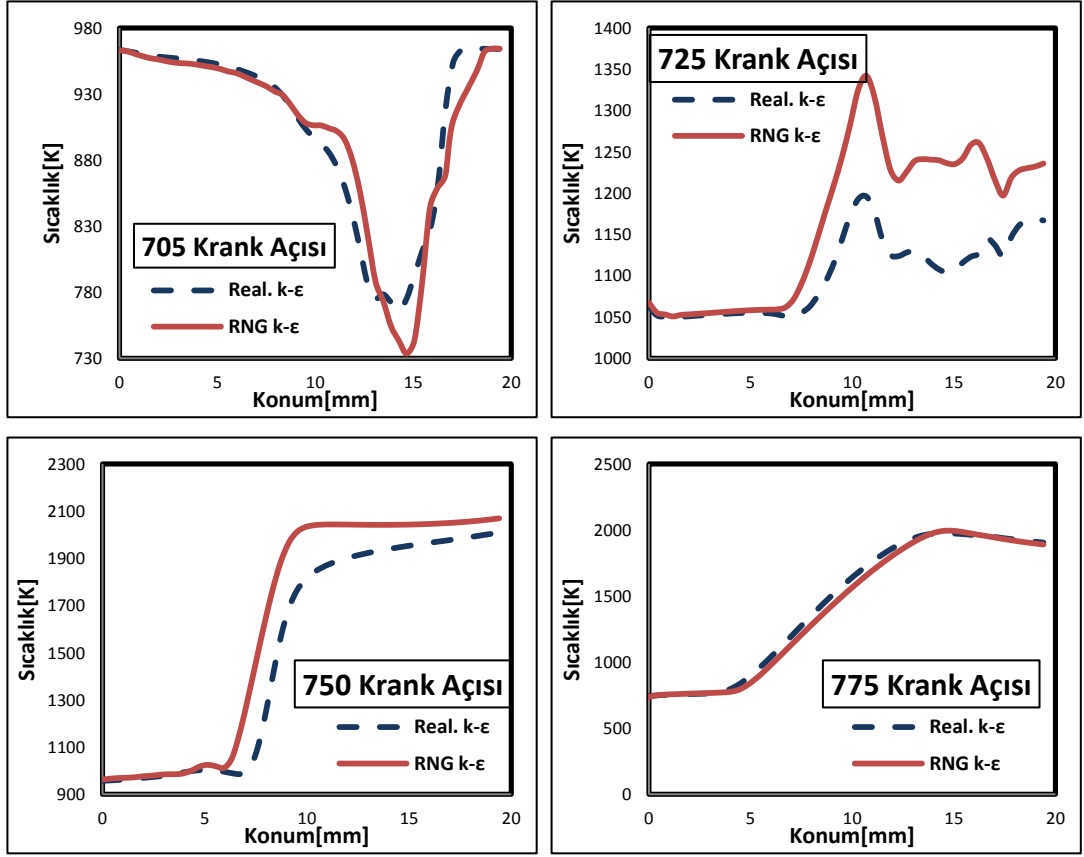
Şekil 5-18: Farklı Türbülans Modelleri ile Elde Edilen Toplam Isı

Sprey eksenini boyunca oluşturulan çizgi üzerinden farklı krank açıları için alınan hız ve sıcaklık değerleri sırasıyla Şekil 5-19 ve Şekil 5-20’de verilmiştir. Hız değerlerine bakıldığında RNG k-ε modeli, Realizable k-ε modeline göre özellikle yanmanın sonlarına doğru daha düşük hızlar oluşturduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 5-19: Farklı Türbülans Modelleri ile Elde Edilen Hız Profilleri

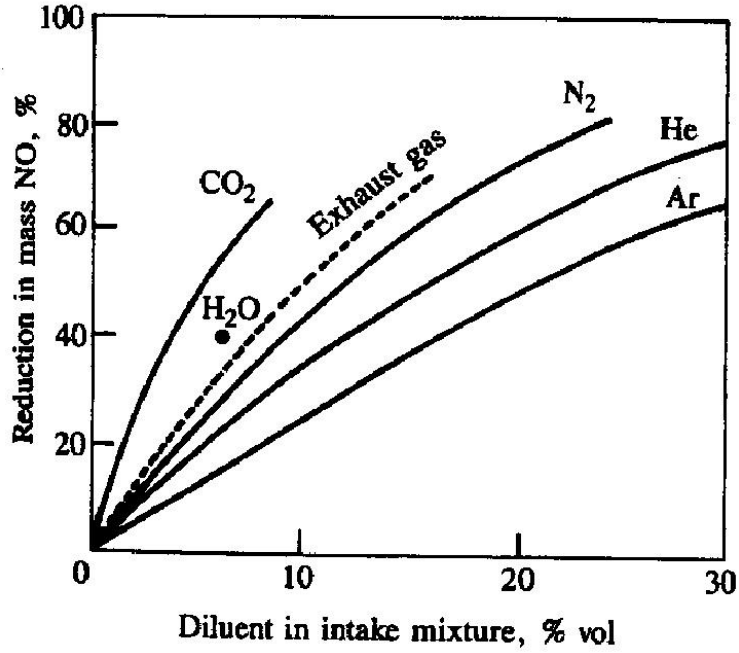
Sıcaklık profilleri incelendiğinde ise RNG k-ε türbülans modeli sonuçlarında Realizable k-ε türbülans modeline göre özellikle ana yakıt enjeksiyonunun devam ettiği 725° krank açısında 150 K daha fazla sıcaklık değeri elde edildiği ve yanma işleminin devamıyla iki model arasındaki sıcaklık farkının azaldığı gözlemlenmiştir. İki türbülans modelinde yakın değerler verdiği, ancak Realizable k-ε modelinin RNG k-ε modeline göre daha fazla CPU almasından dolayı analizlere RNG k-ε türbülans modeli ile devam edilmiştir.



Şekil 5-20: Farklı Türbülans Modelleri ile Elde Edilen Sıcaklık Profilleri

5.4 Egzoz Geri Dönüşümü(EGR) Etkisi

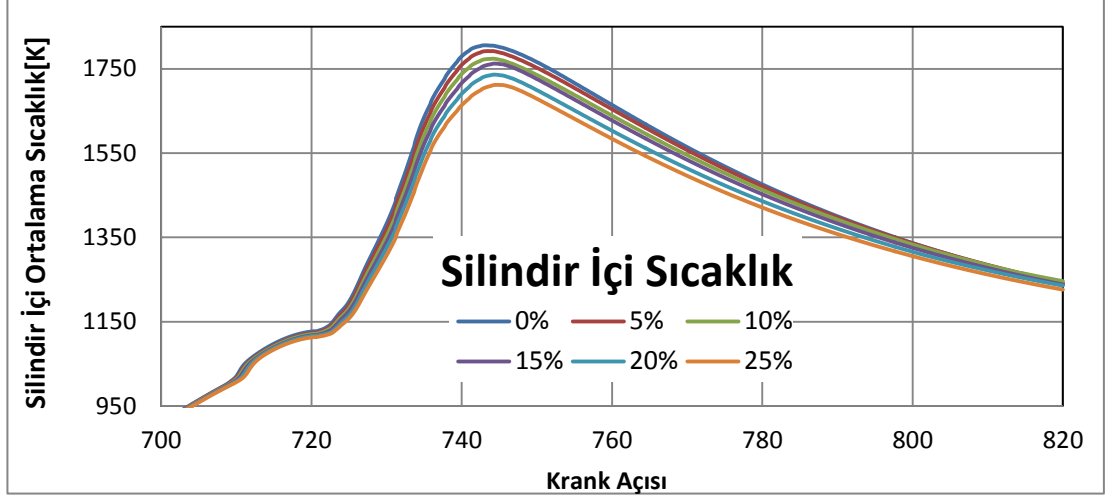
Bu bölümde egzoz geri dönüşüm, EGR, oranının tasarlanan motor üzerindeki etkisi incelenecektir. EGR yanma sonucu oluşan gazların egzoz manifoldundan alınarak tekrar emme havasına dahil edilip silindir içerisine gönderilmesi işlemidir. Sıcaklığı yüksek olan gazlar yanma sırasında tepkimeye girmez, ancak silindir içerisindeki karışımın özgül ısısını (c_p) arttırarak alev sıcaklığının düşmesini sağlarlar. Böylelikle, maksimum sıcaklık değerleriyle orantılı olan NO_x oluşumunu azaltıcı etki yaparlar.



Şekil 5-21: Farklı Gazların NO Oluşumuna Etkisi [1]

Farklı gazların NO oluşumuna etkisi Şekil 5-21'de gösterilmektedir. Özgül ısısı daha yüksek olan gazdan daha düşük hacim oranında kullanmak aynı kütlele NO düşüşünü sağlamaktadır. Verilen gazlar arasında özgül ısısı en yüksek olan CO₂ gazını emme havası içerisinde %8 oranında kullanmakla, daha düşük özgül ısıya sahip N₂ gazından %17 oranında kullanmak NO düşümü üzerinde aynı etkiye sahiptir.

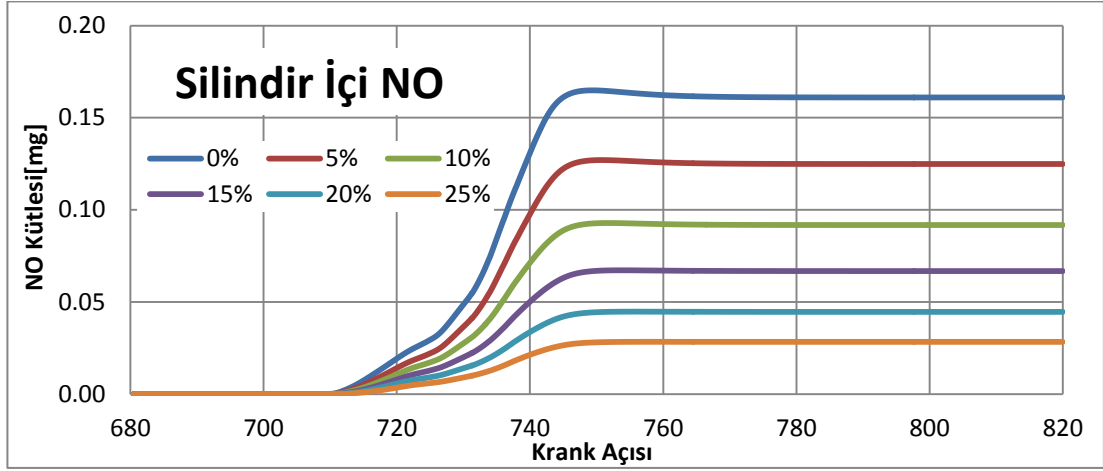
Farklı EGR yüzdelerinde gerçekleştirilen simülasyonlar sonucu silindir içi ortalama sıcaklık değerleri Şekil 5-22’de gösterilmiştir.



Şekil 5-22: Farklı EGR Oranlarında Silindir İçi Ortalama Sıcaklık Profili

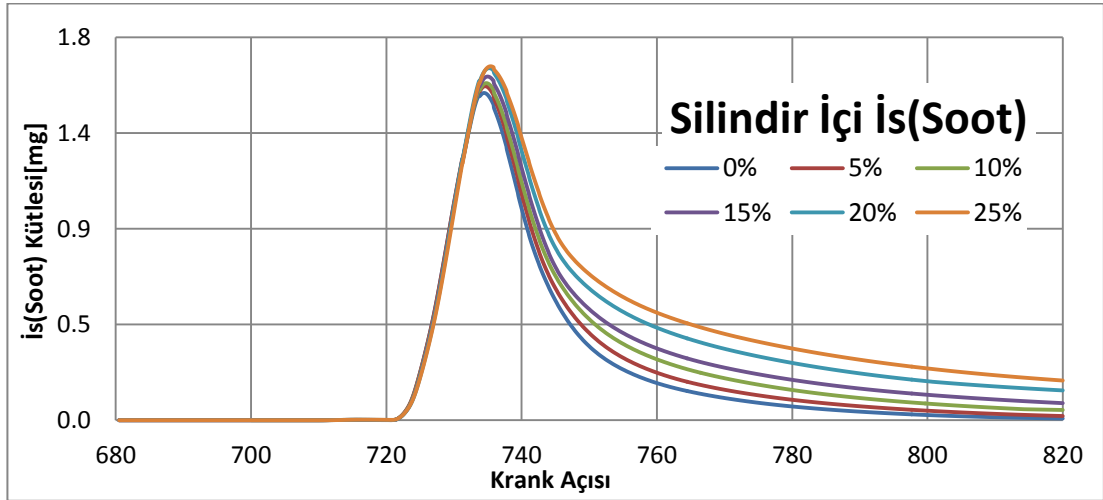
EGR oranındaki artışın silindir içerisindeki ortalama sıcaklık değerlerini düşürdüğü Şekil 5-22 ile açıkça görülmektedir. Hiç EGR kullanılmamış durum ile %25 EGR kullanılan durum arasındaki ortalama sıcaklık farkı 90K civarında elde edilmiştir. Bu sıcaklık düşümünün NO ve İs (soot) emisyonları üzerindeki etkisi Şekil 5-23 ve Şekil 5-24’deki grafiklerde gösterilmektedir.

Yanma sonucu silindir içi oluşan NO miktarı EGR yüzdesinin artışına paralel olarak azalma göstermiştir. Bu azalma üstel (exponential) şekilde gerçekleşmiştir. EGR kullanılmayan durum ile %5 EGR kullanıldığı durum arasındaki NO farkı yaklaşık 0.035 mg iken, %20 ve %25 EGR’ye sahip durumlardaki fark yaklaşık 0.0015 mg değerindedir. Bu durum, EGR yüzdesi artışının belli bir noktadan sonra NO oluşumuna olan etkisinin azalacağı ve dolayısıyla alev kararlılığı da gözetilerek EGR yüzdesinin belli bir değerde tutulması gerektiğini göstermektedir.



