

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR DİZEL MOTORDA HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ
KULLANARAK ÖZGÜL YAKIT TÜKETİMİ VE EMİSYONLAR AÇISINDAN
PİSTON ÇANAK GEOMETRİSİNİN OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Caner AKKUŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU

TEMMUZ 2020

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Caner Akkuş



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR DİZEL MOTORDA HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ KULLANARAK ÖZGÜL YAKIT TÜKETİMİ VE EMİSYONLAR AÇISINDAN PİSTON ÇANAK GEOMETRİSİNİN OPTİMİZASYONU

Caner Akkuş

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı Uslu

Tarih: Temmuz 2020

Bu tez çalışmasında, bir dizel motorun piston çanak geometrisi özgül yakıt tüketimi açısından Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak optimize edilmiştir. Bir boyutlu gaz değişim analizi yardımıyla motor performans karakteristiği incelenmiştir. AVL Boost programı, bir boyutlu gaz değişim analizi ve motor performans karakteristiklerini belirlemek için kullanılmıştır. HAD analizlerinde öncelikle hava akış karakteristiği incelenmiştir. İki emme portuna sahip motorun döngü analizleri çalışılmıştır. Ticari HAD programı STAR-CD döngü analizleri için kullanılmıştır. Öncelikle, döngü analizleri kötü, orta ve iyi ağ yapılarında çalışılmıştır. Orta ve iyi ağ sonuçları birbirine oldukça yakın çıktığından, geri kalan HAD simülasyonları orta ağ yapısında gerçekleştirilmiştir. Türbülans modelinin döngü sayısı üzerindeki etkilerini görmek için Standard k-e, Realizable k-e ve RNG k-e türbülans modelleri kullanılmıştır. Motor valf hareketleri ve silindir bölgesindeki pistonun yukarı ve aşağı hareketi sonucu hücrelerin, katmanların eklendiği ve silindiği piston olayları için STAR-CD alt modülü olan ES-ICE programı kullanılmıştır. Reaktif Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (RHAD) simülasyonları, periyodik sınır

koşulu kullanan ve bir yakıt enjektör deliğine karşılık gelen 45 derecelik sektör geometrisinde gerçekleşmiştir. Hesaplamalar, emme ve egzoz valfleri kapalı olduğu 600-800° krank açıları (KA) arasında 200° KA süresince gerçekleştirilmiştir. ECFM-3Z, Extenden Coherent Flame Model -3 Zone, yanma modeli olarak kullanılmıştır.

Sıvı Dizel yakıtın iki fazlı modeli için Lagrangian yaklaşımı kullanılmıştır. Sprey oluşum ve atomizasyonunu simüle etmek için Bag Break-Up ve Stripping Break-Up modellerinin oluşturduğu Reitz ve Diwakar ayrışma modeli kullanılmıştır.

Uzaysal ve zamansal ayrıştırma ve türbülans modelleme etkileri dikkatle incelenmiştir. Sonuçların doğruluğu, HAD tahminleri ile ölçüm verileri silindir içi basınç ve açığa çıkan ısı yayılımı karşılaştırılarak gösterilmiştir. 0.1° krank açısına karşılık gelen zaman adımı ile orta hesaplama ağ yapısını kullanan reaktif HAD tahminleri, ölçülen verilere kıyasla %2.3'lik bir tutarsızlık göstermektedir.

Tahminlerin doğruluğu gösterildikten sonra, optimizasyon çalışması için piston çanak geometri parametreleri belirlenmiştir. Seçilen 9 parametre HEEDs programının SHERPA algoritması kullanılarak, Özgül Yakıt Tüketimini (ÖYT) göre optimize edilmiştir. 92 farklı geometrinin analizi sonucunda güç açısından %5.8, özgül yakıt tüketimi açısından %5.5 oranında iyileşme sağlanmıştır.

Fakat optimize edilmiş yeni piston çanak geometrisinin mevcut tasarıma göre NO_x emisyonunda %15 artışa sebep olduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: İçten yanmalı motorlar, Reaktif hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Özgül yakıt tüketimi, Optimizasyon

ABSTRACT

Master of Science

OPTIMIZATION OF PISTON BOWL GEOMETRY IN TERMS OF FUEL CONSUMPTION AND EMISSIONS USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS IN A DIESEL ENGINE

Caner Akkuş

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Sıtkı Uslu

Date: July 2020

In this thesis, the piston of a Diesel engine has been optimized using Computational Fluid Dynamics (CFD) with respect to Specific Fuel Consumption. With the help of one-dimensional gas exchange analysis, the engine performance characteristic was examined. The AVL BOOST program was used for one dimensional gas exchange analysis and to identify the engine performance characteristics. Swirl analysis of the engine with double suction manifold was studied. The commercial CFD software STAR-CD was used for engine swirl investigations. First, a detailed coarse, medium and fine mesh study were carried out for the swirl computations. It was observed that the results of fine and medium mesh were quite similar such that the rest of the CFD simulations could be carried out on the medium computational mesh. Standard k-e, Realizable k-e and RNG k-e turbulence models were used to see the effects of turbulence modelling on the engine swirl number. A sub module of STAR-CD, ES-ICE is used for the engine moving valve and piston events where cell-layer addition and deletion is employed in the cylinder domain while piston moves down and up respectively. Reacting Computational Fluid Dynamics (RCFD) simulations have been performed for a 45 degree sector geometry that corresponds to one fuel injector hole

making use of the periodicity boundary condition. Computations are carried out for the duration of 200° crank angle (CA) between 600° – 800° CA while the intake and exhaust valves are closed. ECFM-3Z, Extended Coherent Flame Model - 3 Zone is used as combustion model.

A lagrangian approach is used for two phase modelling of the liquid Diesel fuel. Reitz and Diwakar primary break-up modelling coupled with either Bag Break-Up or Stripping Break-Up modelling are used to simulate the spray formation and atomization.

Spatial and temporal discretization and turbulence modelling effects have been carefully studied. The CFD predictions of the in-cylinder pressure and Apparent Heat Release are compared with the measurement data to validate the fidelity of the results. The reactive CFD predictions using the medium computational mesh with the temporal time step that corresponds to 0.1° Crank Angle shows a discrepancy of 2.3% compared to the measured data.

After the validation of the predictions the geometrical parameters of the piston bowl were determined for optimization study. The SHERPA algorithm of the HEEDs program was used to optimize the chosen 9 geometrical parameters with respect to Specific Fuel Consumption (SFC). As a result of the analysis of 92 different geometries, an improvement of 5.8% in terms of power and 5.5% in terms of specific fuel consumption was achieved.

However, there was one penalty of the optimized geometry in terms of NO_x emission that the optimized newly designed piston bowl geometry yields a 15% increase in NO_x emissions compared to the current baseline geometry.

Keywords: Internal Combustion Engines, Reactive Computational Fluid Dynamics, Specific Fuel Consumption, Optimization

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca her türlü desteğini esirgemeyen ve bilgi birikiminden faydalanmamı sağlayan hocam Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU'ya teşekkürü bir borç bilirim. Yapmış olduğum çalışmalar boyunca kıymetli tecrübelerinden yararlandığım TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine, İOG Mühendisliğe ve Türk Traktör Ziraat Makineleri A.Ő' ye teşekkürlerimi sunarım. Bugünlere gelmeme sağlayan aileme saygı ve sevgilerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET.....	vii
ABSTRACT.....	ix
TEŞEKKÜR.....	xi
İÇİNDEKİLER.....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
KISALTMALAR.....	xix
SEMBOLE LİSTESİ.....	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı ve Kapsamı	2
1.2 Literatür Çalışmaları	3
1.3 Dizel Motorun Performansına ve Emisyonlarına Etki Eden Faktörler	7
2. MATEMATİKSEL MODELLEME	15
2.1 Korunum Denklemleri	15
2.2 Türbülans Modelleri	15
2.2.1 Standard k-epsilon türbülans modeli	16
2.2.2 Realizable k- ϵ türbülans modeli	17
2.2.3 RNG k- ϵ türbülans modeli	19
2.3 Yanma Modelleri	20
2.3.1 ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-3 Zones)	20
2.3.2 MCC (Mixing Controlled Combustion) yanma modeli	28
2.4 İki Fazlı Akış Modeli	30
2.4.1 Sürekli faz korunum denklemleri	30
2.4.2 Sürekli olmayan faz korunum denklemleri	31
2.5 Sprey Modelleri	32
2.5.1 Atomizasyon ve parçacık ayrılma modeli	32
2.5.2 Nozül akış modeli	34
2.5.3 Çarpışma modeli	34
3. SINIR KOŞULLARI ve GAZ DEĞİŞİM ANALİZLERİ	35
3.1 Bir Boyutlu Gaz Değişim Analizleri	36
3.2 Bir Boyutlu Gaz Değişim Analiz Sonuçları	38
4. DAİMİ REJİMDE DÖNGÜ ŞİDDETİ SİMÜLASYONLARI	41
4.1 Daimi Rejimde Döngü Şiddeti Sonuçları	43
5. ÜÇ BOYUTLU REAKTİF HAD SİMÜLASYONLARI	47
5.1 Sayısal Çözüm Ağı Çalışması	48
5.2 Zaman Adımı Çalışması	54
5.3 Türbülans Modeli Çalışması	56
6. PİSTON ÇANAK GEOMETRİSİNİN OPTİMİZASYONU	59
6.1 Optimizasyon Parametrelerinin Belirlenmesi	61
6.2 Optimizasyon Sonuçları	62
7. TARTIŞMALAR ve GELECEK ÇALIŞMALAR	71
KAYNAKLAR.....	73

ÖZGEÇMİŞ.....77



ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : Standard k-e türbülans modeli katsayıları	17
Çizelge 2.2 : Realizable k-e türbülans modeli katsayıları.....	19
Çizelge 2.3 : RNG k-e türbülans modeli katsayıları.....	20
Çizelge 3.1 : Motor özellikleri.....	35
Çizelge 3.2 : Motor parametreleri.....	36
Çizelge 3.3 : Gaz değişim analizi modeli elemanları	37
Çizelge 3.4 : Deneysel ve 1b hesap IMEP ve BSFC değerleri.....	38
Çizelge 6.1 : En iyi 10 tasarımın mevcut tasarım ile güç ve ÖYT karşılaştırması.....	63

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : ECFM-3Z yanma modeli şematik gösterimi	20
Şekil 2.2 : Parçacık ayrılması	32
Şekil 2.3 : İkincil parçacık ayrılma formları	33
Şekil 3.1 : 1B gaz değişim analiz modeli	37
Şekil 3.2 : Motor performans eğrisi	38
Şekil 3.3 : 1B hesap ve deneysel silindir içi basınç karşılaştırması	39
Şekil 3.4 : 1B Hesap silindir içi sıcaklık grafiği	39
Şekil 4.1 : Swirl hava hareketi	41
Şekil 4.2 : Tumble hareketi	42
Şekil 4.3 : Silindir modeli	43
Şekil 4.4 : Ağ sayısı çalışması (a): Kalın Çözüm Ağı; (b): Orta Çözüm Ağı; (c): İnce Çözüm Ağı)	44
Şekil 4.5 : Teğetsel hız karşılaştırması	44
Şekil 4.6 : Türbülans modeline göre swirl sayısı karşılaştırması	45
Şekil 4.7 : Supap açıklığına göre swirl sayısı	45
Şekil 5.1 : Motor geometrisinin üst görünüşü	47
Şekil 5.2 : Sektör geometrisi	48
Şekil 5.3 : Sektör çözüm ağları (a): Kalın çözüm ağı; (b): Orta çözüm ağı; (c): İnce çözüm ağı	49
Şekil 5.4 : Farklı çözüm ağı çalışmaları için silindir içi basınç	50
Şekil 5.5 : Özgül ısı oranının zamana göre değişimi	51
Şekil 5.6 : Farklı çözüm ağı çalışmaları için açığa çıkan ısı	51
Şekil 5.7 : Farklı çözüm ağı çalışmaları için toplam açığa çıkan ısı	52
Şekil 5.8 : Orta çözüm ağı için sıcaklık konturları (sprey eksen)	53
Şekil 5.9 : Orta çözüm ağı için sıcaklık konturları (yan görünüş)	54
Şekil 5.10 : Farklı zaman adımı çalışmaları için silindir içi basınç	55
Şekil 5.11 : Farklı çözüm adımı çalışmaları için açığa çıkan ısı	55
Şekil 5.12 : Farklı çözüm adımı çalışmaları için toplam açığa çıkan ısı	56
Şekil 5.13 : Farklı türbülans model çalışmaları için silindir içi basınç	57
Şekil 5.14 : Farklı türbülans modelleri için açığa çıkan ısı	57
Şekil 5.15 : Farklı türbülans modelleri için toplam açığa çıkan ısı	58
Şekil 6.1 : Piston çanak geometri parametreleri	61
Şekil 6.2 : Tasarıma göre alınan güç	62
Şekil 6.3 : En iyi 10 tasarımın parametrelerinin değişim aralığı	64
Şekil 6.4 : En iyi 10 tasarımın parametrelerinin güç ve birbiriyle olan ilişkisi	64
Şekil 6.5 : Silindir içi basınç karşılaştırması	65
Şekil 6.6 : Silindir içi sıcaklık karşılaştırması	66
Şekil 6.7 : Tasarım-74 için sıcaklık konturu (yan eksen)	67
Şekil 6.8 : Tasarım-74 için sıcaklık konturu (sprey eksen)	67
Şekil 6.9 : En iyi 10 tasarım için silindir içi sıcaklık konturları	68
Şekil 6.10 : En iyi 10 ve mevcut tasarım için NO oluşum karşılaştırması	69