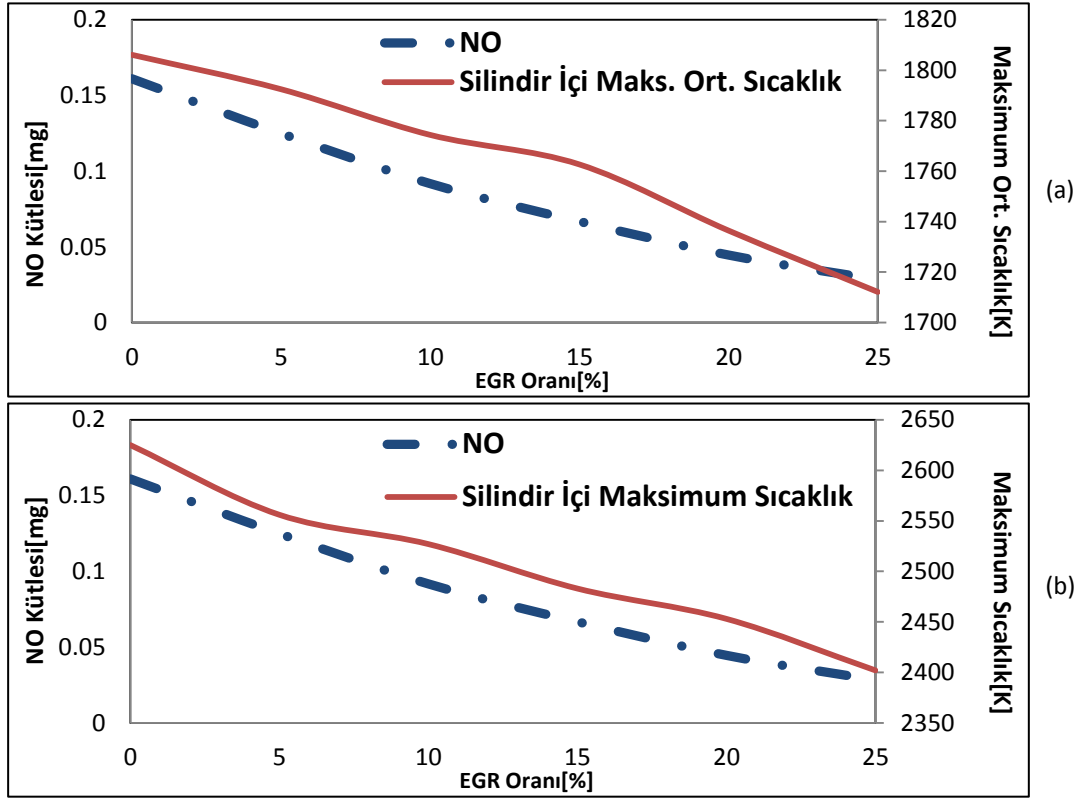
Şekil 5-23: Farklı EGR Oranlarında Silindir İçi NO Kütlesi

Şekil 5-24'te gösterildiği gibi yanma sonucu egzoz olarak dışarı atılan İs miktarı EGR yüzdesi ile doğru orantılı eğilime sahiptir.



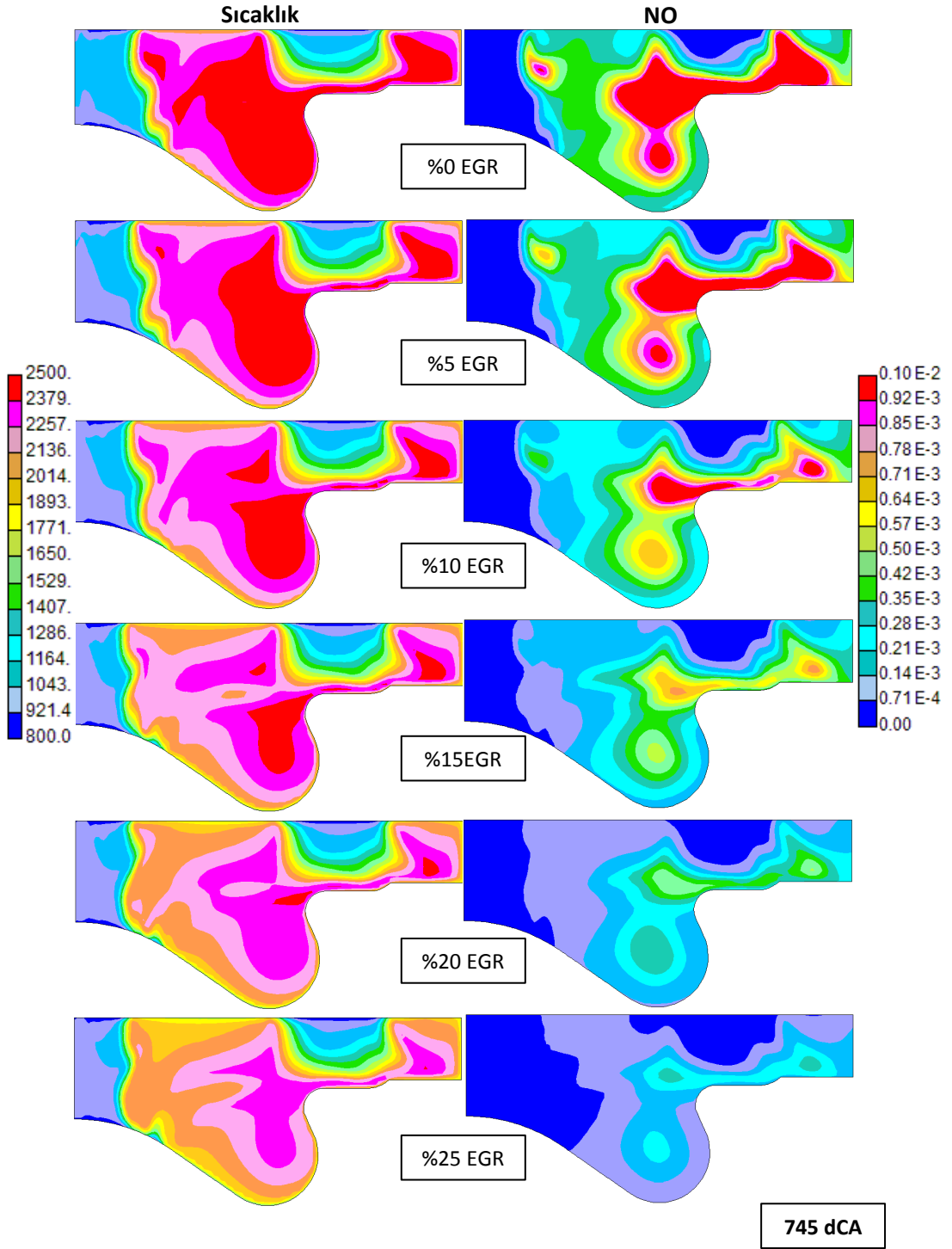
Şekil 5-24: Farklı EGR Oranlarında Silindir İçi Sıcaklık Değişimi

Silindir içerisinde oluşan İs (Soot) emisyonu yanma süresince İs oluşumu ve oluşan sıcaklığa bağlı olarak İs'in yakılması şeklinde gerçekleşmektedir. Yüksek EGR yüzdesinde oluşan silindir içi ortalama sıcaklıklar daha düşük olduğundan İs'in yakılma oranı, daha yüksek sıcaklıklara sahip EGR'siz duruma göre düşüktür.



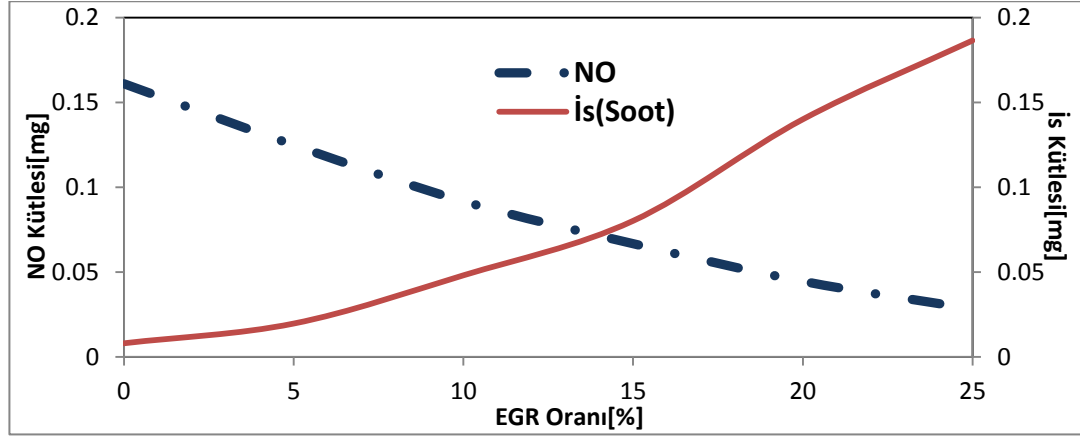
Şekil 5-25: (a) EGR oranına göre NO Miktarı ve Ort. Sıcaklık,
 (b) EGR oranına göre NO Miktarı ve Maks. Sıcaklık

Sonuç olarak, bir dizel motor için farklı EGR oranlarında silindir içerisindeki ortalama sıcaklık oluşan NO miktarı için iyi bir fikir vermektedir. Ortalama sıcaklıklar için hiç EGR kullanılmayan durum ile %25 EGR kullanılan durum arasındaki fark 90 K'dir. Maksimum ortalama sıcaklıklara bakıldığında ise bu fark 220 K olmuştur. NO yüksek derecede sıcaklık farkına bağlı olduğundan 220 K'lik sıcaklık farkı NO oluşumundaki bu düşümü çok daha iyi açıklamaktadır.



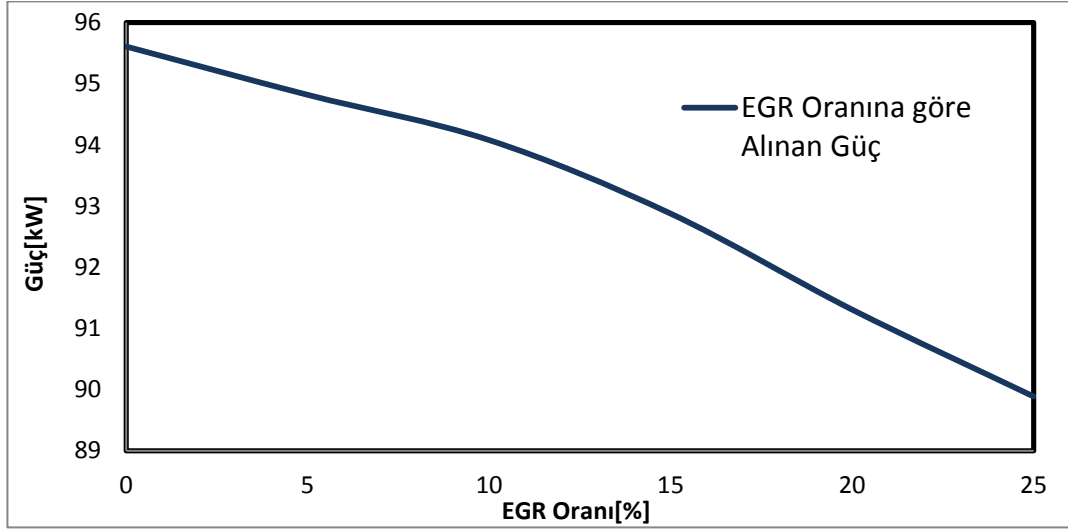
Şekil 5-26: Merkezi Kesit Üzerinde Farklı EGR Oranları için Sıcaklık ve NO

Farklı EGR oranları için 745° krank açısında sıcaklık ve NO konturları karşılaştırmalı olarak Şekil 5-27’de verilmiştir. EGR oranındaki artışla ters orantılı olarak sıcaklıkların düştüğü gözlemlenmiştir. Sıcaklık düşüşüne paralel olarak, oluşan NO miktarında da azalma görülmüştür.



Şekil 5-27: EGR Oranına Göre NO ve İs Oluşumu

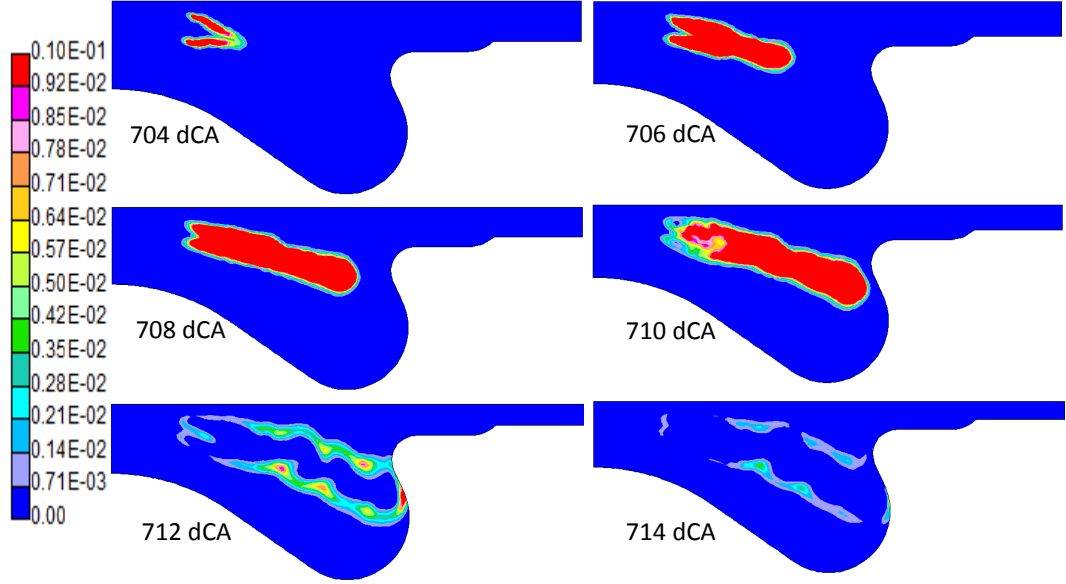
Tasarımsal optimizasyonu gerçekleştirmek amacıyla Şekil 5-27’de farklı EGR oranları için NO ve İs oluşumu aynı grafik üzerinde gösterilmektedir. Bu değerler yanmanın bitip egzozla geçilmeden önceki krank açısı için elde edilmiştir. EGR oranındaki değişime göre NO ve İs oluşumunun birbirlerine göre ters orantılı oluşum karakteristiğine sahip olduğu görülmektedir. NO ve İs eğrilerinin kesiştiği EGR oranı %14 olarak elde edilmiştir. Bu değer her iki emisyon için optimum değer olarak alınabilir. Tasarlanan motor TIER IV emisyon seviyesini sağlaması gerektiğinden EGR artışı ile istenen NO düşüşünü elde etmek mümkün değildir. DPF (Diesel Particulate Filter) kullanılmayacağından dolayı İs emisyonu silindir çıkışında daha düşük tutulmalıdır. Buna karşın NO emisyonlarını N₂’ye çevirmede SCR (Selective Catalytic Reduction) sistemi kullanılacağından dolayı motor performansı da düşünüldüğünde optimum değer olan %14’ten daha az EGR kullanımı oluşan İs’i azaltmak için tercih edilebilir.



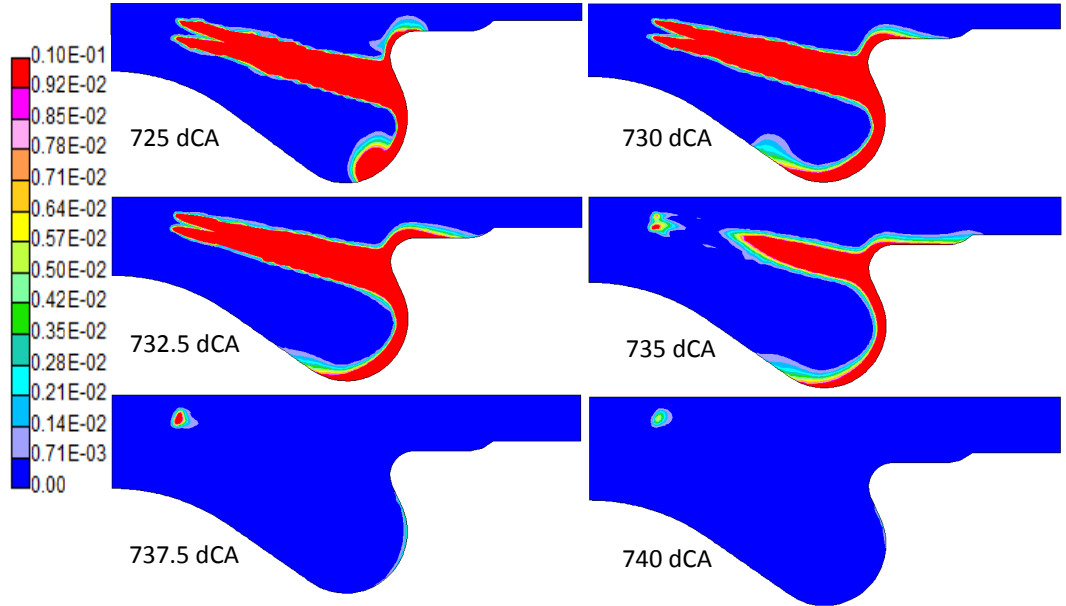
Şekil 5-28: EGR Oranına göre Güç Değişimi

Motordan elde edilen gücün EGR oranına bağlı değişimi Şekil 5-28’de gösterilmiştir. EGR yüzdesinin artması beklenildiği üzere motor performansını olumsuz yönde etkilediği görülmektedir. EGR artışıyla birlikte egzoz gazları yanmanın kalitesini düşürür. EGR kullanılmayan durumda dört silindir için elde edilen güç yaklaşık 95.5 kW iken %25 EGR kullanılan durumda bu değer 89.5 kW olarak hesaplanmıştır. %6’lık güç kaybına neden olan bu durum motor tasarımı aşamasında NO_x ve İs (Soot) emisyon oranları da düşünülerek optimum değer bulunması sağlanmalıdır.

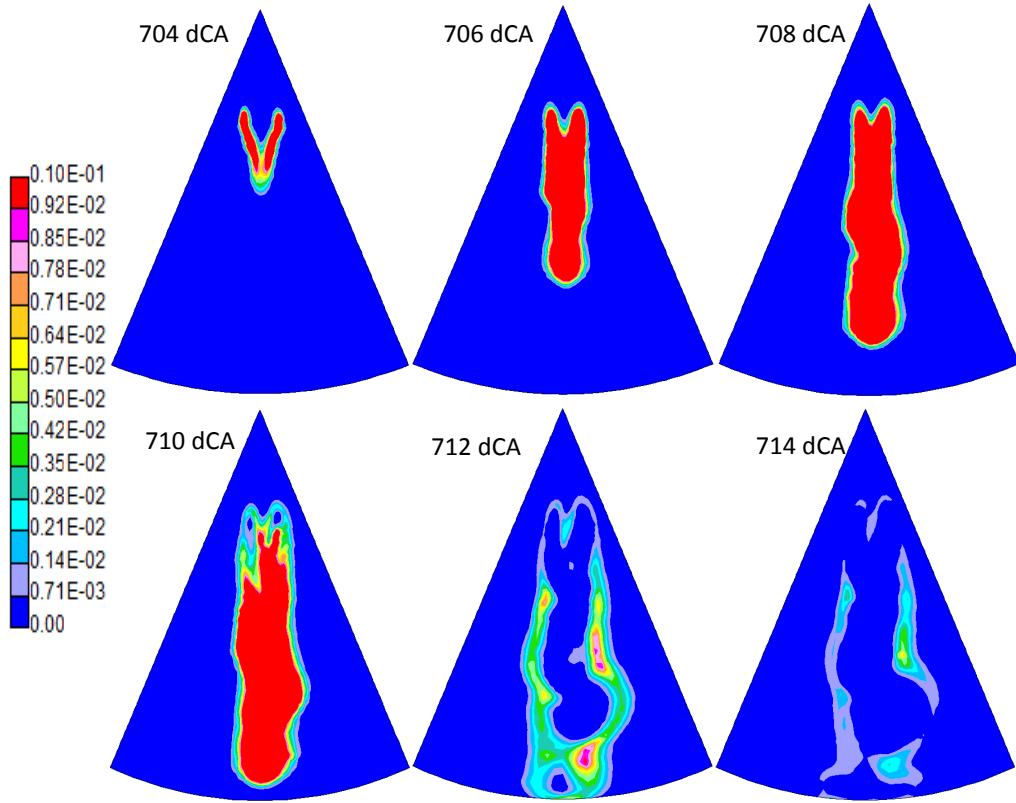
Şekil 5-29 ve 5-30’da sırasıyla pilot ve ana enjeksiyon boyunca ve sonrasındaki buharlaşmış yakıtın ilerleme konturları gösterilmiştir. Pilot enjeksiyonla $701.7^\circ - 703.8^\circ$ krank açıları aralığında püskürtülen yakıtın yanması 10° krank açısı sürmüştür. Ana enjeksiyon ($720^\circ - 732^\circ$ krank açısı aralığı) sonrası yanma işlemi ise enjeksiyonun tamamlanmasından 5° sonra bitmiştir. Pilot enjeksiyon sırasında silindir içi ortalama sıcaklık 700 K iken, ana enjeksiyon sırasında 950 K civarındadır. Bu sıcaklık farkı pilot enjeksiyonda daha az yakıt püskürtülmesine karşın yanmanın neden daha yavaş olduğunu açıklamaktadır.



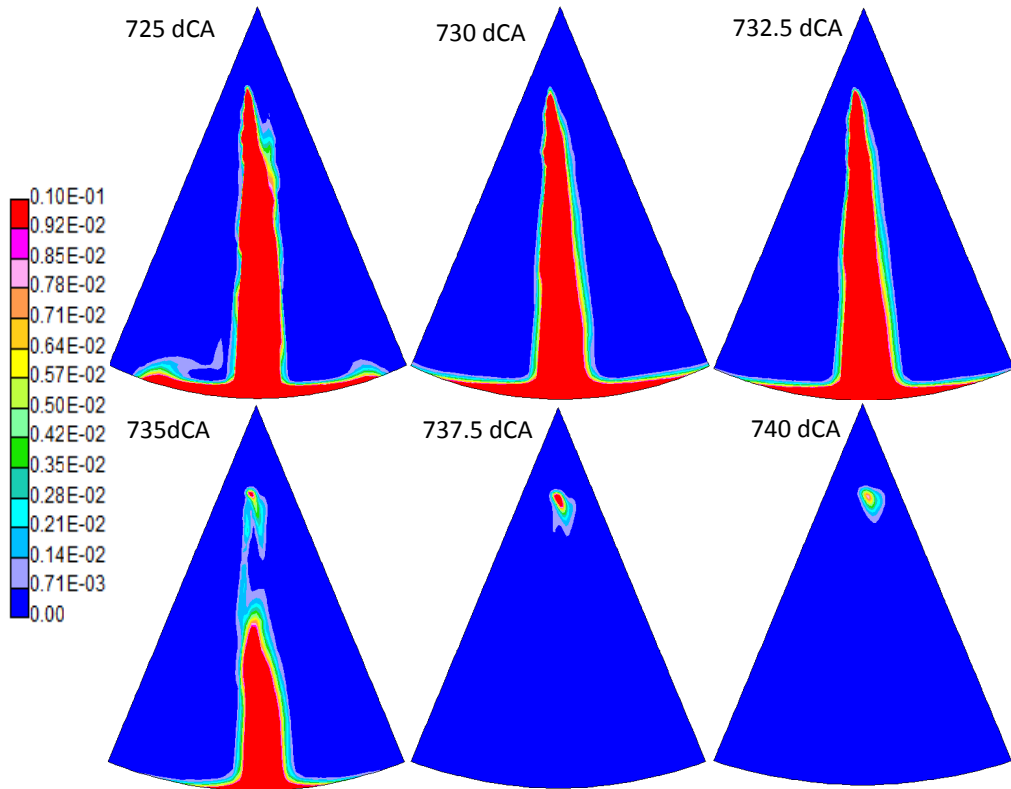
Şekil 5-29: C₁₂H₂₆ Pilot Enjeksiyon (Silindir Eksenine Dik Kesit)



Şekil 5-30: C₁₂H₂₆ Ana Enjeksiyon (Silindir Eksenine Dik Kesit)

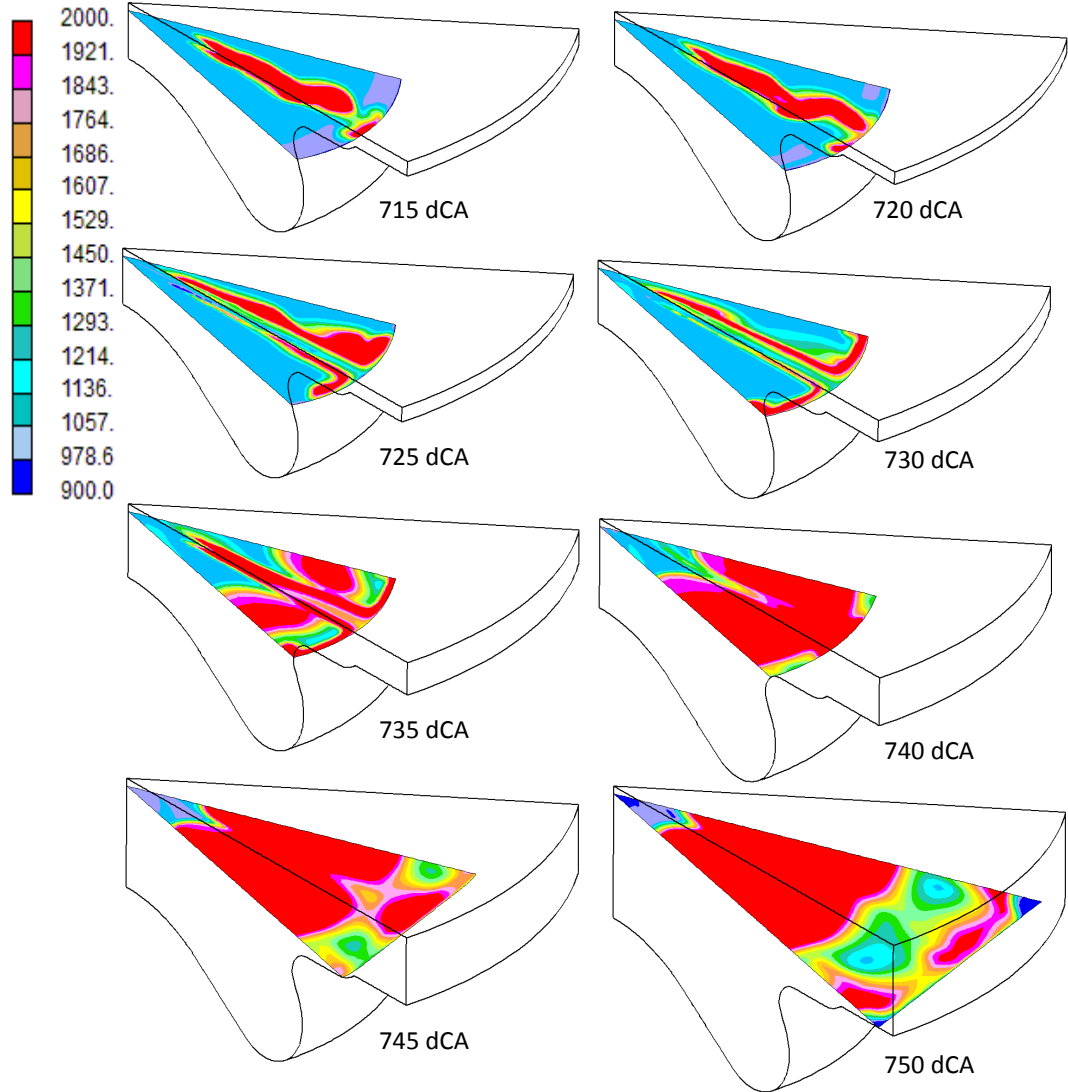


Şekil 5-31: $C_{12}H_{26}$ Pilot Enjeksiyon (Sprey Eksenine Dik Kesit)



Şekil 5-32: $C_{12}H_{26}$ Ana Enjeksiyon (Sprey Eksenine Dik Kesit)

Sprey eksenini boyunca alınan bir düzlem üzerindeki yakıt dağılımını Şekil 5-31 ve Şekil 5-32 ile gösterilmiştir. Pilot enjeksiyonun sonlandığı 704° krank açısı için enjektör çıkışında spray eksenini referans alındığında, spray ekseninin orta bölümünde sıvı yakıtın henüz buharlaşmadığı, ancak spray kenarlarına havanın nüfuz etmesiyle daha hızlı bir buharlaşma olduğu $C_{12}H_{26}$ konturlarıyla görülmektedir. Ayrıca, yakıt ilerlemesinin pilot enjeksiyon sonucunda simetrik olduğu görülmüştür. Ana enjeksiyonda ise bu simetrimin ortadan kalktığı ve yakıtın bir tarafa az da olsa daha fazla gittiği görülmüştür. Bu durumun nedenini Şekil 5-33'te spray eksenine dik olarak verilen sıcaklık konturlarıyla açıklamak mümkündür.