KISALTMALAR

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	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (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
ECFM-3Z	: Extended Coherent Flame Model – Three Zone
EGR	: Egzoz Geri Dönüşümü (Exhaust Gas Recirculation)
EPA	: Çevre Koruma Ajansı (Environmental Protection Agency)
EU	: Avrupa Birliği (European Union)
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
ICE	: İçten Yanmalı Motor (Internal Combustion Engine)
IMEP	: İndike Ortalama Efektif Basınç (Indicated Mean Effective Pressure)
MCC	: Mixed Controlled Combustion
KA	: Krank Açısı
LES	: Büyük Burgaç Simülasyonu (Large Eddy Simulation)
PM	: Partikül Madde (Particulate Matter)
PMC	: Premixed Combustion
RANS	: Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (Reynolds Average Navier Stokes)
RCFD	: Reaktif Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Reacting Computational Fluid Dynamics)
TDC	: Üst Ölü Nokta (Top Dead Center)
UHC	: Yanmamış Hidrokarbonlar (Unburned Hydrocarbons)
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
\dot{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

1. GİRİŞ

Araç sayısındaki artış ile birlikte, çevreye salınan zararlı gazların miktarı her geçen gün artmaktadır. Emisyon olarak adlandırılan araç gaz salınımının çevre kirliliğine olan etkisi çok büyüktür. Emisyon gazlarının insan sağlığına olan olumsuz etkileri bu konuda düzenlemeler getirilmesini zorunlu hale getirmiştir. İlk olarak 1980'li yıllarda ABD'nin yerel eyaletlerinde hava kirliliği hakkında yapılan çalışmalar sonucunda araç emisyon gazlarının hava kirliliğinde büyük etkisi olduğu sonucuna varılmıştır [1].

1967 yılında California eyaletinde California Hava Kaynakları Kurulu (California Air Resources Board- CARB) kurulmuştur. Bunu takiben 1970'te, ABD Çevre Koruma Ajansı (United States Environmental Protection Agency- EPA) kurulmuştur. Salınan emisyon gazlarını düşürmeye yönelik çalışmaları 1974'te egzoz borusunda emisyonların çevriminde görev alan katalizör kullanılarak başlamıştır. Fakat kullanılan yakıt içindeki kurşun miktarı katalizörlerde birikerek, gaz çevrimini olumsuz etkilemekteydi. 1975 yılında, Amerika Petrol Enstitüsü yakıt içindeki kurşunu elimine ederek, katalizör kullanımının önünü açmış ve salınan emisyonlarda düşüşü sağlamıştır. Bu süreçten sonra tüm dünyada, araç emisyonlarının insan sağlığına etkileri daha çok araştırılmış ve zorunlu düzenlemeler getirilmesi üzerinde ortak karara varılmıştır.

Türkiye'nin de içinde yer aldığı Avrupa Emisyon Standartları Kurumu, düzenlemelerine 1992 yılında başlamış ve her beş yılda bir yenilenmektedir. Binek araçlar için Avrupa'da Euro standartları olarak adlandırılmaktadır. Arazi araçları için ise Amerika Birleşik Devletleri'nin de kullandığı TIER standartları kullanılmaktadır. 2014 yılı itibaren ise, binek araçlar için Euro-6, arazi araçları için ise TIER-4 emisyon standartlarına uyan araçların satılmasına karar verilmiştir.

Çevre kirliliğini azaltmaya yönelik yapılan standardizasyon çalışmaları, emisyon salınım seviyelerinde ciddi azaltmalara sebep olmuştur. Bu sebeple üretici firmalar yeni teknolojilere yönelerek, araçlarını geliştirme geliştirmeye yönelmiştir. Firmaların yöneldikleri yeni teknolojiler arasında, motor hacimlerinin düşmesi, yanma odalarının ve silindir kafalarının iyileştirilmesi, püskürtme ve ateşleme sistemlerinin

geliştirilmesi gösterilebilir. Ayrıca egzoz kısmında kullanılan katalizör kullanımının yaygınlaşması da firmaların yöneldiği bir diğer yeni teknoloji olarak yerini almıştır. Bu çalışmalar emisyon salınımını azaltan en büyük etkenlerdendir.

1.1 Tezin Amacı ve Kapsamı

Sera gazı olarak da bilinen CO₂ gazı küresel ısınmanın başlıca sebebi olarak bilinmektedir. Emisyon standartlarının şartları arasında yer alan, CO₂ salınımindaki düşüş kullanılan yakıt miktarında kısıtlamaları da beraberinde getirmiştir. Bu sebeple üretici firmalar, yakıt tüketimini düşürmek için motor hacimlerini düşürerek yanma odasını geliştirmeye yönelmişlerdir.

Emisyon standartların gerekliliklerini yerine getirmek için önemli AR-GE çalışmaları yapılmaktadır. Ülkemizde AR-Ge çalışmaları kapsamında Türk Traktör Ziraat Makinaları A.Ş. bünyesinde dizel motoru geliştirmek için faaliyetler yürütülmektedir. Yapılan çalışmanın ana amacı Türk Traktör bünyesinde üretilen S8000 75 kW 3 silindri TIER 4 emisyon standartlarına sahip motorun maksimum güç bölgesi olan 2300 devirdeki yakıt tüketiminin azaltmak ve daha düşük yakıt tüketimine sahip yeni piston çanak geometrisi tasarlamaktır. Yöntem olarak Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile silindir içi yanma analizleri incelenecektir. Optimizasyon teknikleri kullanılarak ise, minimum yakıt tüketimine sahip piston çanak geometrisi elde etmek hedeflenmiştir.

Yapılan çalışmada HAD analizlerinin yapılması için öncelikle bir boyutlu analizler yapılarak, mevcut motorun performans, emisyon ve akış karakteristiği incelenecektir. Bir boyutlu analiz sonuçlarından elde edilen ortalama sıcaklık, basınç ve hız parametreleri HAD analizleri için girdi olarak kullanılacaktır. HAD analizlerinde döngü sayısı (Swirl Number-SN) araştırılmıştı. Döngü sayısının araştırılması, daha iyi bir yanmaya sahip bir çanak geometri tasarımı sağlamıştır. Daha sonra silindir içi yanma analizleri için özelleşmiş HAD programları kullanarak yanma karakteristiği incelenmiştir. Deneysel veriler ve analiz sonuçları karşılaştırarak kurulan yanma modelinin doğruluğu gösterildikten sonra yeni piston çanak geometrisi ile analizler yapılmıştır. Optimizasyon programının yardımıyla en düşük yakıt tüketimine sahip piston çanak geometrisi belirlenmiş ve prototip çalışmaları yapılmıştır. Prototip pistonun mevcut motor koşullarında denenmiş ve yakıt tüketimindeki iyileştirme incelenmiştir.

1.2 Literatür Çalışmaları

Sıkıştırma tutuşmalı dizel motorlar, benzinli motorlara göre daha yüksek sıkıştırma oranına sahip olduğundan ısı verimleri de daha yüksektir. Dizel motorların yüksek sıkıştırma oranına sahip olmaları ısı verimlerinin daha yük olması sağlarken NO_x ve is parçacıkları gibi kimyasal kirleticiler (PM- Particulate Matter) daha ciddi bir problem oluşturmaktadır. Benzinli motorlara göre daha çok sıkıştırılan hava daha yüksek basınç ve sıcaklıklara ulaştığı için yanma sonrası ulaşılan yerel maksimum sıcaklık 2500°K 'leri aşmaktadır. Genellikle benzin ile çalışan motorlarda bu sıcaklık 2000°K civarlarındadır. NO_x oluşumu gözlenmesi için bu yanma sıcaklığının 2200°K üzerine çıkması gerekmektedir. Bu yüzden dizel motorlarında NO_x salınımı benzin ile çalışan motorlara göre daha çok gözlenmektedir. Yanma sonucu NO_x gazının yanı sıra sera etkisi yaratan CO_2 gazı, yanmamış hidrokarbonlar ve partiküller (PM – Particulate Matter) de canlı sağlığına olumsuz etkileri olan diğer emisyonlardır. Solunum yoluyla alınan PM ve NO_x 'un canlı üzerinde kansere yol açtığı klinik deneylerle ispatlanmıştır [2]. Çevre ve canlıya zararı ortaya konmuş, içten yanmalı motorların yanma sonucu oluşturduğu bu gazlar ve parçacıklar Çevre Koruma Toplulukları ve Avrupa Komisyonu tarafından denetlenme kararı alınmıştır.

1980'li yılların sonuna kadar, çoklu bir disipline sahip olan içten yanmalı motorlar için motor performanslarının artırılması, emisyon gazlarının düşürülmesi ile ilgili çok büyük gelişmeler gözlenmemiştir. Sektörde HAD analizlerinin kullanılmaya başlanması 1990'lı yılların başlarında gerçekleşmiştir. R. D. Reitz ve C. J. Rutland [3] 1995 yılında yaptığı çalışmada Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemini kullanarak tek silindri bir dizel motorunun yanma karakteristiğini modellemiştir. Bu çalışma sonucunda HAD analiz sonuçları ve test sonuçlarının tutarlılığı, HAD analizlerinin doğrulama için endüstride ne kadar önemli olduğunu kanıtlamışlardır.

HAD analiz kullanımının yaygınlaşması, farklı disiplinlerin ortak çalışmasına olanak sağlamış ve dizel motorun performans gelişiminde ve emisyonların düşürülmesinde etkili rol almıştır.

HAD analiz programları, gelişen bilgisayarlar ve işlemciler sayesinde daha güvenilir doğrulama programları olmaya başlamıştır. Büyük ağ yapısına sahip çözümlerin yapılmasına olanak sağlayan işlemciler sayesinde doğrulama oranları artmıştır. Farklı yaklaşımlar gelişmiş ve büyük modeller çözmek yerine simetrik geometriler için

sektör ağ modelleri geliştirilmiştir. Böylelikle tam modeli daha küçük bir ağ yapısında analiz edilmesine olanak sağlanmıştır. K. Abay ve arkadaşları [4] çalışmasında bir dizel motorun 45°'lik sektör HAD analizlerini yapmıştır. Yapılan araştırmada, türbülans modeli olarak RNG k-e ve standart k-e modellinin sonuçları karşılaştırılmış ve türbülans karakteriştiği ortaya konmuştur. HAD modelin doğruluğunu göstermek için silindir içi basınç ve ısı yayılımı açısından analiz sonuçları test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Emisyonları minimum seviyede tutmak için EGR açıklığı optimize edilmiştir. Farklı EGR açıklıklarında oluşan is ve NO_x değerleri karşılaştırılmıştır.

H. Sushma ve Jagadeesha K. B. [5] çalışmasında tek silindirli direk enjeksiyon sistemine sahip dizel motorunda motor performansını HAD analizleri yaparak araştırmışlardır. Yapılan araştırmada motor performansına direk etkisi olan swirl (döngü) yoğunluğunu araştırmak için helical-spiral hava emiş sistemi kullanılmıştır. Silindir içindeki hava hareketlerinin etkilerini görmek için farklı konfigürasyonlara sahip piston çanak geometrileri kullanılmıştır. Pistonların silindir içi basınç, silindir içi sıcaklık ve swirl oranları karşılaştırılmıştır. Sonuçlar swirl oranı yüksek olan piston tipinde daha yüksek silindir içi basınç elde edildiğini göstermiştir.

Raouf Mobasheri ve Zhijun Peng [6] yüksek hızlı direkt enjeksiyon sistemine sahip (HSDI-High Speed Direct Injection) bir dizel motorunda yanma odası geometrisinin emisyonlara ve performansa olan etkisini HAD analizleri yaparak incelemiştir. Öncelikle minimum kirlilik seviyesine sahip emisyon değerlerini yakalamak için 2.65°KA ÜÖN, 0.65°KA ÜÖN ve 1.35°KA sÜÖN zamanlarda farklı yakıt püskürtme çalışmaları yapılmıştır. Piston anak geometrisinin etkisini araştırmak için 13 farklı geometriyi analiz etmişlerdir. Sadece piston çanak geometri parametrelerinin motor performansına etkisini görmek için sıkıştırma oranı, squish çanak hacmi ve enjekte edilen yakıt miktarı sabit tutulmuştur. Değişik geometri parametrelerine sahip piston çanakların HAD analizleri yapılarak emisyonlara ve motor performansına olan etkisi karşılaştırılmıştır. Analiz sonuçları derinliği az olan geometrilerde, NO_x emisyon miktarının daha yüksek olduğu gözlenmiştir. Derinlik arttıa ise özgül yakıt tkretiminin arttığı gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, baz tasarıma göre NO_x salınımı daha az, yakıt tüketimi neredeyse değişmemiş ve is miktarı bir miktar artmış bir tasarım elde edebilmişlerdir.