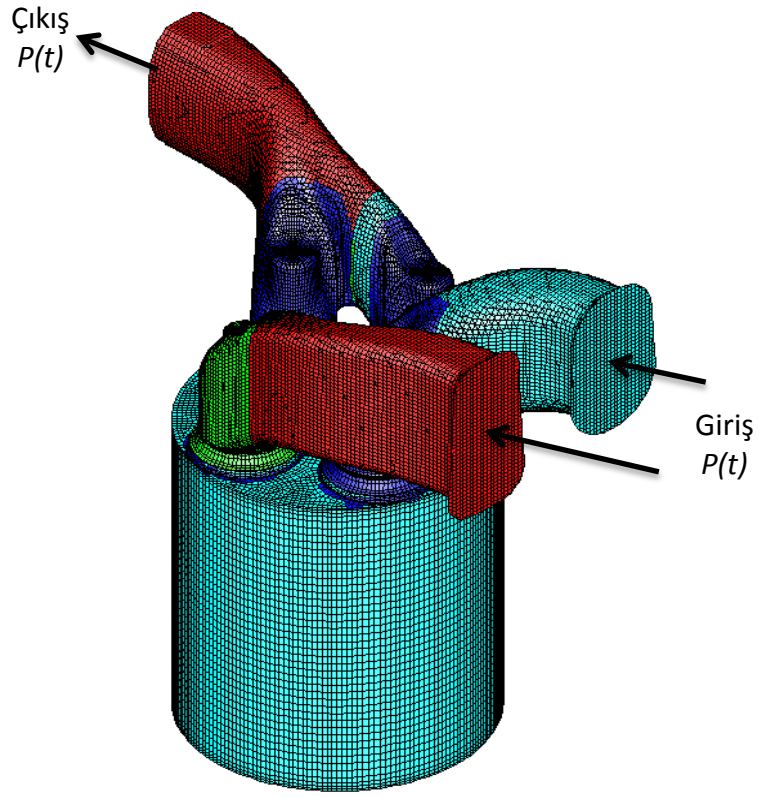
Şekil 5-33: Sprey Eksenini Boyunca İzometrik Sıcaklık Dağılımı

Sprey eksenini boyunca oluşan sıcaklık dağılımına bakıldığında, pilot enjeksiyon sonrası 715° krank açısında sıcaklığı 2000 K ve üzeri olan bölgeler bulunduğu görülmüştür. Yakıt ana enjeksiyonla spray eksenini boyunca yüksek sıcaklığa sahip bölgelere püskürtülmektedir.

Silindir içine göre daha düşük sıcaklığa sahip olan yakıtın etkisiyle sıcaklığı yüksek bölgeler bir tarafa daha yüksek oranda yayılmaktadır. Böylelikle spray eksenini boyunca sıcaklıkların biraz düştüğü ancak ana yanma işleminin başlamasıyla tekrar yükselerek yanma odası içinde yayıldığı gözlemlenmiştir. Ancak, silindir merkezinde belli bir bölgeye yeterli yakıt gitmemesinden dolayı bu bölgede sıcaklığın düşük kaldığı gözlemlenmiştir. Sprey eksenini boyunca 725° ve 730° krank açılarındaki Şekil 5-33'te gösterilen sıcaklık değerleri incelendiğinde, sıcaklığın spray eksenini üstünde daha düşük olduğu, eksen çevresinde ise daha yüksek sıcaklıklar elde edildiği gözlemlenmiştir. Sprey eksenini boyunca sıvı yakıt ve buharlaşan yakıt çok zengin bir bölge oluşturmaktadır. O nedenle spray ekseninin tam üzerinde yanmanın oluşabilmesi için gerekli yakıt-hava karışımı sağlanamaktadır. Sprey püskürtme açısının sınırları üzerinde ise çevredeki havanın nüfuz etmesiyle stokiometrik bölgeler oluşmakta ve bu bölgelerde daha iyi bir yanma gerçekleşebilmektedir. Enjeksiyonun bittiği 732° krank açısından sonra ise piston geometrisinin de etkisiyle yakıtın yayıldığı ve yanma için gerekli yakıt-hava karışımının sağlanmasıyla sıcaklığın arttığı gözlemlenmiştir.

5.5 Tam Motor Modeli Simülasyonları

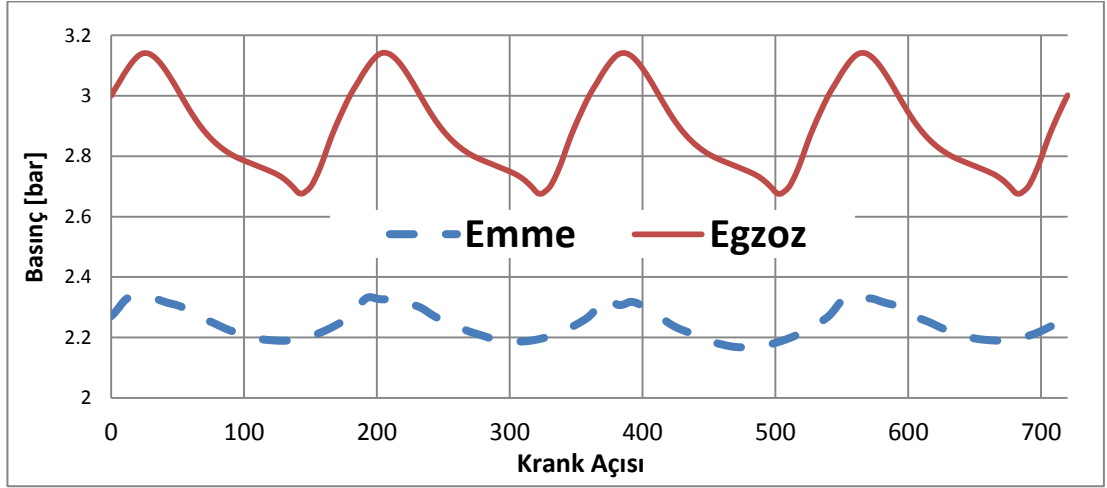
Bu bölümde hareketli piston-silindir içi akış ve yanma analizleri yapılan dizel motorun, giriş ve çıkış manifoldları, valfler ve pistonunun olduğu tek silindir geometrisi için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Şekil 5-34'te iki giriş, iki çıkış manifoldu, dört valf, piston ve silindirden oluşan geometri, akış hacmi ve sınır koşulları gösterilmiştir.



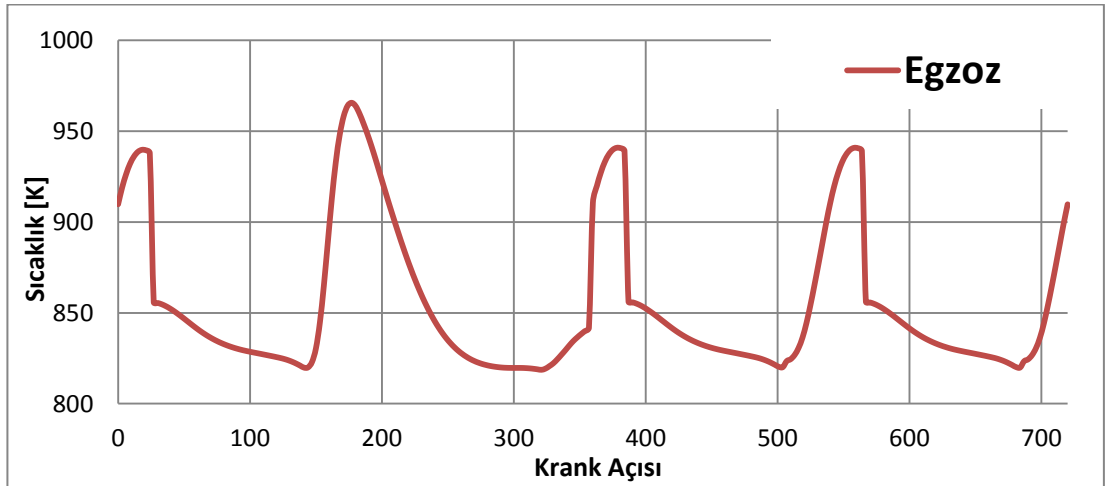
Şekil 5-34: Geometri, Akış Hacmi ve Sınır Koşulları

Manifold girişlerinde kullanılan sınır koşulları ile silindir içinde kullanılan başlangıç değerleri bir boyutlu gaz değişim analizleri sonucunda elde edilmiştir. Manifold girişlerindeki sınır koşulları zamanın (krank açısı) bir fonksiyonu olarak basınç ve sıcaklık olarak girilmiştir. Piston, silindir ve valfler için hareketli çözüm ağı sektör analizlerinde olduğu gibi STAR-CD alt modülü olan es-ICE programında gerçekleştirilmiş olup, yanma modeli, yakıt özellikleri ve sınır şartları yine es-ICE içerisinde belirlenmiştir. İki fazlı akış modellemesi, enjektörün tanımlanması,

enjeksiyon zamanlaması ve spray özellikleri ise STAR-CD içerisinde tanımlanmıştır. Şekil 5-35 ve Şekil 5-36’da emme ve egzoz için kullanılan krank açısına bağlı basınç ve sıcaklık sınır şartları sırasıyla gösterilmiştir. Bu eğriler bir boyutlu gaz değişim analizleri sonucu bir tam çevrim (720°) için elde edilmiştir.



Şekil 5-35: Emme ve Egzoz Manifoldu Basınç Eğrisi

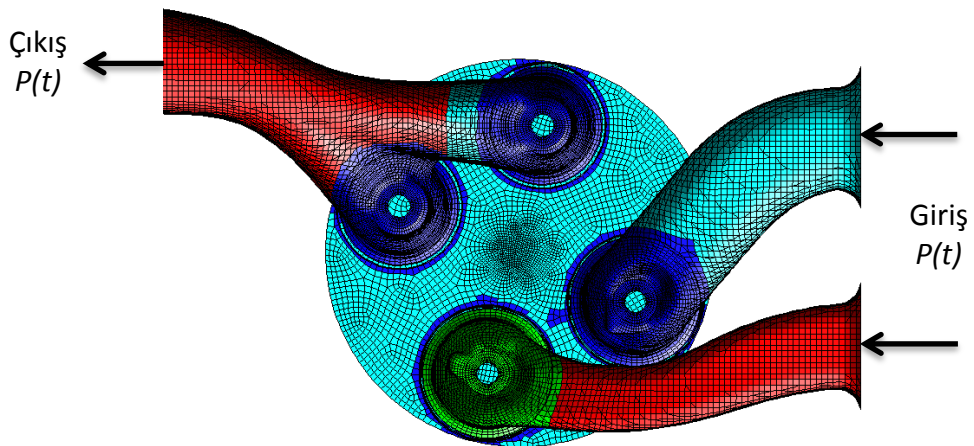


Şekil 5-36: Emme ve Egzoz Manifoldu Sıcaklık Eğrisi

Tam motor modeli simülasyonlarında başlangıç koşulları olarak Şekil 5-35 ve Şekil 5-36'da gösterilen basınç ve sıcaklık değerleri simülasyona başlanan krank açısı için kullanılmıştır. Piston yüzeyi, silindir kafası ve silindir duvarları için 500 K sabit duvar sıcaklığı verilmiştir. Manifold yüzeyleri ve valf yüzeyleri için ise adyabatik sınır koşulu tanımlanmıştır.

Simülasyonlar tam bir çevrim için 720° krank açısı boyunca gerçekleştirilmiştir. Tam çevrim ile dört zamanlı bir dizel motorun emme, sıkıştırma, yanma ve egzoz adımlarından oluşan dört aşamalı çalışma sistemi incelenmiştir. Silindir içerisindeki yatay ve dikey döngü hareketlerini arttırmaya yönelik tasarlanan manifold geometrilerinin akış ve yanma üzerindeki etkisi, tüm geometrinin modellenmesi sayesinde sektör analizlerinden farklı olarak görülmüştür. Bunun yanında yakıt-hava karışımının karakteristiği ve sprey oluşumu da incelenmiştir.