Nicholas J. Boyarski ve Rolf D. Reitz [7] çalışmasında 120° sprej açısına sahip bir dizel motorun HAD analizlerini yapıp, sprej açısının, yakıt zamanlamasının ve piston

çanak geometrisinin performans ve emisyonlar üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Üç farklı piston çanak geometrisi yaratılarak, 2000 devir, 5 bar efektif ortalama basınçta, 1500 bar sprey basıncında, 130.3 kPa giriş basıncında farklı yakıt zamanlamalarının, farklı sprey açılarının ve farklı EGR oranlarının motor performansına ve emisyon üzerine etkileri gözlemlenmiştir. Maksimum silindir içi basıncının olduğu zamana göre çizilen yakıt tüketimi karşılaştırılmıştır. Sonuçlar maksimum silindir içi basıncın olduğu 8.5°KA sÜÖN da yakıt tüketimi 211g/kWh ile minimum değer elde edilmiştir. Başka bir grafikte ise kurum ve NO_x emisyonları karşılaştırılmıştır. Enjeksiyon zamanlama çalışmasında, 15°KA öÜÖN'dan 51°KA öÜÖN'ya kadar 3°KA'lık 15 farklı zamanda atılan yakıtların sonuçları karşılaştırılmıştır. 120°'lik sprey açısında ve %40'lık EGR oranında gerçekleştirilen çalışmada, kurum açısından en iyi sonuç üst ölü noktadan önceki 43°KA sprey açısında elde edilmiştir. Ayrıca çalışmada EGR oranının emisyonlar üzerine etkisi de araştırılmıştır. %61'lik EGR açıklığında kurum %89 ve NO_x %86 düşmüştür. Sonuç olarak, her bir yanma ve motor parametrelerinin emisyonlara ve motor performansına büyük etkilerinin olduğu kanıtlanmıştır. Çalışmada maksimum performans minimum yakıt tüketimi ve emisyonlara sahip olmak için, her bir parametrenin düzgün bir şekilde optimize edilmesi gerektiği ortaya çıkmaktadır.

Düşük sıcaklıkta yanma (Low Temperature Combustion – LTC), dizel motorlar için kurumu ve NO_x'u aynı anda düşürmekte kullanılan bir stratejidir. Fakat, karşım hazırlığının yanma evresine ve ısı salınımına etkisi hala araştırılmaktadır. Li Cao ve arkadaşları [8] ön karışımli sıkıştırma ateşlemeli (PCCI- Premixed Charge Compression Ignition) bir motorda yakıt zamanlamasının karışım hazırlığına, yanmaya ve emisyonlara olan etkilerini deneysel ve nümerik olarak araştırmışlardır. Üç boyutlu HAD analizleri için Stochastic Reactor Model yaklaşımı kullanılmıştır. SRM modeli detaylı kimyasal tepkimeleri, iletimle ısı transferi ve ufak boyutlardaki türbülansı çözmek için kullanılıyor. Sıcaklık ve denklik oranının istatistiklerini çıkarmak için KIVA 3V modeli kullanılmıştır. Sonuç olarak, erken yakıt atmanın tutuşma gecikmesini düşürdüğünü göstermiştir. Aynı zamanda yapılan çalışmalarda çanak geometrisinin yanma üzerine etkisi araştırılmıştır. Çanak geometrileri açık çanak, dikey duvara sahip çanak ve akışın geri dönmesine olanak sağlayan çanak olarak kategorilendirilmiştir. Üç pistonun silindir içi basınç değerleri paylaşılmış ve açık çanağın daha yüksek basınç değerine sahip olduğu gösterilmiştir.

Sung Wook Park [9] bu çalışmasında stokiyometrik bir dizel motorunda yakıt tüketimini düşürmek için yanma odasını ve motor çalışma koşullarını optimize etmeye çalışmıştır. KIVA kodu ve genetik algoritma kullanılarak dokuz farklı analiz koşulmuştur. Genetik algoritma sayesinde yanma odasına ve çalışma koşullarına ait on tasarım parametresi optimize edilmiştir. Özgül yakıt tüketimi açısından %35'lik bir iyileştirme ortaya konmuştur. Ayrıca, sonuçlar optimum çalışma koşullarının erken enjeksiyon ve dar açılı püskürtmeye sahip koşullar olduğunu göstermiştir. Çalışmalarda duvarda yakıt film oluşumunu engellemek için yüksek basınçlı hava kullanılmıştır. Baz tasarımıyla optimize edilen tasarımın farkını göstermek için, silindir içi basınç, toplam ısı transferi, silindir içi ortalama sıcaklık ve emisyon grafiklerinden de bahsedilmiştir.

Antoni Jankowski ve arkadaşları [10] çalışmalarında yüksek basınca sahip ray ile hava yardımcı ray sistemlerinde sprey esnasında oluşan parçacık boyutlarını ve dağılımını incelemişlerdir. Ölçümler lazer sistemi olan LDV, PDPA ve RSA kullanılarak alınmıştır. Yüksek basınçlı ray sistemlerinde, D_{32} olarak tanımlanan ortalama parçacık çapını, 30 MPa -130 MPA aralığındaki çap değişimlerini ölçüp sonuçlarını paylaşmışlardır. Hava yardımcı ray sistemlerinde ise 0,1 MPa-0,5 MPa aralığında değişen basınç taranmıştır. 130 MPa püskürtme basıncına sahip ray sisteminde oluşan ortalama parçacık çapı 5 mikrondur. En büyük ölçülen çap ise 0.1 MPa basınçlı hava yardımcı ray sisteminde ölçülmüştür ve değeri yaklaşık 62 mikrondur. Değişen bu paracık çap değerleri yanma karakteristiğini değiştirdiği için, bunların ölçümü arz etmektedir. Dizel motorlarında yüksek basınca sahip ray sistemlerinin kullanılmasıyla verim artmış ve emisyonlarda düşüş sağlanmıştır.

A.S. Askarova ve arkadaşları [11] bu çalışmasında akışkan Reynolds sayısının tetradecane yakıt bazlı yanmalar üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Reynolds sayısı 2300-25000 aralığında değişen akışkanlar üzerinde denemeler yapmışlardır. Sonuçlar en iyi yanmanın en yüksek Reynolds sayısına sahip akışkanda gerçekleştiğini göstermiştir. 25000 Reynolds sayısına sahip koşullarda silindir içi sıcaklık 2001 K'den 2645 K'e kadar yükselmiştir. Farklı Reynolds sayıları yakıt parçacığı ortalama çapı cinsinden ne ifade ettiği grafiklerde ortaya konmuştur. 25000 Reynolds sayısına ulaşan parçacık için ortalama çap yaklaşık olarak 55 mikrondur. Çapın boyutu düştükçe Reynolds sayısı artmıştır. Düşük çapta püskürtülen yakıtlar daha iyi bir yanma göstererek, yanma verimini arttırmış ve silindir içi sıcaklığı yükseltmiştir.

O. Colin ve A. Benkenida [12] bu çalışmada ECFM-3Z modelinin matematiksel olarak incelemiş ve modelde bulunan matematiksel ifadelerin fiziksel anlamlarını açıklamışlardır. ECFM modelinin benzinli motorlar için iyi sonuçlar verdiği bilinmektedir. Dizel uygulamaları için modele karışım bölgeler eklenmiş ve ECFM-3Z olarak güncellenmiştir. Bu bölgeler: saf yakıt bölgesi, saf hava bölgesi ve olası kalan (residual) gazlar olarak tanımlanmıştır. ECFM-3Z modelinin çalışma prensibi ECFM ile aynı şekilde çalışmakta olup, yanmış gazlar ve yanmamış gazlar olarak gazları ikiye ayırıp işlemleri yapmaktadır. Çalışmada tutuşma gecikmesi ve enjeksiyon zamanı değiştirilmiş ve model davranışı gözlemlenmiştir. Motor çalışma koşullarına bağlı olarak açığa çıkan toplam ısı üzerine etkisi incelenmiştir. Deneysel sonuç ve ECFM-3Z modelinin silindir içi basınç değerlerini karşılaştırmışlardır. Sonuçların tutarlılığı ECFM-3Z modelinin difüzyonla gerçekleşen yanmalar için ne kadar güvenilir bir model olduğunu ortaya koymuştur.

XiangRong Li ve arkadaşları [13] bu çalışmada silindir içindeki havanın kullanımını geliştirmek, ısı yükü azaltmak ve emisyonlarda ilerleme kaydetmek için yatay girdap yanma (LSCS) sistemini kullanmışlardır. Yapılan çalışma farklı hava fazlalığı oranlarda dizel motorunda gerçekleştirmişlerdir. HAD analizleri ve deneysel çalışmaları içeren bu çalışmada LSCS ve DSCS yi emisyon ve yakıt tüketimi bakımından karşılaştırmışlardır. Sonuçlar incelendiğinde LSCS nin yakıt tüketimi bakımından, her bir hava fazlalığı oranında 4-5 g/(kW/h) iyileştirme sağladığı görülmüştür. Yakıt tüketiminde 1,13-2,8% iyileştirme sağlamıştır. Oluşan kurum miktarında azalma ise 63,4-70% oranına ulaşmaktadır. Tasarlanan yeni piston çanak geometrisi yanma verimini yükseltmiş ve silindir içi sıcaklıkları arttırmıştır. Bu yüzden NO_x oranında yükselme gözlenirken kurum da ise dramatik bir düşüş yaşanmıştır.

1.3 Dizel Motorun Performansına ve Emisyonlarına Etki Eden Faktörler

Dizel motorlarının yüksek verimi, düşük yakıt tüketimi ve yüksek tork üretebilmeleri sebebiyle özellikle ağır hizmet araçları için en çok kullanılan motor tipi haline gelmiştir. Zamanla ağır hizmet araçlarındaki sayıca artış ve uzun kilometre yol yapmaları nedeniyle bu motorların saldıdığı emisyonları kontrol etme ve performanslarını geliştirme ihtiyacı duyulmuştur. Dizel motorlarında yanma sonucu oluşan en önemli emisyonlar partikül madde (PM), hidrokarbonlar (HC), azotoksitler

(NO_x) ve karbonmonoksit (CO)'tir. Emisyon açısından dizel motoru ve benzin motorunu karşılaştırdığımızda, silindir içinde daha yüksek sıcaklıklara ulaşan dizel motoru daha düşük CO, HC ve PM'ye sahipken daha yüksek NO_x ürettiği görülmüştür.

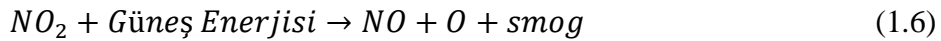
Azot oksitler, yüksek sıcaklıkta havanın içinde bulunan N₂ gazının oksijen ile tepkimeye girmesi sonucu oluşur. Tepkime sıcaklığı yüksek sıcaklıklara ulaştığında NO_x oluşumu için elverişli şartlar oluşur. NO oluşum tepkimeleri genellikle Zeldovich zincir reaksiyonları ile özetlenebilir [14]. N₂ gazı öncelikle 2 tane N atomuna dönüşür ve oksijen ile bağlanma gerçekleşmeye başlar.



Reaksiyon sıcaklığı yüksek ise NO₂ tekrar NO'ya dönüşür, düşük ise bu tepkime gerçekleşmez.



NO_x gazının canlılar için bir diğer olumsuz etkisi ozon gazına sebep olmasıdır. NO₂ gazı güneş ışığı ile fotokimyasal tepkimeye girerek bir tane oksijenini kaybeder. Sonucunda sis (smog) , NO ve Oksijen çıkar. Boşta düzensiz kalan oksijen atomu O₂ molekülü ile tepkimeye girerek O₃ yani ozon gazı ortaya çıkar [15].



Yanma için gerekli olan hava (oksijen) miktarı, oluşacak emisyonları da etkilemektedir. Stoyikometrik yanmalarda (tam yanmalarda) yakıt yeterli miktarda oksijen ile tepkimeye girerek, ürün olarak sadece karbondioksit ve su buharı ortaya çıkarmaktadır. Eğer tam yanma gerçekleşmezse, ortaya ürün olarak yanmamış hidrokarbon, karbon monoksit, karbondioksit, azot oksitler ve su buharı çıkmaktadır. Hava oranının katsayısı λ (lamda) olarak gösterilir ve tepkimeye giren hava miktarının teorik hava miktarına bölünmesi ile elde edilir. Eğer $\lambda = 1$ ise tam yanma gerçekleşir. $\lambda < 1$ den küçükse fakir yanma, $\lambda > 1$ ise zengin yanma olarak adlandırılır [15].