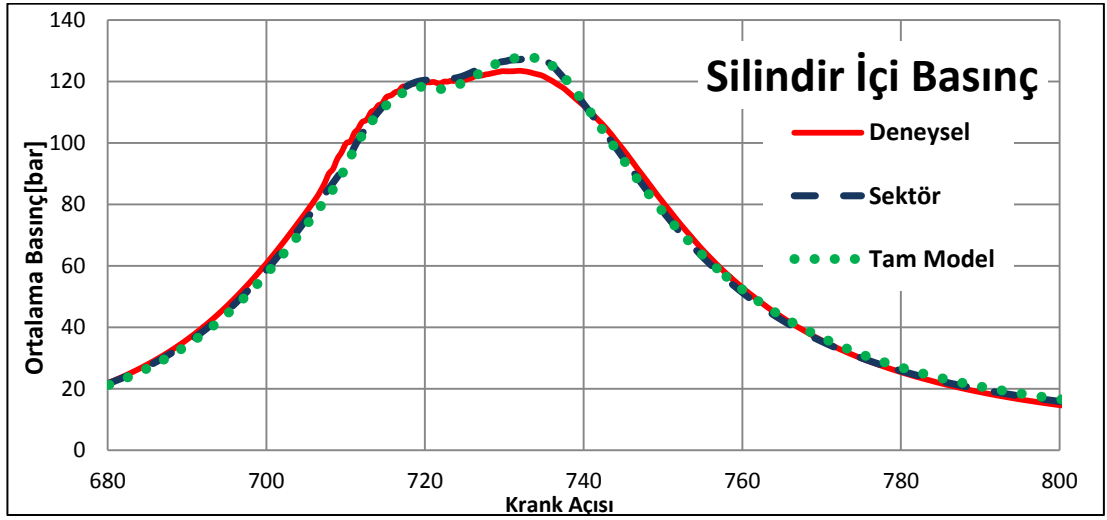
Sekizde birlik sektör analizleri ile ölçümlere en yakın sonuçları veren parametreler kullanılarak tam yük altında analizler gerçekleştirilmiştir. Şekil 5-37'de oluşturulan sayısal ağın üstten görünümü gösterilmiştir. Sayısal ağdaki hücre sayısı üst ölü noktada yaklaşık 300000, alt ölü noktada ise yaklaşık 565000'dir. Enjektör çevresinde sprey oluşumunu daha iyi tahmin edebilmek amacıyla daha küçük hücreler kullanılmıştır.



Şekil 5-37: Sayısal Ağ Üst Görünüş

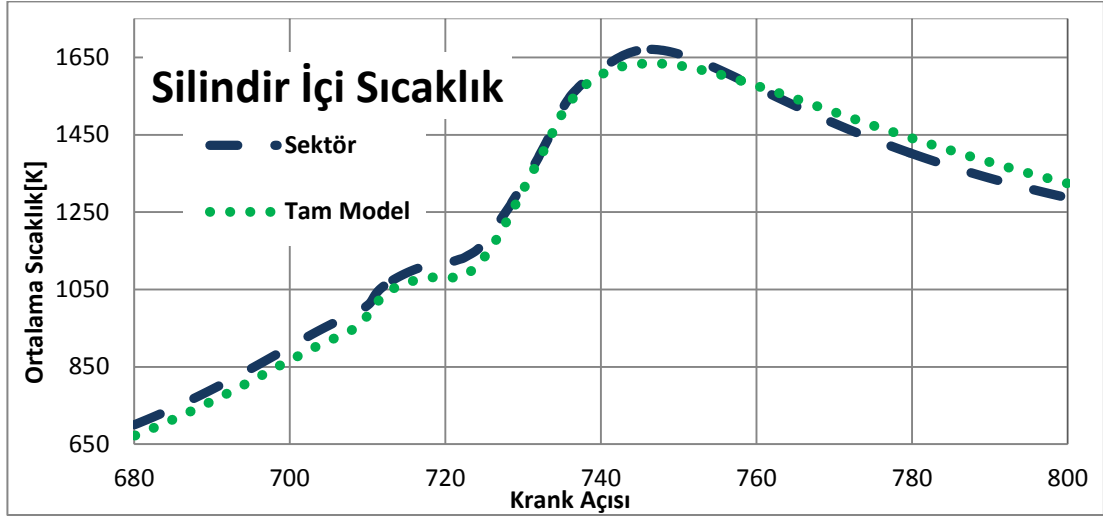
5.5.1 Tam Motor Modeli Sonuçları

Yapılan tez çalışmasının son aşaması olarak bir tam çevrim (720° krank açısı) boyunca gerçekleştirilen üç boyutlu HAD analiz sonuçları, deneysel veriler ve sekizde birlik sektör için yapılan üç boyutlu reaktif HAD analizi sonuçları ile birlikte verilmiştir.



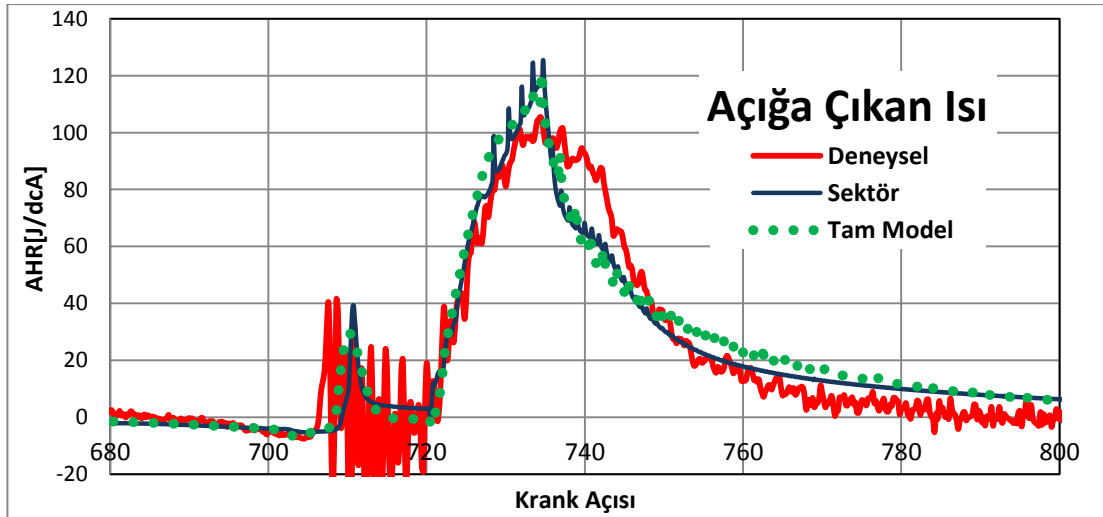
Şekil 5-38: Deneysel, 1B, Sektör ve Full Model Silindir İçi Ortalama Basınç

Silindir içi ortalama basıncın krank açısına göre değişimini gösteren Şekil 5-38 incelendiğinde, tüm geometri sonuçları ile sektör sonuçlarının birbirlerine çok yakın değerler aldığı görülmektedir. Sektör sonuçlarında ana enjeksiyon sonrası tutuşma gecikmesi süresinde basınç kaybı gerçekleşmezken, tüm geometride bu süre 1° - 1.5° krank açısı daha fazla sürerek %1'lik bir basınç kaybına neden olmaktadır.



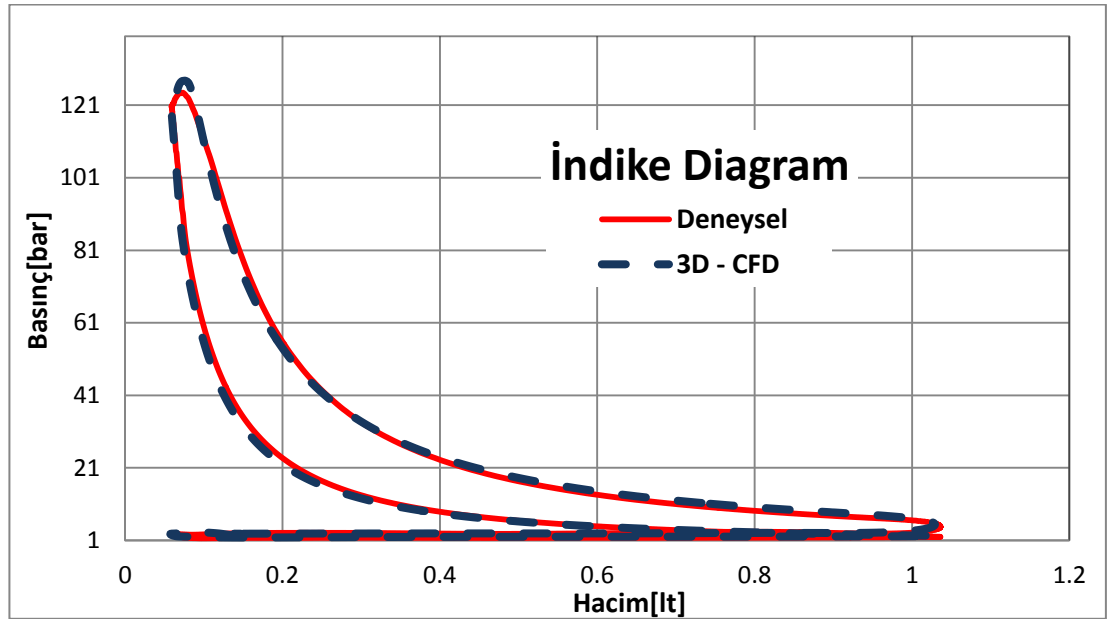
Şekil 5-39: 1B, Sektör ve Full Model Silindir İçi Ortalama Sıcaklık

Şekil 5-40 ile gösterilen krank açısına bağlı açığa çıkan ısı miktarları sektör ve tüm model sonuçları için karşılaştırıldığında genişleme adımında tüm model simülasyonunun tutuşma gecikmesinin fazla olmasından kaynaklı yanma işleminin daha geç bittiği ve buna bağlı olarak açığa çıkan ısı miktarının belli bir süre sektöre göre yüksek kaldığı gözlemlenmiştir.



Şekil 5-40: Deneysel, Sektör ve Tüm Geomeri İçin Açığa Çıkan Isı

Silindir içi ortalama basınç değerleri ölçüm sonuçları ile karşılaştırıldığında yaklaşık %2'lik bir farkın olduğu görülmektedir. Açığa çıkan ısı değerine bakıldığında ise özellikle pilot ve enjeksiyonun devam ettiği bölümlerde ölçüm değerleri ile paralel sonuçların elde edildiği, ancak yanmanın farklı hızlarda devam ettiği görülmektedir. Sektör ve tüm model sonuçlarının birbirlerine yakınlığı düşünüldüğünde, özellikle yanma, sprey, alevin yayılması gibi konuların araştırılması için daha az hesaplama zamanı alan sektör simülasyonları tercih edilebilir. Bu çalışmada 30 Çekirdek'li cluster ile yapılan çözümlerde aynı parametrelere sahip sektör simülasyonunun hesaplama süresi 30 saat iken, tüm model için bu süre yaklaşık 3 kat daha uzun sürerek 80 saat olmaktadır.



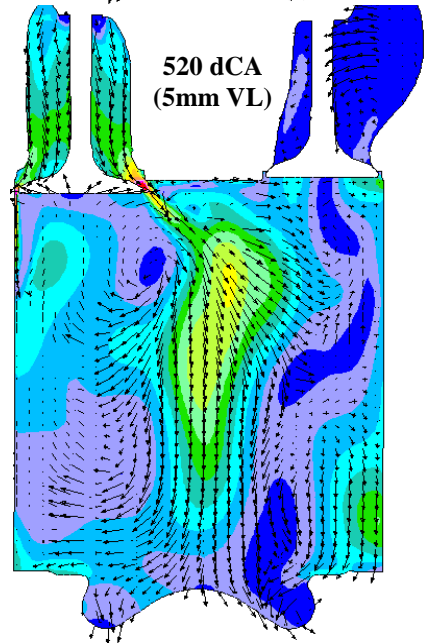
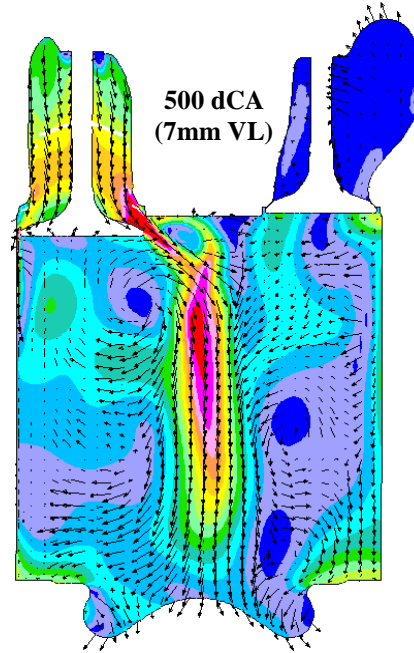
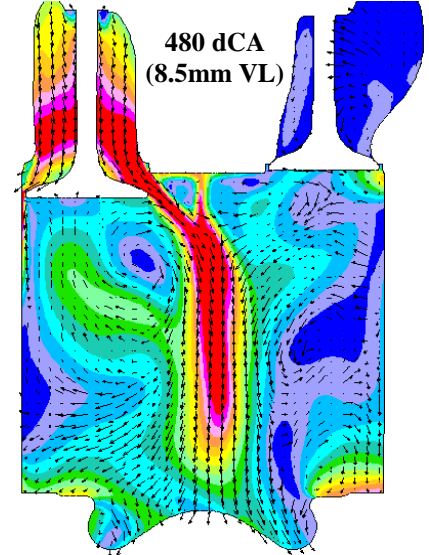
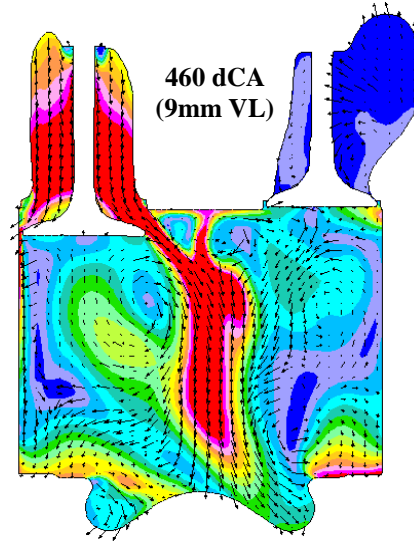
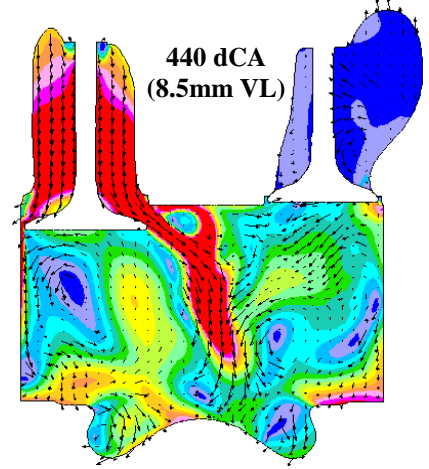
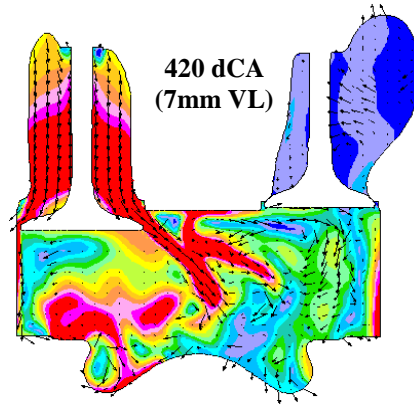
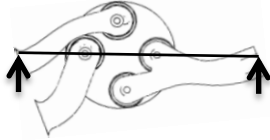
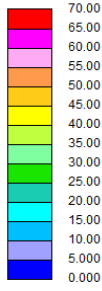
Şekil 5-41: TIER IV Motoru İndike Diagramı

Şekil 5-41'de Tier IV motoru için HAD ve deneysel sonuçların gösterildiği P-V diagramı verilmiştir. Ölçüm sonuçları ile deneysel sonuçların yüksek doğrulukta uyduğu görülmektedir. Silindir içi maksimum ortalama basınç değerine bakıldığında ikisi arasında %2'lik bir basınç farkı vardır. Emme valfi kapandığındaki silindir içi ortalama basınç değeri 2.81 bar olarak ölçülmüştür. HAD simülasyonu sonucundaki bu değer ise 2.98 bar olarak elde edilmiştir.