Lambda oranı yanma hızını, emisyonları, performansı etkileyen önemli bir parametredir. Zengin karışımlarda eldeki yakıtı yakacak yeterli oksijen miktarı olmadığı için, tepkime sonucu yanmamış hidrokarbon açığa çıkar. Fakir karışımlarda ise yanma bölgesel olarak gerçekleşir ve alev oluşumu tüm yakıtı yakacak kadar gelişmediğinden, tepkime sonucunda yine hidrokarbon görülecektir [16].

Emisyon oluşumuna sebep olan bir diğer faktör ise enjeksiyon ucunda kalan yakıtlardır. Yüksek basınçta püskürtülen yakıt, püskürtme bittiğinde enjeksiyon ucunda bir miktar kalır. Burada kalan yakıt yavaş buharlaştığı için yanma bitene kadar tamamen buharlaşmaz ve hidrokarbon emisyonu olarak dışarı atılır [15].

Günümüzde NO_x emisyon üretimini düşürmek için genellikle egzoz gaz vanası (Egzoz Gas Recirculation –EGR) kullanılır. EGR, yanma ürünü sonucu oluşan egzoz gazını tekrar yanma odasına alır. Böylelikle yanmış gazlar yanmamış gazların ısı sığasını yükselterek, yanma sonucu çıkan ısının yüksek sıcaklıklara ulaşmamasını sağlar. Böylelikle NO_x oluşması için gereken sıcaklık değerlerine ulaşılmamış olur. Fakat yanmış gazlar, yanma verimini düşürdüğü için EGR açıklığının ve vana üzerinden geçecek gaz miktarının optimize edilmesi gerekmektedir. Harshraj Dangar ve Gaurav P. Rathod [17] çalışmalarında EGR açıklık oranının ve emiş basıncının egzoz emisyonlarına etkilerini araştırmışlardır. Testler 4 vuruşa sahip direk enjeksiyon sisteminde, 16:1 sıkıştırma oranlı su soğutmalı bir dizel motor üzerinde 1500 devirde gerçekleştirilmiştir. Farklı EGR oranlarının ve emiş basınçlarının ortak etkisi gözlemlenmek istenmiştir. Çalışmada kompresör havayı basınçlandırmak için kullanılmış ve emiş basıncı 100 kPa, 120 kPa ve 140 kPa olarak test edilmiştir. EGR oranları ise:

$$\text{EGR (\%)} = (m_{\text{EGR}}/m_i) * 100 \quad (1.8)$$

$$m_i = m_a + m_f + m_{\text{EGR}} \quad (1.9)$$

Denklem 1.8 ve Denklem 1.9'dan hesaplanmıştır. Burada m_i olarak gösterilen ifade toplam emilen kütleyle ifade etmektedir. m_a, m_f ve m_{EGR} sırasıyla , hava kütlesi, yakıt kütlesi ve EGR'dan geçen kütle olarak tanımlanmıştır. %5, %10 ve %15'lik EGR açıklıklarında %50 ve %70 yük altında testler yapılmıştır. Sonuçlar, %50 ve %70 yük altında 140 kPa'lık emiş basıncına sahip olan test düzeneğinde maksimumu ısısal verim ve minimum yakıt tüketimi elde edilmiştir. Emisyonlar açısından ise CO, HC ve CO₂ oranları 140 kPa'lık test düzeneğinde en yüksek düzeyde elde edilmiştir.

Yüzdesel olarak arttırılan EGR oranı emisyonların artmasına sebep olmuştur. Sonuç olarak emme basıncı ve EGR oranının motor performansı ve emisyon salınımindaki büyük etkileri ortaya konulmuştur.

Geometrik faktörler, püskürtme zamanlaması ve enjektör konumu ve karakteristiği dizel motorunun performansına etki eden başlıca etkenlerdir. Silindir içinde oluşan hava hareketleri swirl, squish ve tumble olarak tanımlanmaktadır. Swirl hareketi döngüsel hareket olarak tanımlanmaktadır. Silindir içine alınan havanın, atılan yakıt ile homojen bir şekilde karışması swirl hareketine bağlıdır. Squish ve tumble hareketleri ise pistonun hareketinden dolayı oluşan hava hareketleridir. Piston sıkıştırma evresini gerçekleştirirken üst ölü noktaya yaklaştığında, silindir eksenine göre dairesel bir hareket yapar. Bu hareket squish olarak tanımlanır. Silindir merkezindeki çevresel hareket ise tumble olarak tanımlanır [15]. Motor performansında ve yakıt tüketiminde etkili olan bu üç hareket, emme manifold geometrisi ve piston çanak geometrisi ile doğrudan ilişkilidir.

Benny Paul ve V. Ganesan [18] 3000 devirde direk püskürtme sistemine sahip bir dizel motorda helical, spiral ve helical spiral emme manifold konfigürasyonlarının silindir içindeki hava hareketleri ve türbülans üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Akış karakteristiği geçişken (transient) koşullarda STAR-CD programında HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. HAD analizi yardımı ile yanma odasının giriş ve çıkışındaki farklı bölgelerden alınan ortalama döngü (swirl) hızları literatürde bulunan deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Ayrıca modellenen helical manifoldunun hacimsel verimliliği karşılaştırılmıştır. Akışkanın türbülans karakteristiğini belirlemek için RNG k- ϵ modeli kullanılmıştır. Emme portu geometrisi etkilerini anlayabilmek için, piston üst ölü noktaya yaklaşırken oluşturduğu döngü hızları karşılaştırılmıştır. Helical-spiral tasarımına sahip manifoldun ortalama döngü ve döngü hızı bakımından en yüksek sonuç verdiği grafiklerle ortaya konmuştur. Ayrıca helical-spiral emme manifoldunun farklı motor devirlerindeki döngü çalışması yapılmıştır. Motor devri arttıkça döngü sayısının da arttığı gözlemlenmiştir.

Beny Cahyono ve arkadaşları [19] kıvılcım ateşlemeli bir motorun emme manifoldunda türbülans yaratarak, hava yakıt karışım kalitesini arttırıp, yanma ve motor performansındaki etkilerini incelemişlerdir. Kullanılan motor ikincil yakıt olarak etanol kullanmakta olup etkileri farklı etanol oranlarında karşılaştırılmıştır. Geliştirilen döngü hareketi motor performansını geliştirdiğini göstermiştir. Farklı hava

kelebeği açıklığında, değişken hava yakıt karışım oranlarında çalışmalar yapılmış ve yakıt türüne göre AFR oranları paylaşılmıştır. Farklı yakıt olarak ethanol eklenmiş ve motor devrine bağlı tam yükteki performans eğrileri paylaşılmıştır. Döngü yaratıcısının etkisi motor performansına ve yakıt tüketimine etkileri grafiklerde karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmanın sonucunda, yakıtta ethanol karıştırılması yakıt tüketimini arttırmıştır. E10 yakıt tüketimini %12 arttırırken, E20 %14 arttırmıştır. Yarı açık hava kelebeği ve 2000 motor devrinde E10 yakıtı motor performansını %3.8 düşürürken, 4000 devirde %1.6 düşüş gözlemlenmiştir. Hava kelebeği tam açık pozisyonundayken ise 2000 devirde motor performansı %3.4, 4000 devirde %1.2 düşmüştür. E20 yakıtı için ise hava kelebeği yarı açık pozisyondayken 2000 devirde %5.8, 4000 devirde %2.7 düşüş gözlemlenmiştir. Döngü yaratıcı sistem dahil olduktan sonra E10 ve E20 yakıt tiplerinde sırasıyla %9 ve %13 performans artışı gözlemlenmiştir.

V.CVS Phaneendra ve arkadaşları [20] bu çalışmalarında motor performansını geliştirmek ve yakıt tüketimini düşürmek için, farklı oryantasyonlara ve tasarımlara sahip emme portlarını denemişlerdir. Motor karakteristiğini incelemek için çalışmada 1500 devirde 9 hp güç üreten sıkıştırma ile yanma sağlayan dört silindirli bir motor tercih etmişlerdir. Motor performansını geliştirmek için, daha iyi bir hava hareketi yakalamak istemişlerdir. Daha iyi bir türbülans için, emme port yüzeyini pürüzlü ve mat helical tipte seçmişlerdir. Farklı yüklerdeki motor gücü, normal porta göre %40'tan %80 güce kadar artarken, %80 yükten sonra düşüş gözlemlenmiştir. Egzoz gaz sıcaklığı ise helical emme portunda %80 yüke kadar daha yüksek gözlemlenmiştir. Hidrokarbon emisyonları açısından %80 yüke kadar helical emme portuna sahip motorda daha düşük gözlemlenirken, %80 yükten sonra ciddi bir artış gözlemlenmiştir. Ortalama sonuçları şu şekilde paylaşmışlardır: güçte %4.27 artış, yakıt tüketiminde %2.91 düşüş, özgül yakıt tüketiminde %5.55 düşüş, ısı veriminde %7.18 artış olarak bulunmuştur.

XiangRong Li ve arkadaşları [21] bu çalışmasında, önceki çalışmalarında incelediği yakıt tüketimi ve kurum üretiminde daha iyi olan yatay yanma sistemi üzerinde en iyileştirme çalışması yapmıştır. Yatay girdap yanma odasına sahip piston çanak geometrisi parametrik şekilde tasarlayıp, parametreler arasındaki matematik bağlantılar paylaşmıştır. Farklı piston çanak geometrilerini HAD analizlerinde karşılaştırıp, en iyi sonuç alınan pistonun prototipi hazırlanmıştır. Deneysel olarak çift

girdap yanma odasına sahip piston ile karşılatırmıştır. Sonuçlarda LSCS sistemine sahip pistonun, yakıt tüketiminde 2,8-4,1 g/(kW/h) ve kurum açısından 69-75% iyileştirme sağladığı görülmüştür.

Xiangrong Li ve arkadaşları [22] bu çalışmasında çoklu girdaplı yanma sistemi (MSCS – Multi Swirl Combustion System) geliştirerek, emisyon ve yanma karakteristiğini incelemişlerdir. MSCS yapısal olarak çift girdaplı yanma sistemi (DSCS – Double Swirl Combustion System) ve yanal girdap yanma sisteminin (LSCS – Lateral Swirl Combustion System) birleştirilmesinden oluşturulmuştur. MSCS dizel motorlarda, yakıtın yanal ve dikey olarak hareketine izin vererek, hava-yakıt karışımını hızlandırıp yanma sürecini geliştirmektedir. MSCS'nin emisyonlara ve performansa etkisini görmek için farklı devirlerde tek silindirli motorda ölçümleri yapılmıştır. Testler aynı koşullarda DSCS için tekrarlanıp sonuçları karşılaştırılmıştır. Özgül yakıt tüketimi açısından MSCS DSCS' ye daha iyi bir sonuç vermiştir ve kurum oranı ciddi bir düşüş yaşanmıştır.

Yanma odasının duvarındaki yakıt difüzyonu motor performansını belirleyen önemli bir faktördür. Omega tipi yanma odasında, yakıt difüzyonunu rehber etkisi yaratmadan sadece dairesel olarak gerçekleşmektedir. Bu durum yanmayı kötü etkilemektedir. XiangRong Li [23] bu çalışmasında yatay girdap yanma odasının yakıt difüzyon karakteristiğini hızlı fotoğraflama teknolojisi ile incelemiş ve omega tipi yanma odası ile karşılaştırmıştır. Yakıt hava karışımı, yanma hızı ve kurum emisyonu üzerinde karşılaştırmalar yapmıştır. Sonuçlara göre konveks kenarlarda oluşan rehber etkisi difüzyonu arttırmış ve daha iyi bir karışım elde etmiştir. Yanma hızlanmış ve kurum miktarında azalma gözlenmiştir.

Sıkıştırma oranı, yakıt atomizasyonu, yakıt enjekte basıncı, yakıt kalitesi, yanma oranı, hava yakıt oranı ve silindir tasarımına bağlı olan hava sıcaklığı veya basıncı, hava emiş sistemi ve yanma odası tasarımı motor performansını etkileyen faktörlerdir. Dipak C. Talele ve arkadaşları [24] yaptıkları çalışmada yakıt tüketimini ve emisyonları azaltırken, motor performansını arttırmayı denemişlerdir. Bu çalışmada motor performansını geliştirmek için hava emiş sistemi geliştirilmek istenmiştir. Etkili bir hava emiş sistemi geliştirilirken, minimum yakıt tüketimi ve maksimum hava basıncını elde ederken egzoz emisyon gazlarında da düşüşe sebep olacağını düşünmüşlerdir. Bu çalışmalarında düşük hava basıncını artırma yönünde strateji izlemişlerdir. 3 farklı emiş sistemi kullanılan testlerde normal emiş sistemine göre NO_x emisyonlarında

düşüş elde edilirken, yakıt tüketiminde de çok az bir miktarda iyileştirme gerçekleştirebilmişlerdir.