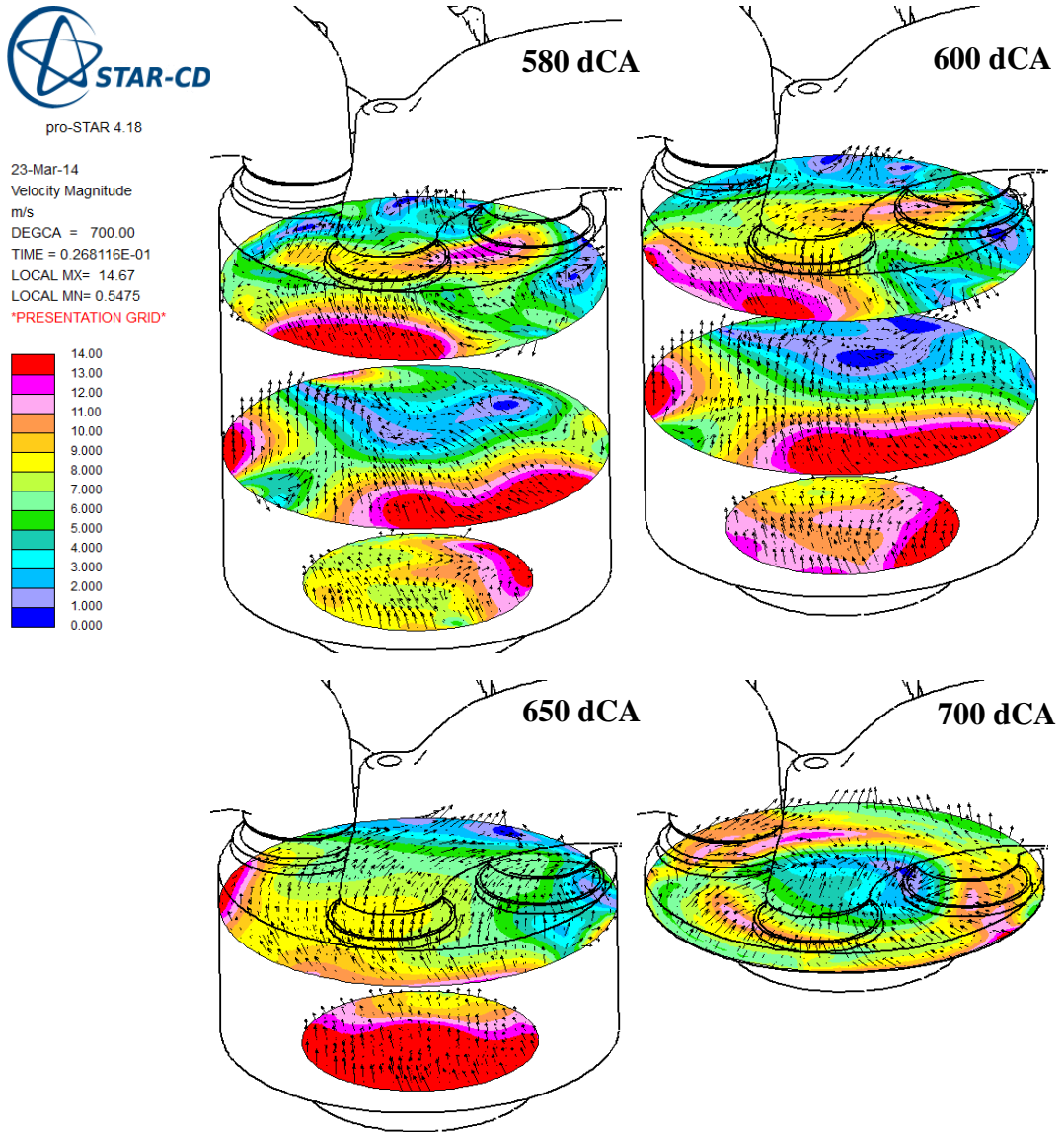
pro-STAR 4.18

23-Mar-14
Velocity Magnitude
m/s
DEGCA = 500.40
TIME = 0.123478E-01
LOCAL MX= 99.09
LOCAL MN= 0.6164E-01
PRESENTATION GRID



Şekil 5-42: Dikey Düzlemde Silindir İçine Alınan Hava Hızı

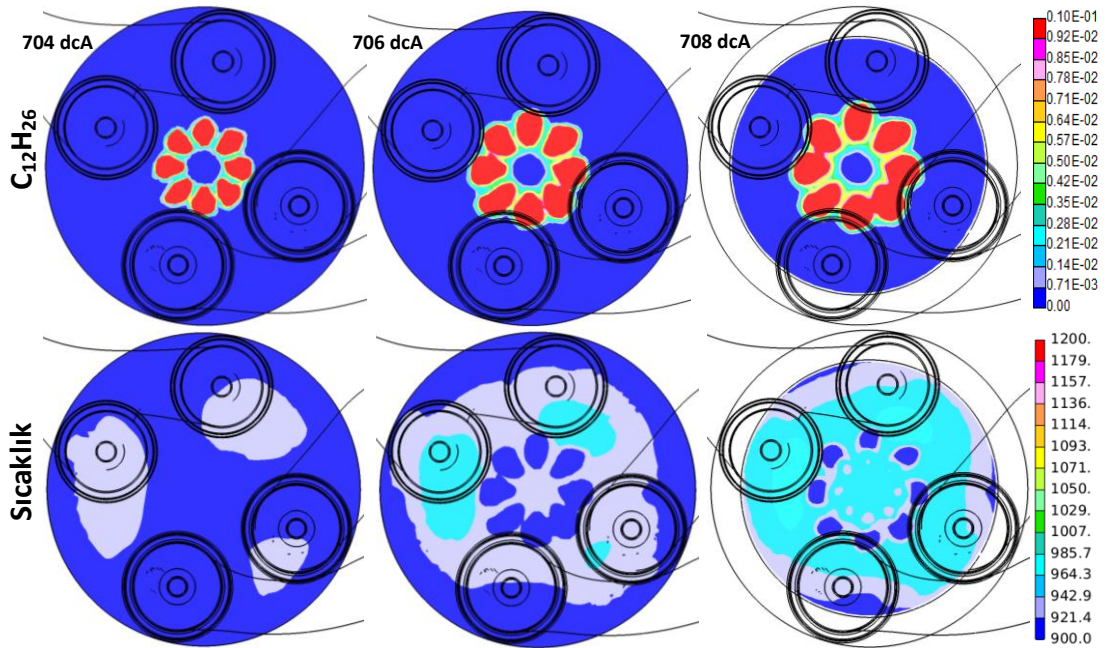
Silindir içine emme manifoldundan alınan havanın akışı Şekil 5-42’de gösterilmiştir. Farklı valf açılarına göre silindir eksenine dikey düzlemde alınan hız büyüklükleri vektör ve kontur olarak verilmiştir. Emme manifoldu geometrisine bağlı olarak emilen havanın silindir içerisinde oluşturduğu dikey döngü hareketi, tumble, açıkça görülmektedir. 420° krank açısında ve valf açıklığının 7 mm olduğu durumda emilen havanın hızı 150 m/s’ye kadar çıkmaktadır. Oluşan bu yüksek hızlar, silindir içerisindeki havanın oluşturduğu hareketin şiddetini artırarak yakıt-hava karışımının daha homojen olmasına katkı sağlamaktadır.



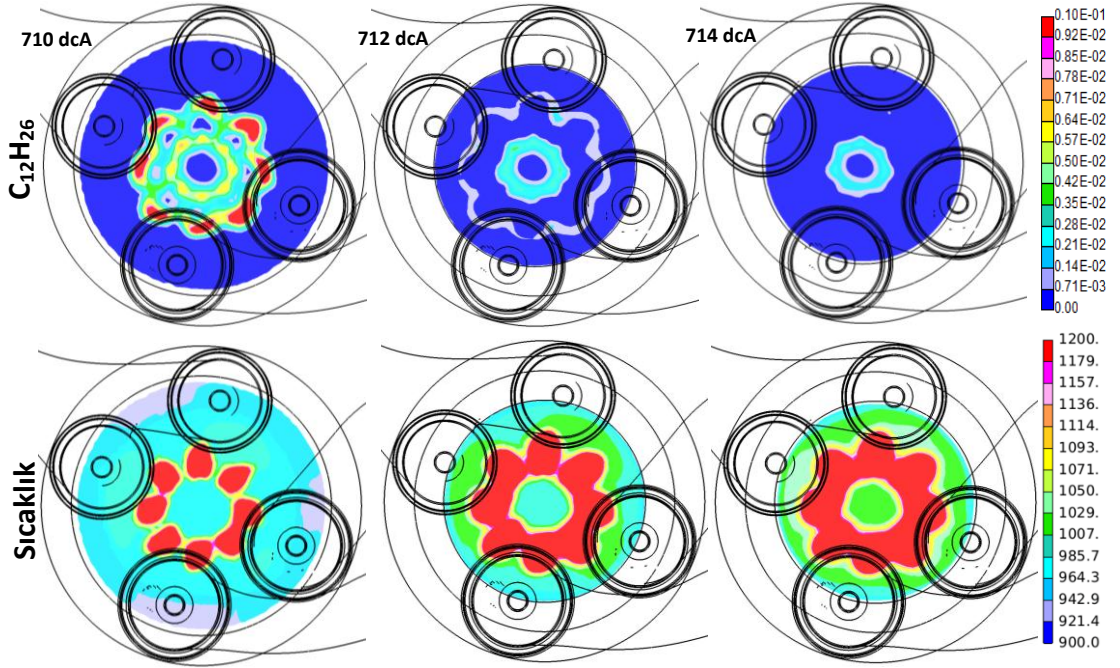
Şekil 5-43: Yatay Düzlemde Silindir İçi Hava Hareketi

Silindir içerisinde oluşan yatay döngü hareketi, Swirl, farklı krank açıları için Şekil 5-43'te gösterilmiştir. Havanın yatay düzlemdeki döngü hızı 10 m/s civarında olmaktadır. Pilot enjeksiyonun başlamasından hemen önceki 700° krank açısı değerinde yatay döngünün devam ettiği ve püskürtülen yakıt ile havanın daha iyi karışabilmesine olanak sağlayacağı görülmektedir. Hem yatay hem de dikey döngü hareketleri şiddetinin artması daha iyi yakıt-hava karışımı sağlayarak yanma odasında stokiyometriye daha yakın yanmanın gerçekleşmesini sağlayacaktır. Böylelikle, motor performansı olumlu etkileneceği gibi yanma sonucu oluşan emisyonların da azalması sağlanacaktır.

Pilot enjeksiyonla püskürtülen yakıtın dağılımı ve yanma sonucu oluşan sıcaklık dağılımları ise Şekil 5-44 ve Şekil 5-45'te gösterilmiştir. Şekil 5-44'te gösterilen 704°, 706° ve 708° krank açılarındaki yakıt dağılımında sekiz enjektör deliğinden çıkan yakıt buharının çok benzer olduğu görülmektedir. Pilot enjeksiyon başlangıcında silindir içi sıcaklıklar 750 K olması ve sıkıştırmanın henüz tamamlanmamış olmasından dolayı yanma işlemi ancak 708° krank açısından sonra başladığı görülmektedir. Bu krank açısında silindir içi ortalama sıcaklıkların 950 K civarında olduğu görülmüştür.



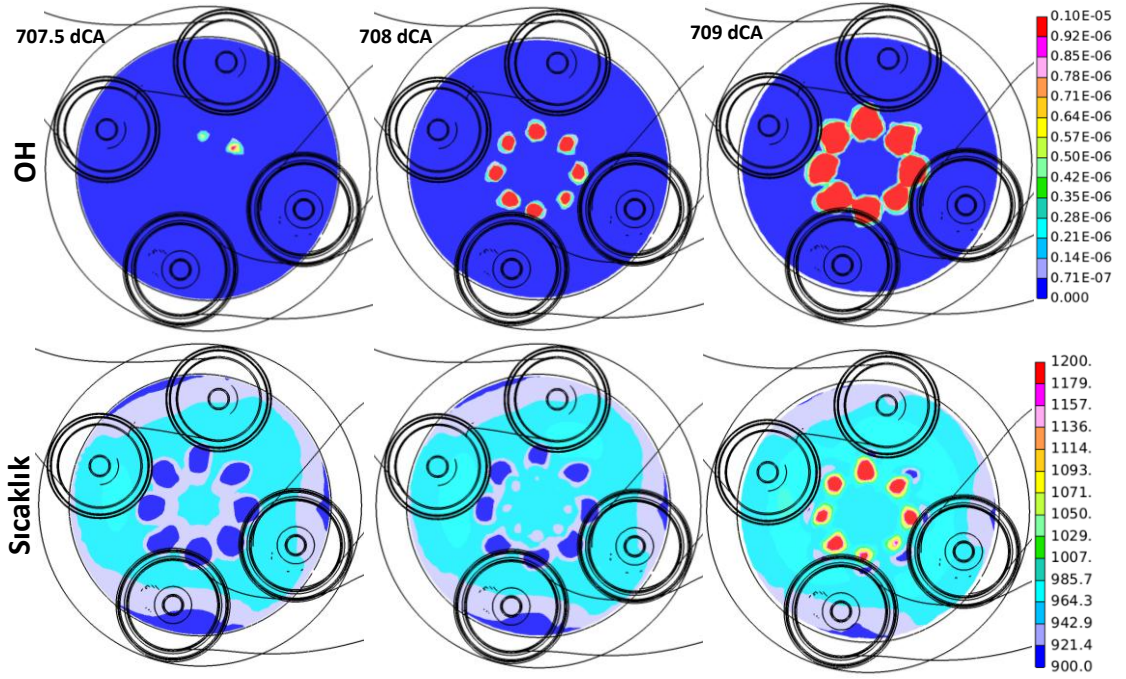
Şekil 5-44: 704°, 706° ve 708° Krank Açılarında Yakıt ve Sıcaklık Konturları



Şekil 5-45: 710°, 712° ve 714° Krank Açılarında Yakıt ve Sıcaklık Konturları

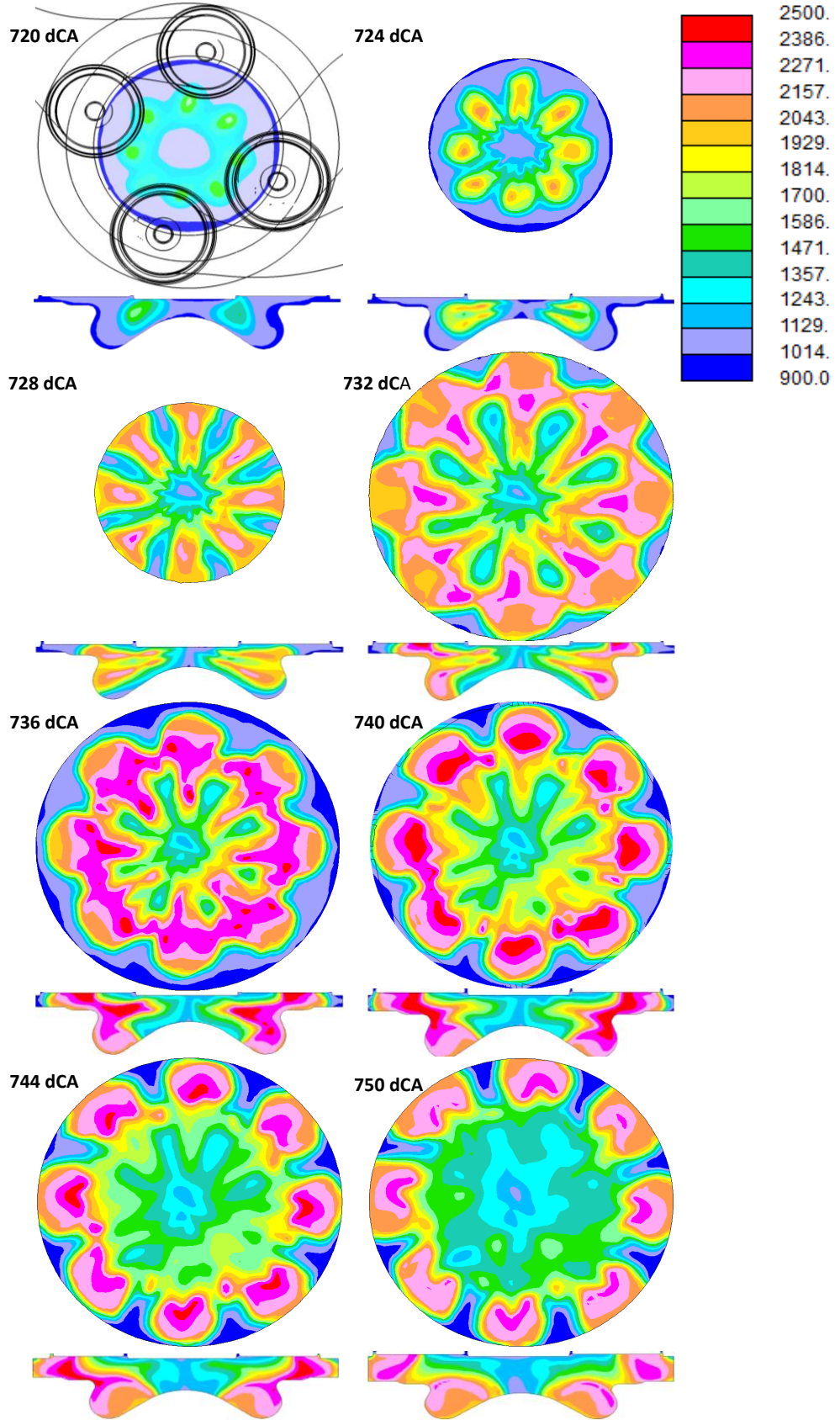
714° krank açısında yakıtın hemen hemen bittiği ve pilot enjeksiyon sonucu oluşan yanma işlemiyle 1800 K gibi maksimum sıcaklıkların çıktığı gözlemlenmiştir. Ana enjeksiyonla püskürtülen yakıt ise, pilot gibi tamamen soğuk havanın (750 K) olduğu silindir içine değil de 1800 K gibi sıcaklıkların olduğu bir ortama püskürtülmesiyle daha çabuk buharlaşması sağlanmaktadır.

Tutuşma gecikmesi dizel motorlarda enjeksiyonun başlaması ile yanma işleminin başlaması arasındaki süre aralığı olarak ifade edilir [1]. Pilot enjeksiyon sonucu tutuşma gecikmesini belirlemek amacıyla Şekil 5-46'da hidroksil radikali (OH) ve sıcaklık dağılımının konturları gösterilmiştir. Sıcaklık değerlerinin 709° krank açısıyla artmaya başladığı görülmektedir, ancak reaksiyonların 707.5° krank açısında başladığı ve yanma sonucu OH radikalinin oluşmaya başladığı gözlemlenmiştir. Pilot enjeksiyon 701.7° krank açısında başladığından dolayı, incelenen motor için pilot enjeksiyon sonucu tutuşma gecikmesi 6 dereceye karşılık gelen 0.43 milisaniyedir. Bu değer büyüklüğü yakıtın atomizasyonu, yakıt-hava karışımının özelliği ve silindir içi sıcaklıklara bağlı olarak değişmektedir.

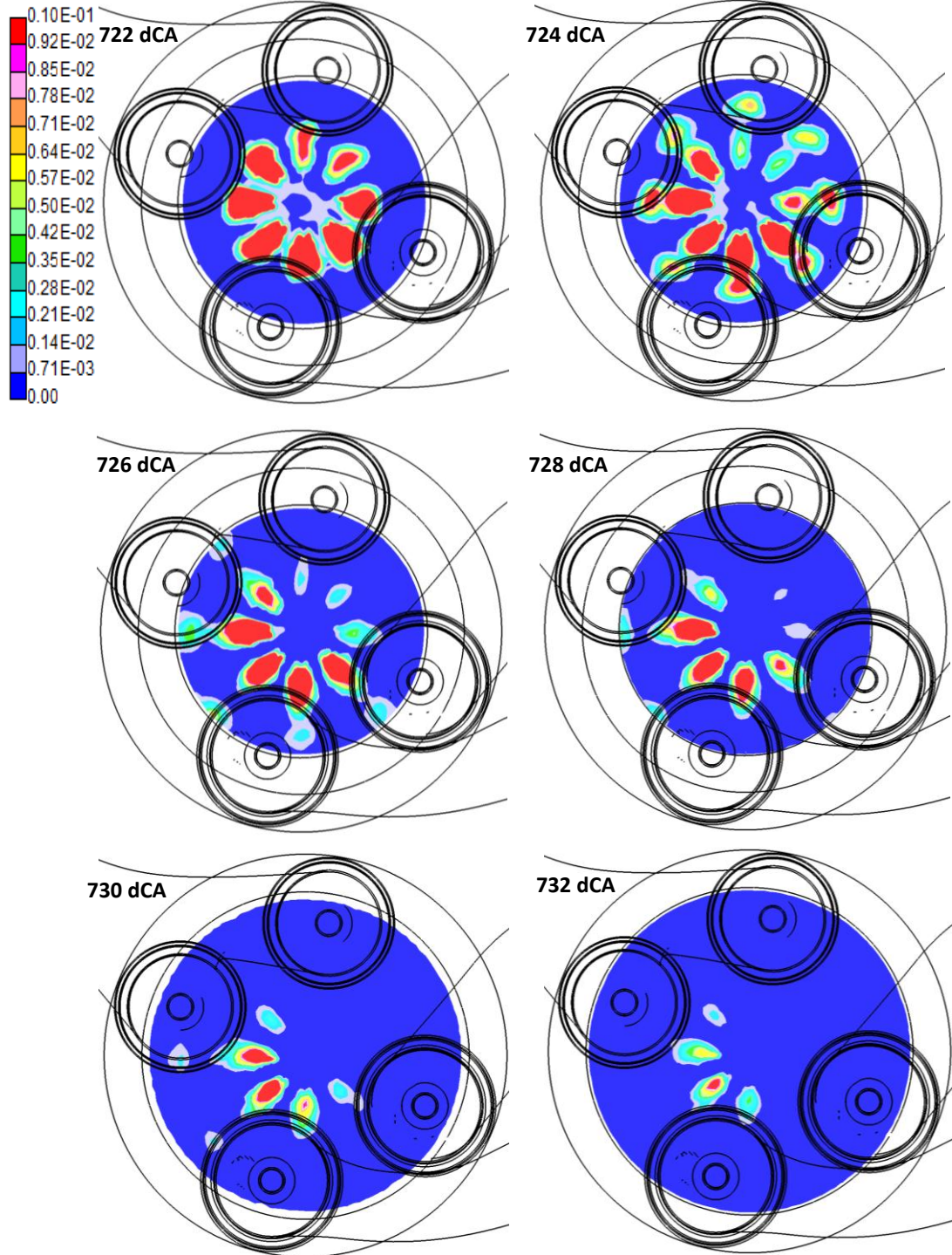


Şekil 5-46: Pilot Enjeksiyon Sonucu OH ve Sıcaklık Konturları

Farklı krank açıları için yanma odası içerisinde oluşan sıcaklıklar ise Şekil 5-47’de gösterilmiştir. Üst görünüşteki sıcaklıklar silindir kafasından 3 mm aşağıda alınan yatay düzlem üzerinde gösterilmiştir. Birbirlerine simetrik olan enjektör deliklerinden geçen düzlemdeki sıcaklıklar ise yan görünüşte verilmiştir. Yatay düzlemdeki sıcaklık dağılımlarına bakıldığında sekiz enjektörün etkisi görülmektedir. Enjektörlerden çıkan yakıtın yanma sonucu oluşturduğu sıcaklık dağılımının birbirlerine yakın olması silindir içerisindeki yatay döngü hareketinin yeterince güçlü olmadığını göstermektedir. Ana püskürtmenin başladığı 720° krank açısında, pilot yanma sonucu ortaya çıkan ve 1300 K civarında sıcaklıkların olduğu bir bölge görülmektedir. Ana yanma işleminin başlamasıyla 736° krank açısında alevin yayılması gözlemlenmiştir. Yerel sıcaklıklara bakıldığında 2500 K değerlerinin görüldüğü, silindir içi ortalama sıcaklıkların ise 1900K-2000K civarında olduğu görülmüştür. Yanmanın ilerleyen safhalarında (750 dCA) sıcaklığın piston merkezi ile duvarlar arasındaki bölgelerde homojenleştiği, piston merkezinde 1600 K’lerde kaldığı görülmüştür.



Şekil 5-47: Tam Model için Sıcaklık Dağılımı (Üst ve Yan Görünüş)



Şekil 5-48: Tam Model için Buharlaştırmış Yakıt Dağılımı (Üst Görünüş)

Şekil 5-48'de tüm motor geometrisi için ana enjeksiyonla püskürtülen yakıtın dağılımı ana enjeksiyon bitimine kadar gösterilmiştir. 722° krank açısına bakıldığında püskürtülen sıvı yakıtın buharlaşmasının başladığı görülmektedir. Bunun yanında oluşan yakıt dağılımının enjeksiyonun başlarında iki enjeksiyon deliği hizası hariç homojene yakın olduğu görülmüştür. Bu durum silindir içi yatay hızların incelendiği konturlarda da görüldüğü gibi, çok güçlü bir döngü hareketinin olmadığını göstermektedir. Püskürtmenin bittiği krank açısında ise buharlaşan yakıtın çok daha hızlı yanma işlemine dahil olduğu görülmektedir. Ancak, yakıt dağılımındaki düzensizlik araştırılması gereken bir konu olarak göze çarpmaktadır.

6. TARTIŞMALAR ve GELECEK ÇALIŞMALAR

Bu tez çalışmasında, TIER IV emisyon seviyesine sahip bir dizel motorun akış ve yanma simülasyonları HAD, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bir boyutlu gaz değişim analizleriyle çalışılan motorun performans karakteristiği tüm çalışma devirlerinde elde edilmiştir. Elde edilen güç ve tork değerleri deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak analizlerde kullanılan metodolojinin doğrulanması sağlanmıştır. Doğruluğu yüksek sonuçlar elde edilmesiyle bir boyutta gerçekleştirilen gaz değişim analizlerinin motor ön tasarımı yapılırken güçlü bir yöntem olarak kullanılabilceği görülmüştür. Emisyon sonuçlarına bakıldığında ölçüm değerlerine göre ciddi farklar olduğu ancak değişen parametreler göre eğilimleri doğru öngürdüğü söylenebilir. Ayrıca, bir boyutlu gaz değişim analizleriyle elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri üç boyutlu reaktif HAD simülasyonları için başlangıç ve sınır şartı olarak kullanılmıştır.