Dizel motorun performansına etki eden diğer faktörler ise püskürtme zamanlaması ve enjektör konumu ve karakteristiğidir. Püskürtme zamanı yanma hızını etkileyen en önemli faktördür. Dizel motorlarda, genellikle, üst ölü noktaya gelmeden önce püskürtme başlamaktadır. Tutuşma gecikmesi ve atılma aralığı hesaba katıldığında, silindir içi maksimum basınç üst ölü noktadan sonra gerçekleşir. Bu yüzden biyel kolu tasarımı yapılırken üst ölü noktadan sonraki bir noktada maksimum momenti verecek şekilde tasarlanmaktadır. Enjektör konumu ise silindir içindeki hava hareketlerinin nasıl ve ne zaman oluşacağı konusuna etki eden bir diğer faktördür. Yüksek basınçla püskürtülen yakıt piston duvarına çarpar ve dağılma gerçekleşir. Çanak geometrisinde nereye çarpacağını ise enjektörün konumu ve deliklerin konumu belirler. Diğer bir faktör olan enjektör karakteristiği ise püskürtülen yakıtın parçacık çapını belirler. Ayrıca, enjektörün kaç delikli olduğu ve çoklu püskürtme özelliği emisyonları düşürmede ve performansını arttırmada kullanılan bir diğer önemli faktördür [15].

P. Carlucci ve arkadaşları [25] bu çalışmada enjeksiyon zamanlarını değiştirerek motor performansını geliştirmek ve emisyonları düşürmek istemişlerdir. Strateji olarak ana enjeksiyonu öne alıp, ön püskürtmeyi de kullanmışlardır. Farklı yük ve motor devirlerinde testler yapmışlardır. Yakıt tüketimi bakımından motorun performansı ölçülmüş ve emisyonlardaki değişimler incelenmiştir. Düşük yük ve motor devirlerinde yakıt tüketiminde çok fazla değişiklik olmamıştır. Fakat NO_x salınımda düşüş gözlenirken, hidrokarbon miktarında artış gözlenmiştir. 1400 devirde ana enjeksiyon üst ölü noktadan 16 krank açısı önce atıldığında tutuşma gecikmesi 3 krank açısı kadar zaman alırken, ana enjeksiyon 32.7 krank açısına alındığında bu süre 1.5 krank açısı zamanına düşmüştür. Testler ön enjeksiyon stratejisinin egzoz gazında NO_x ve partiküllerin azalmasını sağladığını göstermiştir.

Shengli Wei ve arkadaşları [26] bu çalışmasında direk püskürtmeye sahip bir dizel motorunda püskürtme açısının yanma üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. 146° , 150° ve 154° derecelik püskürtme açılarının denemelerini HAD analiz yardımıyla yapmışlardır. Emisyonlar açısından en yüksek kurum miktarı 146° 'lik açıya sahip sistemde görülürken, en yüksek NO_x salınımı 154° 'lik sprejde gerçekleşmiştir. 150° 'lik spreye açısına sahip sistemde NO_x ve kurum miktarı diğer iki sisteme göre

daha dengeli sonuçlar vermiştir. Çıkan sonuçlar yanma odasına göre püskürtme açısının optimize edilmesi gerektiğini ortaya koymuştur.

Shahanwaz Khan ve arkadaşları [27] bu çalışmada püskürtme açısının ve piston çanak geometrisinin, bir dizel motorunun yanma ve emisyon karakteristiğine olan etkisini nümerik olarak analiz etmişlerdir. 150°, 155°, 160°, 168° derecelik 4 farklı açıda püskürtme açısı seçmiş ve 17.5:1 sıkıştırma oranına sahip 3 farklı piston çanak geometrisi üzerinde denemiştir. Yanma analizlerini HAD programı olan AVL FIRE' da gerçekleştirmiş ve sonuçlarını paylaşmışlardır. Çalışmada ağ sayısı çalışması yapıp doğrulama ortaya koyulduktan sonra, uygun ağ yapısı seçilmiştir. Pistonlar yarı küresel (hemispherical), halka geri girişli (toroidal re-entrant) ve halka (toroidal) olarak seçilmiştir. Güçlü squish ve türbülansa sahip halka geri girişli yanma sistemine sahip piston daha iyi hava-yakıt karışımı sağladığı için performans ve emisyon açısından en iyi sonucu vermiştir.

Çalışmalarda motor performansını geliştirmek ve emisyonları düşürmek için farklı stratejiler koyulmuştur. Fakat mevcut piston geometrisini optimize eden çok fazla çalışma yapılmamıştır. Genetik algoritma kullanarak optimize edilecek piston çanak geometrisi bu çalışmanın en önemli kazanımı olacaktır.

2. MATEMATİKSEL MODELLEME

2.1 Korunum Denklemleri

Literatürde Navier-Stokes denklemleri olarak bilinen kütle sürekliliği, momentum ve enerji korunum denklemleri kartezyen tensöründe aşağıda belirtilmiştir.

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

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

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

Denklemlerde geçen t zamanı, ρ yoğunluğu, u_i, x_i yönündeki mutlak hızı göstermektedir. $i=1,2$ ve 3 kartezyen koordinatları belirtirken, stres tensörü τ , basınç p statik entalpi h , difüzyon enerji akısı ise F_h ile belirtilmiştir. s_m, s_i ve s_h sırasıyla kütle momentum ve enerji için simgelerdir.

2.2 Türbülans Modelleri

Akışkanlar dinamiğinde türbülans akış rejiminin düzensizliği olarak tanımlanır. Türbülans karakteristiği düzensizlik, difüzyon, enerji saçılması, integral uzunluk ölçeği, Kolmogorov ölçeği ve Taylor mikro ölçekleriyle tanımlanır. Kolmogorov ölçeği, enerji içeren küçük boyutlu döngüleri tanımlamak için kullanılır. Bu küçük ölçekli döngülerin çözülebilmesi için yaklaşık olarak 10^{-6} m mertebesinde elemanlara ihtiyaç vardır. Fakat günümüz teknolojisinde bu kadar küçük elemanlı ağ yapısını çözecek bilgisayarlar çok maliyetli olmakta ve çözümler çok uzun zaman almaktadır. Bu nedenle türbülansların çözümü gerçekleştirilememekte ve türbülans modellerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Türbülans model seçimi hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde, analize başlamadan önce eski çalışmalardan edinilmiş bilgiler ışığında kullanılmakta ya da farklı türbülans

model sonuçları karşılaştırılıp, en iyi yaklaşım gösterilen modelin seçimi yapılmaktadır. Bu çalışmada kullanılacak olan HAD programı STAR-CD bünyesinde birçok türbülans modeli bulundurmaktadır. Reynolds Average Navier Stokes (RANS), Large Eddy Simulation (LES) ve Detached Eddy Simulation (DES) gibi modeller STAR-CD programının sunduğu bazı türbülans modelleridir.

Çalışmada türbülans çözümleri için RANS altında Linear Eddy Viscosity türbülans modeli diğer modellere göre daha basit ve sade olduğu için tercih edilmiştir.

2.2.1 Standard k-epsilon türbülans modeli

Yüksek Reynolds sayısına sahip akışkanlar için kullanılması uygun olan standart k-ε türbülans modeli STAR-CD’de yer almaktadır. Bu model türbülans kinetik enerjisi, k, ve türbülans kinetik yayılım enerjisi için, ε, iki adet taşınım denklemi içermektedir. Bu denklemler Denklem 2.4 ve 2.5 te gösterilmiştir.

Türbülans kinetik enerjisi, k için

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

Denklem 2.4 türbülans kinetik enerjisi, k’nın hesaplanması için, eşitliğin sağ tarafında bulunan ilk terim kayma ve normal gerilmelerden kaynaklanan türbülansı, ikinci terim viskoz ayrılmayı ve son olarak üçüncü terim ise sıkıştırılabilirlik etkisiyle üretilen türbülansı ifade etmektedir.

Türbülans kinetik enerjisi yitim oranı, ε için

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

Denklem 2.5'te eşitliğin sağ tarafında verilen birinci terim doğrusal sıkışma, ikinci terim yayılımın yitimi, üçüncü terim yüzme etkisi (buoyancy) ve dördüncü terim ortalama yoğunluğu göstermektedir.

Türbülanslı (Eddy) viskozite denklemi

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

Denklem içerisinde bulunan ρ , ε , k , σ , u_i , S_{ij} sırasıyla yoğunluk, türbülans yitim oranı, türbülans kinetik enerjisi, Prandtl sayısı, mutlak hız ve ortalama gerinim oranını simgelemektedir. Çizelge 2.1'de bulunan C_{e1} , C_{e2} , C_{e3} , C_{e4} kat sayıları ise sabitleri göstermektedir.

Çizelge 2.1 : Standard k-ε türbülans modeli katsayıları

C_μ	σ_k	σ_ε	C_{e1}	C_{e2}	C_{e3}	C_{e4}	K
0.09	1	1.22	1.44	1.92	1.44	-0.33	0.419

2.2.2 Realizable k- ε türbülans modeli

Lineer k- ε türbülans modelinin C_μ sabiti yerine fonksiyon geliştirilerek Realizable k- ε türbülans modeli geliştirilmiştir. Böylelikle standart k- ε türbülans modeline göre daha gerçekçi bir Reynolds Stress tensor elemanı elde edilmiştir. Realizable k- ε türbülans modelinin bir diğer farkı ise standart modele göre ε taşınım denklemindeki üretim terimidir. Realizable k- ε türbülans modelinde, k ve ε denklemleri Denklem 2.7 ve Denklem 2.8'de verilmiştir.

Türbülans kinetik enerjisi

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

Türbülans yitim oranı

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

$C_1 = \max \left(0.43 \frac{\eta}{\eta+5} \right)$ ve $\eta = S \frac{k}{\varepsilon}$ ve $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$ sırasıyla türbülans kinetik enerjisini ve yitim oranını vermektedir.

Türbülans (eddy) viskozitesi standart k- ε türbülans modeliyle aynı şekilde C_μ 'nin bir fonksiyonu olarak hesaplanmaktadır.

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

Standart k- ε türbülans modelinden farklı olarak C_μ ve C_μ 'yü oluşturan fonksiyonların katsayıları aşağıdaki tanımlanmıştır.

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

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

$$A_0 = 4$$

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

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

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

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

Ortalama hız gerinim oranı ve vortisiteyi sırasıyla S_{ij} ve Ω_{ij} terimleri tanımlamaktadırlar.

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

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

Realizable k- ϵ türbülans modelinde bulunan katsayılar Çizelge 2.2’de gösterilmektedir.

Çizelge 2.2 : Realizable k-e 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

Türbülans sırasında oluşan küçük boyuttaki akış hareketlerini daha iyi modelleyebilmek için Yakhot ve arkadaşları [28] Navier-Stokes denklemlerini sadeleştirmişlerdir. Bu şekilde Re-Normalization Group [RNG] metodu geliştirilmiştir. Standart k- ϵ modelinden farklı olarak tek bir türbülans uzunluk ölçüsü hesaplanan eddy vizkozitesi, RNG k- ϵ modeli ile türbülansı etkileyen farklı ölçekteki hareketleri de hesaplamaya katmışlardır. Böylelikle hesaplanan türbülans değeri gerçek değere yaklaşmıştır. Standart k- ϵ modelinin sonuna ek bir terim getirilerek matematiksel model güncellenmiştir.

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

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

Denklemlerde gösterilen η_0 ve β değerleri deneysel olarak hesaplanmıştır. Değerleri sırasıyla 4.38 ve 0.012’dir. Ayrıca denklemde bulunan η değeri $S k/\epsilon$ şeklinde

tanımlanmıştır. Geri kalan bütün terimler standart $k-\varepsilon$ modeli ile aynı değerleri taşımaktadır.