Daimi rejimde isothermal olarak yapılan üç boyutlu HAD simülasyonları ile emme manifoldu geometrisinin silindir içi yatay döngü hareketine olan etkisi incelenmiştir. Farklı valf açıklıklarına göre yapılan simülasyonlar sonucunda valf açıklığının yatay döngü şiddeti sayısını arttırdığı gözlemlenmiştir. Simülasyonlardan elde edilen hız değerleriyle hesaplanan döngü şiddeti sayıları ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve birbirlerine yakın eğilimlerde olduğu ortaya konulmuştur. Ancak, döngü şiddeti sayısı sonuçları ölçüm sonuçlarından %50 oranında farklıdır. Bu farkın nedenlerini tespit etmek amacıyla daha yüksek hesaplama hücrelerine sahip sayısal ağlar, farklı türbülans modelleri ve gerçek durumu daha iyi modelleyen giriş-çıkış arasında basınç farkı verilerek analizler gerçekleştirilebilir.

Reaktif üç boyutlu HAD simülasyonları ise sekizde birlik sektör ve emme-egzoz stroklarının modellendiği tam motor geometrisi ile gerçekleştirilmiştir. Simetrik piston geometrisi ve enjektör delik sayıları sayesinde valflerin kapalı olduğu durum için sekizde birlik reaktif sektör simülasyonları yapılmıştır. Sayısal ağ, zaman adımı ve türbülans model çalışması bu bölümde gerçekleştirilmiştir. Sıvı yakıtın buharlaşması ve sprey oluşumu Lagrangian yöntemiyle analiz edilmiştir. Silindir içi ortalama basınç değeri ve açığa çıkan ısı miktarları deneysel sonuçlarla

karşılaştırılmış ve doğrulanması yapılmıştır. Silindir içi ortalama basınç sonuçlarına bakıldığında deney ile HAD sonuçları arasında %2'lik bir fark gözükmemektedir. Ayrıca, EGR yüzdesinin yanma sonucu oluşan NO ve İs (Soot) kütle oranlarına etkisi araştırılmıştır. EGR artışına paralel olarak silindir içi sıcaklıkların düştüğü ve oluşan NO miktarında da azalma olduğu görülmüştür. Oluşan İs kütlesi ise NO ile ters orantılı olarak artmıştır. Her iki emisyonun optimum değerinde olduğu EGR oranı %14 olarak bulunmuştur ve bu değer 2300 rpm için optimum değer olduğu ortaya konulmuştur. Tüm motor modeli ile yapılan reaktif üç boyutlu simülasyon sonuçlarının sektör sonuçlarına yakın olduğu görülmektedir. Bu nedenle özellikle yanma, sprey oluşumu gibi analizlerin CPU süreleri düşünülerek sektör simülasyonlarıyla yüksek doğrulukta elde edilebileceği görülmüştür. Emme ve egzoz stroklarının dahil edilmesiyle silindir içerisine alınan havanın karakteristiği ve yakıt-hava karışımına etkisi incelenmektedir. Pilot enjeksiyon için tutuşma gecikmesinin 6° krank açısına karşılık gelen 0.43 ms olduğu hesaplanmıştır.

Tam motor modeli ve sektör simülasyonlarıyla hem performans hem de emisyonlar için gerçekçi değerler elde edilmiştir. İleride gerçekleştirilecek olan detaylı yanma analizlerinde DARS (Digital Analysis of Reaction Systems) gibi kompleks kimyasal modeller kullanılarak, yanma kimyası ve emisyonların daha detaylı şekilde ele alınması planlanmaktadır. Ayrıca, silindir içi türbülanslı akışı daha doğru hesaplamak amacıyla LES (Large Eddy Simulation) yaklaşımı kullanılacaktır. Emisyonların daha gerçekçi tahmin edilmesiyle motorda kullanılacak egzoz gazı temizleme (aftertreatment) sistemlerinin kapasitelerinin daha doğru öngörülmesi düşünülmektedir. Bunun yanında, egzoz gazı bileşimleri sınır koşulu olarak kullanılarak SCR, DOC ve DPF gibi egzoz gazı temizleme sistemlerinin HAD analizleri yapılması planlanmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Heywood, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, Inc., New York, 1988.
- [2] Gosman, A.D., Dynamics, Developments in Industrial Computational Fluid, Institution of Chemical Engineers Trans IChemE, 76, 1998.
- [3] Arcoumanis, C., Cutter, P., Whitelaw, D.S., Heat Transfer Processes in Diesel Engines, Institution of Chemical Engineers Trans IChemE, 76, 1998 .
- [4] Payri, F., Benajes, J., Margot, X., Gil, A., CFD Modeling of the In-Cylinder Flow in Direct Injection Diesel Engines, Computers & Fluids, 33, 995-1021, 2004 .
- [5] Jayashankara, B., Ganesan, V., CFD, Effect of Fuel Injection Timing and Intake Pressure on the Performance of a DI Diesel Engine – A parametric study using, Energy Conservation Management, 51, 1835-1848, 2010.
- [6] Bharathi Prathibha, V.V., Prasanthi, G., Influence of in Cylinder Air Swirl on Diesel Engine Performance and Emission, International Journal of Applied Engineering and Technology, 1, 113-118, 2011 .
- [7] Payri, J.V., Benajes and M lapuerta, The Effect of Air Swirl on the Combustion Process on D.I. Diesel Engine, International Symposium COMODIA, 545-550, 1990.
- [8] Razak, A., George, J., Arivazgahan, S., Vinayagam, N., Gavaskar, T., Experimental Investigation and Modeling of a Four Stroke Single Cylinder DI Diesel Engine under Various Injection Timing, Int. Journal of Engineering Science and Technology, 4, 8, 2012.
- [9] Kolade, B., Morel, T., Kong, S., Combustion, Coupled 1D/3D Analysis of Injection and Diesel Engine.
- [10] Djavareshkian, M.H., Ghasemi, A., Investigation of Jet Break-Up Process in Diesel Engine Spray Modeling, Journal of Applied Sciences, 9, 2078-2087, ISSN 1812-5654, 2009.
- [11] Baumgarten, C., Mixture Formation in Internal Combustion Engines. 1st Edn., Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN:130-540-30835-0, New York, 2006.
- [12] Brink, A, Mueller, C., Kilpinen, P., Hupa, M., Possibilities and Limitations of the Eddy Break –Up Model, Combustion Flame, 123, 275-279, 2000.

- [13] Burger, M., Klose, G., Rottenkolber, G., Schmehl, R., Giebert D., A Combined Eulerian and Lagrangian Method for Prediction of Evaporating Sprays, *J.Eng. Gas Turbines Power*, 142, 481-488, 2002 .
- [14] Reitz, R.D., Rutland, C.J., Development and Testinf of Diesel Engine CFD Models, *Prog. Energy Combustion Sci*, 21, 173-196, 1995 .
- [15] Dederichs, A.S., Balthasar, M., Mauss, F., Combustion, Modeling of NO_x and Soot Formation in Diesel, *Oil & Gas Science Technology*, 54, 245-249, 1999 .
- [16] Zellat, M., Abouri, D., Conte, T., Advanced Modelinf od DI Diesel Engines: Investigation on Combustion, High EGR Level and Multiple-Injectim Application to DI Diesel Combustion Optimization, *Chicago Diesel Engine Conference*, 2005 .
- [17] Han, Z., Uludogan, A., Hampson, G.J., Reitz, R.D., Mechanism of Soot and NO_x Reduction Multiple-Injection in a Diesel Engine, SAE, 960633, 1996.
- [18] Lechner, G.A., Jacobs, T.J., Chryssakis, C.A., Assanis, D.N., Siewert, R.M., Evaulation of a Narrow Spray Angle, Advanced Injection Timing Strategy to Achieve PPCI Combustion in a Diesel Engine, 2005-01-0167, SAE, 2005 .
- [19] Wakisaka, T., Fujimoto, H., Matsukawa, Y., Takada, Y., Three-dimensional Numerical Analysis of Combustion Process Based on Chemical Kinetic Model in High-EGR DI Diesel Engine, *Journal of JIME*, 43, 6, 2008.
- [20] Pulkrabek, W.W., *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, Prentice Hall, NewJersey, 2003 .
- [21] Takaishi, T., Numata, A., Nakano, R., Sakaguchi, K., Approach to High Efficiency Diesel and Gas Engines, Mitsubishi Heavy Industries Ltd. Technical Review, 45, 1, 2008 .
- [22] Karaaslan, S., Yüksek Hızlı Gaz Örneklem Cihazı Kullanılarak Belirli Krank Mili Açılarında Oluşan Emisyonların Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2008.
- [23] Genean, V., *Internal Combustion Engines*, McGraw-Hill Inc., New York, USA, 1996.
- [24] FIAT Industrial, 2011.
- [25] Li, J., Yang, W.M., Maghbouli, A., Chou, S.K., Effects of Piston Bowl Geometry on Combustion and Emission Characteristics of BioDiesel Fueled Diesel Engines, *Fuel*, 120, 66-73, 2013.

- [26] Rajamani, V.K., Schoenfeld, S., Dhongde, A., Parametric Analysis of Piston Bowl Geometry and Injection Nozzle Configuration using 3D CFD and DoE, SAE International, 10.4271/2012-01-0700, 2012.
- [27] Walke, P.V., Deshpande, N., Bodkhe, R.G., Impact of Exhaust Gas Recirculation on the Performances of Diesel Engine, WCE 2008, Vol II, 2008.
- [28] Gunabalan, A., Tamilporai, P., Ramaprabhu, R., Effects of Injection Timing and EGR on DI Diesel Engine Performance and Emission-using CFD, Journal of Applied Sciences 10(22), 2823-2830, 2010.
- [29] STAR-CD 4.20, "Methodology", 2013.
- [30] Yakhot, V., Orszag, S.A., Thangam, S., Gatski, T.B. & Speziale, C.G., "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique", Physics of Fluids A, Vol. 4, No. 7, pp1510-1520, 1992.
- [31] Menter, F.R. 1993. 'Zonal two equation k- ϵ turbulence models for aerodynamic flows', Proc. 24th Fluid Dynamics Conf., Orlando, Florida, USA, 6-9 July, Paper No. AIAA 93-2906..
- [32] Colin, O., Benkenida, A., The 3-Zones Extended Coherent Flame Model (ECFM3Z) for Computing Premixed/Diffusion Combustion, Oil & Gas Science and Technology, Vol.59, No.6, pp. 593-609, 2004.
- [33] Colin, O., Benkenida, A., A 3D Modeling of Mixing , Ignition and Combustion Phenomena in Highly Stratified Gasoline Engines, Oil & Gas Science and Technology, Rec. IFP, 58, 1 ,47-62, 2003.
- [34] Metghalchi, M. and Keck, J.C, .Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature, Combust. Flame, 48, pp. 191-210, 1982.
- [35] Das,S., HoutzP.J. and Reitz , R.D., Effect of injection spray angle and combustion chamber on engine performance and emission characteristics of a large bore Diesel engine, ICE-Vol.32-1, 1999 Spring Techn Conf., ASME 1999.
- [36] AVL Boost, "Theory Guide", 2013.
- [37] Andree, A. and Pachernegg, S. J., "Ignition Conditions in Diesel Engines", SAE 690253.

- [38] Reinhardt, H., "Modellierung des Zündverzuges bei Mehrfacheinspritzungen aufgeladener Dieselmotoren mit Direkteinspritzung innerhalb der thermodynamischen Prozessrechnung". Abschlussbericht. FVV Heft 870, 2008.
- [39] Eguz, U., Numerical Investigation of Mixture Formation and Combustion in PCCI Conditions, Master Thesis, Eindhoven University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, 2009.
- [40] C. Baumgarten, "Mixture formation in internal combustion engines", Springer, Heidelberg, 2006.
- [41] Reitz, R.D. and Diwakar, R., Effect of drop breakup on fuel, 1986.
- [42] STAR-CD 4.20, "User Guide", 2013.
- [43] Obermeier, F., Modeling of nozzle-flow, IDEA Project, Subprogram A1, March, 1991.
- [44] Gosman, A.D. and Marooney, C.J., Development and validation of a computer code for Diesel combustion, IDEA Project, Subprogram E1, October, 1991.
- [45] Bai, C. and Gosman, A.D., Development of methodology for spray impingement simulation, SAE Technical Paper Series 950283, 1995.
- [46] Varde, K.S., Popa, D.M., Varde, L.K., Spray Angle and Atomization in Diesel Sprays. SAE 841055, SAE World Congress, Detroit, USA, 1984.
- [47] Crnojevic, C., Decool, F., Florent, P., Swirl Measurements in a Motor Cylinder, Experiments in Fluids 26, 542-548, 1999.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : GÜNEY, Hakan
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 10.08.1988 Bursa
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (535) 508 58 95
e-mail : hguney@etu.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek Lisans	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi	2014
Lisans	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi	2011
Lise	Balıkesir Fen Lisesi	2006

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
03.2012-	TürkTraktör Ziraat Makinaları A.Ş. AR-GE	Simülasyon(CFD) Mühendisi
09.2011-03.2012	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü	Araştırma Görevlisi
05.2011-08.2011	TUSAŞ, Türk Havacılık ve Uzay Sanayi	Stajyer
2009	Nuh'un Ankara Makarnası	Stajyer
2008	HardRock Cafe Orlando/USA	Fotoğrafçı

Yabancı Dil

İngilizce
Almanca
İspanyolca

Yayınlar

Guney H., Uslu S., Swirl Number Investigation of Helical Shape Intake Manifold Diesel Engine under Steady-State Conditions-National Heat Science and Technique Congress, 2013, Samsun –Turkey, 2013]