RNG $k-\varepsilon$ türbülans modelinde bulunan katsayılar Çizelge 2.3’de gösterilmektedir

Çizelge 2.3 : RNG $k-\varepsilon$ türbülans modeli katsayıları

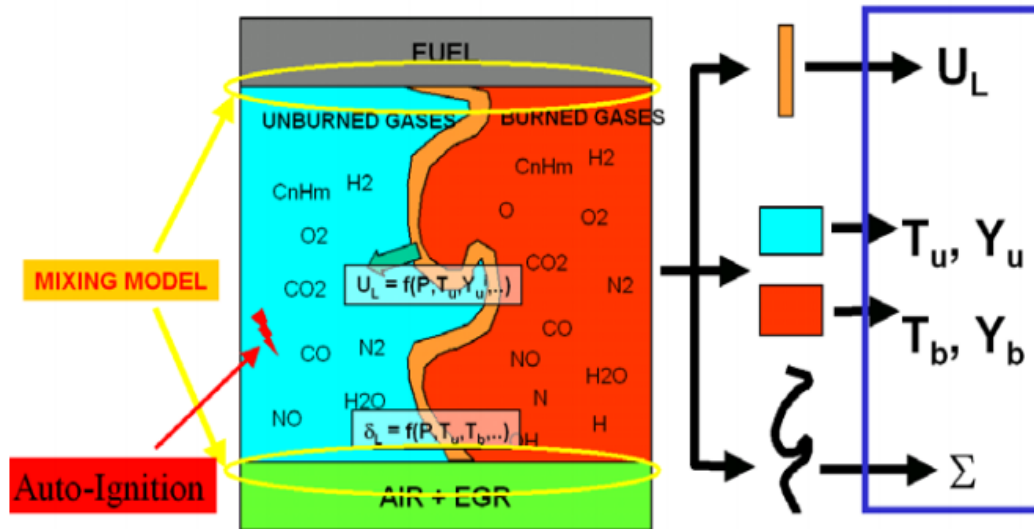
C_μ	σ_k	σ_ε	σ_h	σ_m	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	K	E
0.085	1	1.22	0.9	0.9	1.42	1.68	1.44	-0.33	0.4	9

Türbülans denklemleri uygulanan akışta yoğunluk, ρ , ideal gaz ($\rho = \frac{RT}{PM_f}$) denklemi ile bulunur. Burada P basınç, M_f akışkanın molekül ağırlığı, R gaz sabiti, T ise Kelvin cinsinden sıcaklığı belirtmektedir.

2.3 Yanma Modelleri

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

STAR –CD programında dizel ve benzin motorları için ECFM-3Z yanma modeli sunulmuştur. Bu modelin doğruluğu Colin ve arkadaşları tarafından [29] ortaya konmuştur. ECFM-3Z yanma modeli gazları yanmış ve yanmamış bölgelere ayırmaktadır. Yanmış gazlar belirli bir sıcaklığın altına düştüğünde yanmamış bölgeye transfer olmaktadır. Şekil 2.1’de yanmış ve yanmamış bölgeler şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : ECFM-3Z yanma modeli şematik gösterimi [29]

Bu yaklaşım çoklu yakıt püskürtme yapılmasına olanak sağlayıp, yanma ürünlerinin doğru tahmin edilmesine yardımcı olmaktadır. ECFM-3Z modeli karışım modeli (mixing model), alev ilerleme modeli (flame propagation model), ard alev (post flame) ve emisyon modeli (emission model) olarak dört ana başlık altında incelenebilir.

2.3.1.1 Karışım modeli

ECFM-3Z modelini oluşturan ilk model karışım modelidir. Şekil 2.1'de de görüleceği gibi model yakıt bölgesi; karışmış gaz bölgesi, karışmamış hava ve EGR bölgesi olarak üç bölgeye ayrılmıştır. Modelde hesaplamalar, karışım bölgesi için yapılmaktadır. Yine Şekil 2.1'de gösterilen mavi ve kırmızı bölge yanmış ve yanmamış gazlar için gösterilen bölgelerdir. Bu iki bölge arasında kalan turuncu bölge ise yanmanın gerçekleştiği bölgedir. Bölgelerde bulunan bileşenlerin kütle oranları Denklem 2.29 ile hesaplanmaktadır.

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

Denklem δ fonksiyonu (Dirac Delta fonksiyonu) ile çözülmektedir. Bölgeleri ayırmak için m kullanılmıştır. Karışım bölgesinde, yanma modelinde kullanılan yakıt, O₂, CO₂, H₂O, N₂, CO, H₂, OH, H, N, O ve is bileşenleri bulunmaktadır. Fakat oksijen karışmamış hava ve EGR bölgesinde de bulunduğu için, bu bölgelerde de çözümü yapılmakta ve diğer bileşenlerle kütle oranları olarak orantılanmaktadır.

Yanma için henüz karışmamış yakıt ve oksijen kütle oranlarının hesaplanması sırasıyla Denklem 2.30 ve Denklem 2.31'de gösterilmiştir.

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

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho Y_{o2um}}{\partial t} + \nabla(\rho u Y_{o2um}) - \nabla \left[\left(D + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla Y_{o2um} \right] \\ = - \frac{\beta_{min}}{\tau_m} Y_{o2um} \left(1 - \frac{Y_{o2um} \rho W_m}{Y_{o2inf} \rho_u W_{o2}} \right) \end{aligned} \quad (2.31)$$

Oksijen denkleminde bulunan Y_{o2inf} değeri $Y_{o2inf} = Y_{To2}/(1 - Y_{Tf})$ formülü ile bulunmaktadır. W_m yanma ürününün ağırlığını, W_{o2} ve W_f ise sırasıyla yakıt ve oksijen

ağırlıklarını göstermektedir. Normal değeri 1 olan β_{min} ise ayarlama katsayısını belirtmektedir. Karışım zaman ölçeği için ise τ_m ifadesi kullanılmıştır. Karışım zaman ölçeği τ_m için iki ayrı hesaplama mevcuttur. Denklem 2.32’de türbülans zaman ölçeği için formül gösterilirken, Denklem 2.33 ve Denklem 2.34’te de karışım zaman ölçeği gösterilmektedir.

$$\tau_m \equiv \tau_T = \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.32)$$

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

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

Denklem 2.35 ve Denklem 2.36, Denklem 2.34’te bulunan c ve τ_L ’nin hesaplamalarını içermektedir. Burada c ilerleme değişkenini ifade ederken, τ_L ise laminar zaman ölçeğini göstermektedir.

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

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

Şekil 2.1’de gösterilen turuncu bölgesi, yani yanma bölgesi içerisinde bulunan bileşenler, kimyasal tepkimeler sonucu ürünlere dönüşür. Ürünlerin kütle oranları denklem 2.37’de belirtilmiştir.

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

Denklem 2.37’de gösterilen i karakteri bileşenleri ifade etmektedir. T ile ifade edilen terimler ise izleyici bileşenleri göstermektedir. ρ^{UM} ise gazların hacimsel kütlelerini ifade etmektedir. Aşağıda bulunan Denklem 2.38’de, farklı yanma ürünlerinin kütle oranlarıyla toplam ρ^{UM} nasıl bulunduğu ifade edilmektedir.

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

Denklem 2.39’de bulunan C_x karışmamış bölgelerdeki kütlelerin toplam kütle oranını ifade etmektedir. Yanmamış bölgelerdeki her bir gazın kütlesi ise $Y_{i,um}$ ile belirtilmektedir.

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

2.3.1.2 Alev İlerleme modeli

ECFM-3Z'nin ikinci ana modeli alev ilerleme modelidir. Bu model alev yüzey yoğunluğu denklemi ile hesaplanır.

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

Denklem 2.40'ta kullanılan sembollerin açıklamaları aşağıda verilmiştir.

D	Moleküler difüzyon hızı
C	Kimyasal alev zaman ölçeği ve alev-duvar etkileşimi arasındaki düzeltme katsayısı
Γ	NFS (Net flame Stretch) Fonksiyonu
ρ_b	Yanmış gazların yoğunluğu
ρ_u	Yanmamış gazların yoğunluğu
$U_l = S_l Q_l$	Efektif laminer alev hızı (S_l teorik laminar alev hızı ve Q_l ısı kaybı düzeltme katsayısı)
γ	İzentropik katsayı ($\gamma = \frac{c_p}{c_v}$)
μ_t	Türbülans viskozitesi
p	Termodinamik basınç
\underline{c}	Ortalama Reynolds gelişim değişkeni

C_{divu} , α ve β deneyler sonucunda bulunmuştur ve değerleri sırasıyla 1, 1.6 ve 1'dir.

$S_l(\Phi)$ teorik laminer alev hızı fonksiyonu Denklem 2.41'de gösterilmiştir.

$$S_l(\Phi) = S_{l0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^a \left(\frac{p}{p_0} \right)^b \max[1 - U_{lam1} X_{res}, \exp(U_{lam2} X_{res})] \quad (2.41)$$

Yakıt fonksiyonları olan S_{l0} ve a kat sayısı Metghalchi ve Keck [29] korelasyonu ile bulunmaktadır. Denklem 2.41'de bulunan diğer katsayı olan b ise Denklem 2.42'te gösterilmiştir.

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

Denklem 2.41'de bulunan T_0 ve p_o refererans sıcaklık ve basınç değerleridir. b_0 yakıt ve yakıt denge katsayısının bir fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır. X_{res} artık gazların mol oranıdır ve U_{lam1} , U_{lam2} , U_{lam3} 'un değerleri sırasıyla 2.1, -3 ve 40'dır.

C düzeltme katsayısı Denklem 2.43'te gösterilmiştir.

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

Kimyasal denklemlerin zaman ölçeği $\tau_c = \frac{\delta_l}{U_l Z_e}$ olarak tanımlanmaktadır. Denklemde diğer bilinmeyen Z_e , Zeldovich sayısını ifade etmektedir. Laminer alev kalınlığı ise $\delta_l = 2\mu_b / (\rho_u U_l Pr)$ formülü ile hesaplanmaktadır.

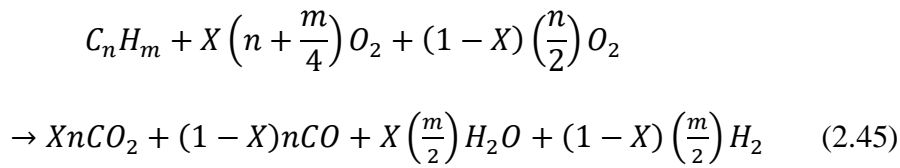
Denklem 2.44'te alevin duvarda sönme faktörü q_w ile gösterilmiştir.

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

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

2.3.1.3 Ön Karışımli reaksiyon mekanizması

Yakıtların genel formülü olarak $C_n H_m$ ifade edersek, kimyasal tepkimeyi Denklem 2.45'teki gibi denkleştirebiliriz.



Φ değerinin değişkenliğine göre X değeri aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$X = 1 \quad \Phi < 1 \quad (2.46a)$$

$$X = \frac{\left[4 \left(\frac{n + \frac{m}{4}}{\Phi} \right) - 2n \right]}{2n + m} \quad 1 < \Phi < \left(2 + \frac{m}{2n} \right) \quad (2.46b)$$

$$X = 0 \quad \Phi > \left(2 + \frac{m}{2n} \right) = \Phi_2 \quad (2.46c)$$

CFM formülüne göre yakıt yanma oranının hesaplanması Denklem 2.47’de gösterilmiştir.

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

2.3.1.4 Ard-alev ve emisyon modeli

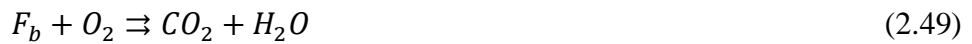
ECFM-3Z yanma modelinin bir diğer önemli konusu ard-alev ve emisyon hesaplamalarıdır. Yanma esnasında gerçekleşen reaksiyonlar bir zincir gibi ardı ardına gerçekleşmektedir. Gerçekleşen reaksiyonları yakıt ard-oksidasyon kimyası (Fuel Post-Oxidation Chemistry), ayrışma ve radikal oluşum kimyası (Dissociation ve Radical Formation Chemistry), $CO \leftrightarrow CO_2$ kinetiği kimyası ($CO \leftrightarrow CO_2$ Kinetics Chemistry), NO_x kimyası (NO_x Chemistry) ve is kimyası (Soot Chemistry) olarak incelenebilir.

STAR-CD’de yanmış gazların başlangıç birleşimi Denklem 2.48’deki gibi ifade edilir [30].

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

- Yakıt Post-Oksidasyonu

Yakıt tamamen oksitlendiğinde ortaya sadece CO_2 ve H_2O ortaya çıkar. Fakat ortamda yeterince oksijen bulunmaması durumunda modele göre yeni bir yakıt bileşeni olan Y_{fb} ortaya çıkar. Bu bileşen alev sonrasında yanmaya devam eder.



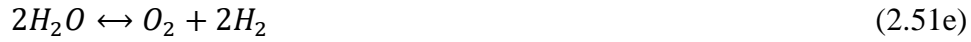
Eddy break-up yaklaşımı kullanılarak bileşenlerin yanma oranı hesaplanır. Yakıt yanma oranı hesaplaması denklem 2.50’de gösterilmiştir

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

- Ayrışma ve Radikal Oluşumu

Yüksek sıcaklık ayrışmaya etki eden bir faktördür. Ayrışmaların başlaması için gerekli koşullar STAR-CD programının içinde belirtilmiştir. Bu değerler istenildiğinde değiştirilebilmektedir. Fakat STAR-CD’nin içten yanmalı motorlardaki yanma analizleri için özelleşmiş alt modülü olan ES-ICE programı kullanıldığından;

bu değerler programın önerdiği şekilde bırakılmıştır. Aşağıda karbon içermeyen bileşiklerin ayrışmaları verilmiştir.



NO ve CO₂ mekanizmaları yukarıda gösterilen bileşenler atomlarına ayrıldıktan sonra gerçekleşmektedir.

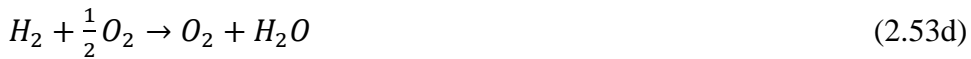
- CO→CO₂ Kinetik Kimyası

Aşağıda basit ve C₂H₄'ün parçalanma mekanizmaları gösterilmiştir.

1. Basit Tersinir Mekanizma

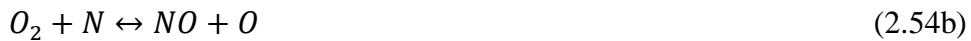


2. C₂H₄ karbon bileşiğinin parçalanması dört reaksiyon içermektedir.



- NO Kimyası

NO kimyasını en basit ve en iyi açıklayan model klasik 3 adımlı Zeldovich mekanizmasıdır.



- İs Kimyası

STAR-CD'de is oluşumu aşağıdaki gibi paylaşılmıştır. İs oluşumunda da sıcaklık parametresi önemlidir ve denklemde yer almaktadır.

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

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

A_{sferc} ve T_{sferc} değerleri sırasıyla 450 ve 1000 K'dir.

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

Denklem 2.57'de bulunan “[$\dot{I}s$]” molar konsantrasyonu, ρ_{is} ve D_{is} sırasıyla parçacık yoğunluğu ve çapını, R_t reaksiyon oranlarını belirtmektedir. Kütle oranları

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

2.3.1.5 Kendinden tutuşma ve vuruntu modeli

STAR-CD'de kendinden tutuşma (Auto-Ignition) modeli için 3 opsiyon vardır [30].

1. Deneysel sonuçlardan elde edilmiş bağıntılar kullanılarak, tutuşma gecikmesi, τ_d , hesaplanır. Deneysel formül Denklem 2.59'da verilmiştir.

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

Denklem 2.59'da CN setan (cetane) sayısını ifade etmektedir. Yanma sürecine bağlı değişken Y_{igi} fonksiyonu ise Denklem 2.60'ta verilmiştir.

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

2. Daha iyi sonuç verdiği için bu çalışmada kullanılan diğer model ise çift zamanlı kendinden tutuşma (Double-Delay Auto Ignition Model) modelidir. Bu modelde Y_{igi} ve Y_{igi2} olmak üzere iki adet kendinden tutuşma fonksiyonu bulunmaktadır. Deneyler sonucu çıkartılan sonuçlara göre tutuşma gecikmesi hesaplanmaktadır.

3. Tablo haline getirilmiş kinetik tutuşma (Tabulated Kinetic Ignition- TKI) modellerden biridir. Tutuşma gecikmesi, program içerisinde bulunan tablolardan okunarak hesaplanır. Program bu tablonun değiştirilmesine olanak sağlamaktadır.

Vuruntu modelinin bağıntısı ise Denklem 2.61'de verilmiştir. Denkleme etki eden faktörler artık gazların mol oranı ve oktan sayısıdır.

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

2.3.2 MCC (Mixing Controlled Combustion) yanma modeli

Bir boyutlu gaz değişim programı olan AVL BOOST programı, sıkıştırılmalı ateşlemeli motorlar için MCC yanma modelini kullanmaktadır. MCC yanma denklemi Denklem 2.62’de gösterildiği üzere ön karışım ve difüzyon olarak iki ana fonksiyondan oluşmaktadır [31].

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

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

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

Denklem 2.62 ana denklem olup, Denklem 2.63 ve Denklem 2.64 ana denklemin içerdęi fonksiyonların hesapmasını göstermektedir. Denklem 2.63 ve 2.64’te bulunan Q_{MCC} ve m_F sırasıyla; ortama yayılan toplam ısıyı ve buharlaşan yakıt kütlesini ifade etmektedir. Denklem 2.62’de bulunan C_{Comb} yanma oranı sabiti, Denklem 2.63’te bulunan C_{Rate} ise karıştırma oranı sabitidir. Denklem 2.63’te bulunan w_{Oxygen} , LHV ve C_{EGR} sırasıyla oksijen kütlesini, alt ısı değeri ve EGR açıklığını ifade etmektedir. Denklem 2.64’te bulunan k ve V ise sırasıyla türbülans kinetik enerjisi ve silindir hacmidir.

MCC modelinin alt ana başlıkları; yakıt kinetik enerjisi korunumu, tutuşma gecikmesi, ön karışımli yanma modeli ve parçacık ısınma ve buharlaşma modeli olarak incelenebilir [31].

2.3.2.1 Yakıt jetlerinin kinetik enerjisi korunum denklemleri

Silindir içinde oluşan hava hareketlerinin kinetik enerji üzerine etkisi bu bölümde incelenmiştir. Kinetik enerji oluşumunu etkileyen en büyük faktör, yakıt atıldıktan sonraki hava hareketleridir [15]. Türbülans kinetik enerjisinin hesaplanma şekli aşağıda gösterilmiştir.

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

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

Denklemlerde bulunan E_{kin} , C_{Turb} , C_{diss} , $m_{F,I}$, v , μA , ρ_F , n , m_{stoich} ve λ_{Diff} sırasıyla jet kinetik enerjisi, türbülans enerjisi üretim katsayısı, yitim katsayısı, püskürtülen yakıt kütlesi, enjeksiyon hızı, efektif nozül delik alanı, yakıt öz kütlesi, motor hızı, stokiyometrik hava kütlesi ve hava fazlalık katsayısını ifade etmektedir.

2.3.2.2 Tutuşma gecikmesi modeli

Tutuşma gecikmesi MCC yanma modelinde Andree ve Pachernegg 'in [32] yaptığı çalışma ile açıklanmaktadır. Tutuşma gecikmesini hesaplamak için kullanılan diferansiyel denklem aşağıda belirtilmiştir.

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

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

I_{id} tutuşma gecikmesini, T_{ref} referans sıcaklığını, T_{UB} yanmamış bölge sıcaklığını, Q_{ref} referans aktivasyon enerjisini, f_{id} ise tutuşma gecikmesi kalibrasyon faktörünü ifade etmektedir. Denklem 2.67'de bulunan α_{id} ve α_{SOI} ise sırasıyla tutuşma gecikmesi zamanı ve enjeksiyon başlama zamanını ifade etmektedir.

2.3.2.3 Ön karışımli yanma modeli

Denklem 2.68 ve 2.69'da ön karışım yanma modelini açıklanmaktadır:

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

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

Denklem 2.68'de yer alan Q_{PMC} yakıt ısı katkısını, $\Delta\alpha_c$ yanma süresini ve m ise şekil parametresini göstermektedir. y 'nin hesaplanması Denklem 2.69'da ifade edilmiştir.

2.3.2.4 Parçacık ısınma ve buharlaşma modeli

Sitkei'nin [31] yapmış olduğu çalışma MCC yanma modelinin parçacık ısınma ve buharlaşma modelini açıklamaktadır.

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

$$v_e = 0.70353 \frac{T_d}{p_c e^{\left(\frac{4.150}{T_d}\right)}} \quad (2.71)$$

Denklem 2.71'deki 0.70353 değeri buharlaşma hızını değiştirmek ve daha iyi sonuçlar elde etmek için, AVL Boost programında kullanıcının isteği doğrultusunda değiştirilebilir bir katsayı olarak tanımlanmıştır. Denklem 2.72'de parçacık çapının hesaplanması ve zamana bağlı değişimi hesaplanmaktadır.

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

2.4 İki Fazlı Akış Modeli

İçten yanmalı motorlarda gaz akışı sürekli faz (continuous phase) olarak tanımlanır. Sürekli olmayan gaz akışı, püskürtülen yakıt esnasında oluşur. Saçılarak ilerleyen akışın bu fazına; saçılmış faz (dispersed phase) denmektedir. Çoklu faz (multi-phase) içeren akış problemlerinde Lagrangian ve Eulerian olmak üzere iki farklı model bulunmaktadır. Bu çalışmada Lagrangian yaklaşımı kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

Lagrangian modelinde birbiriyle etkileşimde olan her bir parçacığın çözümü yapılmaktadır. Fakat parçacık sayısı çok fazla olacağından, çözüm süresi ve işlemci kapasitesi göz önüne alındığında, parçacıkları genellemeden çözümü çok zaman alıcı olacaktır. Bu yüzden bu modelde damlacık paketleme yaklaşımı kullanılarak çözümler yapılmaktadır.

2.4.1 Sürekli faz korunum denklemleri

İçten yanmalı motorda hava akışı ve yakıt damlacıkları olarak iki farklı akış vardır. Sürekli akış fazını hava akışı oluşturmaktadır [33]. Sürekli akış denklemleri (Denklem 2.73, 2.74 ve 2.75) sırasıyla kütle, momentum ve enerji korunum denklemlerini ifade etmektedir.

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

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

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

Denklemlerdeki s_m , s_i ve s_h sırasıyla kütle, momentum ve enerji terimleridir.

Denklem 2.76 ise Einstein taşınımını belirtmektedir.

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

2.4.2 Sürekli olmayan faz korunum denklemleri

Sürekli olmayan akış fazını yakıt damlacıkları oluşturmaktadır. Sürekli olmayan akış Denklemleri (denklem 2.77, 2.78 ve 2.79) sırasıyla kütle, momentum ve enerji korunum denklemlerini ifade etmektedir.

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

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

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

Kütle korunum denkleminde yer alan terimler olan m_d , K_g , p_t , $p_{v,\infty}$ ve $p_{v,s}$ sırasıyla damlacık kütlesi, kütle transfer katsayısı, gaz basıncı, ortamın kısmi buhar basıncı ve yakıt üzerindeki kısmi basıncı tanımlamaktadır.

Momentum korunum denkleminde yer alan terimler olan m_d , u_d , C_d , A_d , V_d , ∇p ve C_{am} sırasıyla damlacık kütlesini, damlacık hızını, sürüklenme katsayısı, damlacık iz düşüm alanını, damlacık hacmini, basınç gradyanını ve kütle katsayısını ifade etmektedir.

Enerji korunum denkleminde yer alan terimler olan $c_{p,d}$, T_d , q_d'' ve h_{fg} sırasıyla parçacığın özgül ısısını, sıcaklığını, ısı akısını ve gizli ısıyı ifade etmektedir.

Enerji denkleminde damlacık ayrışması için kritik sıcaklık tanımlanmaktadır. T_c ile ifade edilen bu değer üzerine çıkıldığında buharlaşma gerçekleşmektedir. Transfer olan kütle Denklem 2.80'de gösterilmiştir.

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

2.5 Sprey Modelleri

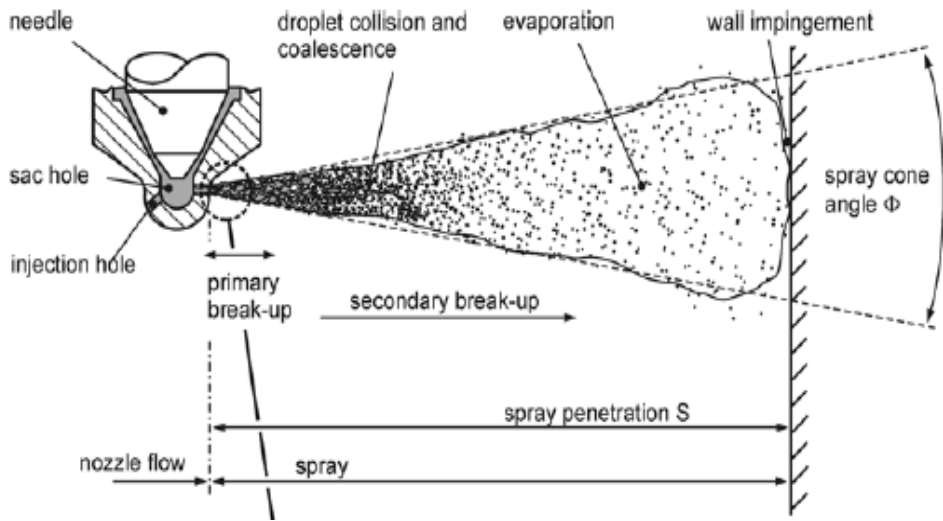
Lagrangian akış modelinde parçacık hareketlerini daha iyi tanımlayabilmek ve etkileşimleri daha doğru çözebilmek için spreyn modellenmesi gerekmektedir. STAR-CD'de sprej modeli altında nozül akış modeli, atomizasyon ve damlacık ayrılma modeli, çarpışma modeli bu çalışmada aktif olarak kullanılan modellerdir.

2.5.1 Atomizasyon ve parçacık ayrılma modeli

Yanma hızını etkileyen en önemli faktör; yakıtın parçalanmasını ve atomlarına ayrışmasını sağlayan yakıt püskürtme basıncıdır. Bu yüzden enjeksiyon karakteristiğinin doğru tanımlanması; yanma karakteristiğini doğru çözümlenebilmek için önem arz etmektedir. Literatürde iki fazlı akış yakıtın, birincil (primary) ve ikincil (secondary) ve atomizasyonu olmak üzere iki aşamada ele alınmaktadır [34]. Bu ayrılma, yakıtın Weber (We) sayısına bağlı olarak gerçekleşmektedir. Denklem 2.81'de Weber sayısının tanımı verilmiştir. Tanımda yer alan terimler u_{rel} , d , ρ_g ve σ sırasıyla parçacığın ortamdaki gaza göre bağıl hızını, parçacık çapını, gaz yoğunluğunu ve yüzey gerilmesini ifade etmektedir.

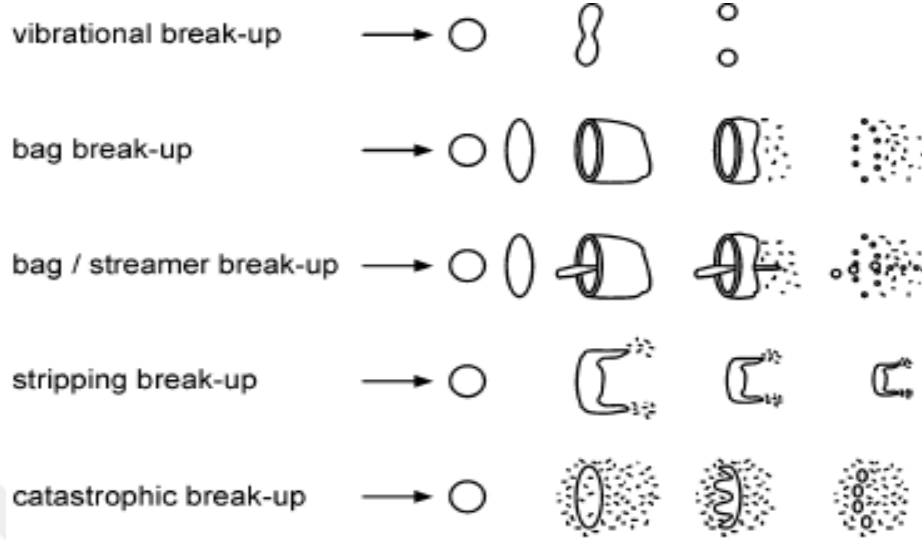
$$We = \frac{u_{rel}^2 d \rho_g}{\sigma} \quad (2.81)$$

Yakıt enjektörden çıktıktan sonra, öncelikle büyük parçacıklara ayrılır ve birincil ayrılma gerçekleşir. Daha sonra bu büyük parçacıklar küçük parçacıklara ayrılarak ikincil ayrılmayı tamamlarlar. Şekil 2.2'de parçacık ayrılma durumu gösterilmiştir.



Şekil 2.2 : Parçacık ayrılması

İkincil parçalanma ortamdaki aerodinamik kuvvetler altında gerçekleşmektedir. Aerodinamik kuvvetlerin etkisine göre parçacıklar farklı formlarda oluşabilmektedir [37]. Şekil 2.3'te farklı parçacık ayrılma şekilleri gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : İkincil parçacık ayrılma formları

STAR-CD parçacık ayrılması için Reitz ve Diwakar [38] modelini kullanmaktadır. Modele göre ikincil ayrılma Şekil 2.3'te gösterilen Bag Break-Up veya Stripping Break-Up olmak üzere iki şekilde gerçekleşmektedir. Düşük basınçlı bölgeler için Bag Break-Up ayrılması gerçekleşmektedir. Düşük basınç bölgesi Weber sayısının 20'den düşük bölgeleri için tanımlanmıştır. Weber sayısının 20'nin üzerine çıktığı bölgelerde Stripping Break-Up gerçekleşmektedir. Denklem 2.82'de Reitz ve Diwakar modelinin matematiksel gösterimi yer almaktadır [30].

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

Denklemden yer alan terimler $D_{d,stable}$, D_d ve τ_b sırasıyla sabit parçacık çapını, anlık parçacık çapını ve parçalanma işleminin zaman oranını ifade etmektedir.

Bag Break-Up ayrılma modelinin uygulanması için gereken koşullar ve ayrılma geçen zaman oranı Denklem 2.83 ve Denklem 2.84'te verilmiştir. Denklem 2.84'te yer alan C_{b2} ifadesinin değeri π sayısına eşit kabul edilerek denklem çözümü gerçekleşmektedir.

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

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

Stripping Break-Up ayrılma modelinin uygulanması için gereken koşullar ve ayrılma geçen zaman oranı Denklem 2.85 ve Denklem2.86'te verilmiştir. Modelin uygulanması, parçacık Weber sayısı ve damlacık Reynolds sayısı ile bağıntılıdır.

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

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

2.5.2 Nozül akış modeli

Nozül akış modeli, parçacık çapını belirlemek için kullanılır. STAR-CD içerisinde bulunan Rosin Rammler dağılımı ilk parçacık boyutunu ve nasıl bir parçacık boyutu dağılımı olacağını belirlemektedir [30]. Modelde, ortalama parçacık çapının belirlenmesi gerekmektedir. Enjektör basıncı yükseldikçe parçacık çapı küçülmektedir. Yüksek basınçlı enjektör sistemine sahip motorlarda bu değer 4-80 mikron aralığında değişmektedir [30]. Rosin Rammler dağılım denklemi aşağıda belirtildiği gibidir:

$$Q = 1 - \exp \left[- \left(\frac{D}{X} \right)^q \right] \quad (2.87)$$

Denklem 2.87'de belirtilen Q (SMN, Sautern Mean Diameter) çapı, D değerinden küçük parçacık kütle oranını veya sayısını belirtmektedir. X ve q değerleri kullanıcı tarafından girilmesi gereken deneysel değerlerdir. Bu çalışmada yanma hızını doğru yakalayabilmek için X ve q değerleri 40 mikron ve 2.3 olarak tanımlanmıştır.

2.5.3 Çarpışma modeli

STAR-CD'de çarpışma modeli için O'Rourke'nin [30] modeli kullanılmıştır. Model, parçacıkların birbiriyle olan etkileşimlerini hesaplamaktadır. Parçacıkların çarpışması durumunda; ayrılma (seperation), sekme (bouncing) ve birleşme (coalescence) etkileşimleri gerçekleşebilmektedir. Parçacıkların etkileşime olasılıklarını hesaplamak için ise parseller kullanılır. Etkileşimlerden dolayı oluşabilecek kütle ve enerji değişimleri parsel merkezinde konumlandırılır. Parçacıkların çarpışma olasılıkları Poisson dağılımına (Poisson Distribution) göre belirlenir.

3. SINIR KOŞULLARI ve GAZ DEĞİŞİM ANALİZLERİ

Çalışmanın bu aşamasında, TIER-3B emisyon seviyesine sahip, 3 silindri ve 3 litre turbo şarj direkt enjeksiyonlu bir dizel motorun bir boyutlu gaz değişim analizleri yapılmıştır. Analiz edilen motorun alçak rölanti devri 800 iken yüksek rölanti devri 2500'dür. Çizelge 3.1'de motorun teknik özellikleri paylaşılmıştır.

Çizelge 3.1 : Motor özellikleri

Güç [Kw]	55
Maksimum Tork [Nm]	335
Çap [mm] x Strok [mm]	104 x 115
Sıkıştırma Oranı	17.5:1
Biyel Kolu Uzunluğu [mm]	182
Turbo Basınç Oranı	1,4
Valf Zamanlamaları	IVO=28° bTDC IVC =60° aBDC
	EVO =65° bBDC EVC =33° aTDC
Maksimum Valf Açıklığı [mm]	Emme: 5.85
	Egzoz: 6.25
Enjektör Delik Sayısı	8
Enjektör Delik Çapı [mm]	0.131
Rail Basıncı [bar]	1600
Sprey Açısı	151°

Bir boyutlu gaz değişim analizleri; motorun performans eğrisini çıkartmanın yanı sıra, daimi rejimdeki döngü şiddetinin ve üç boyutlu reaktif Hesaplmalı Akışkanlar dinamiği analizinin sınır ve başlangıç koşul değerlerini belirlenmesi için yapılmıştır.

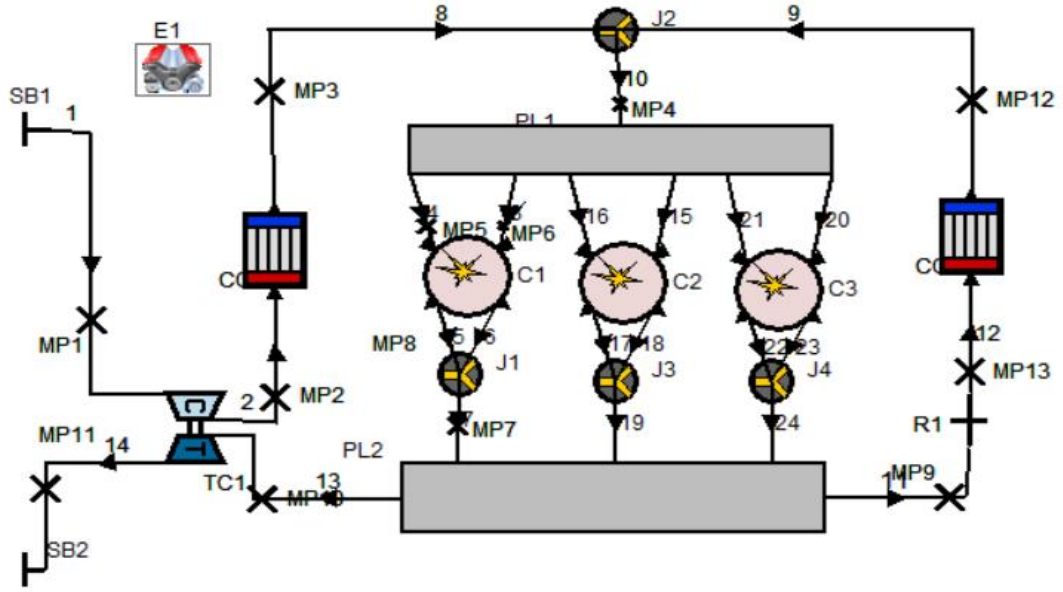
Çalışmalar 2300 devir tam yükte gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları tork, performans ve emisyon açısından dinamometre test verileriyle karşılaştırılarak modellerin doğruluğu ortaya konmuştur. Çizelge 3.2’de motor çalışma koşulları paylaşılmıştır.

Çizelge 3.2 : Motor parametreleri

<i>Parametre</i>	<i>Değer</i>
Motor Hızı [rpm]	2300
Ana Enjeksiyon Zamanlaması [dcA]	2° bTDC
Ana Enjeksiyon Süresi [dcA]	12°
Yakıt Denge Katsayısı (ϕ)	0.56
Yakıt Kütlesi [mg/st]	64
EGR Yüzdesi [%]	16
Swirl Sayısı	1.1

3.1 Bir Boyutlu Gaz Değişim Analizleri

Motorun bir boyutlu gaz değişim analizleri AVL Boost programı kullanılarak yapılmıştır. Bir boyutlu gaz değişim analizlerin ana amacı; üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi için gerekli motor sınır ve başlangıç koşullarını belirlemektir. AVL Boost programı ile kurulan bir boyutlu modelin şeması Şekil 3.1’de paylaşılmıştır. Model 3 silindir, bir kompresör ve bir türbinden oluşan turbo şarj, 1 ara soğutucu, 1 EGR soğutucu, emme portları, egzoz portları ve borulardan oluşmaktadır. SB1 ve SB2 ile gösterilen bölgeler motorun sınır koşullarını göstermektedir. Sistemde bulunan boru uzunlukları ve çapları, mevcut motordan alınmıştır. Basınç ve verimlilik oranları türbin için girdi olarak girilmiştir. Ara soğutma ünitesinde gelen akışkanın giriş ve çıkış sıcaklığı ve basınç düşüşü girdi olarak tanımlanmıştır. PL ile gösterilen portların hacimleri sisteme tanımlanmıştır. 3 silindirde özdeş olarak seçilmiş, 240°’lik yanma faz farkı tanımlanmıştır. Motor ve silindir için ise biyel kolu, silindir çapı, sıkıştırma oranı, valf zamanlamaları, motor devri, silindir yüzey alanı girdi olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.1 : 1B gaz değişim analiz modeli

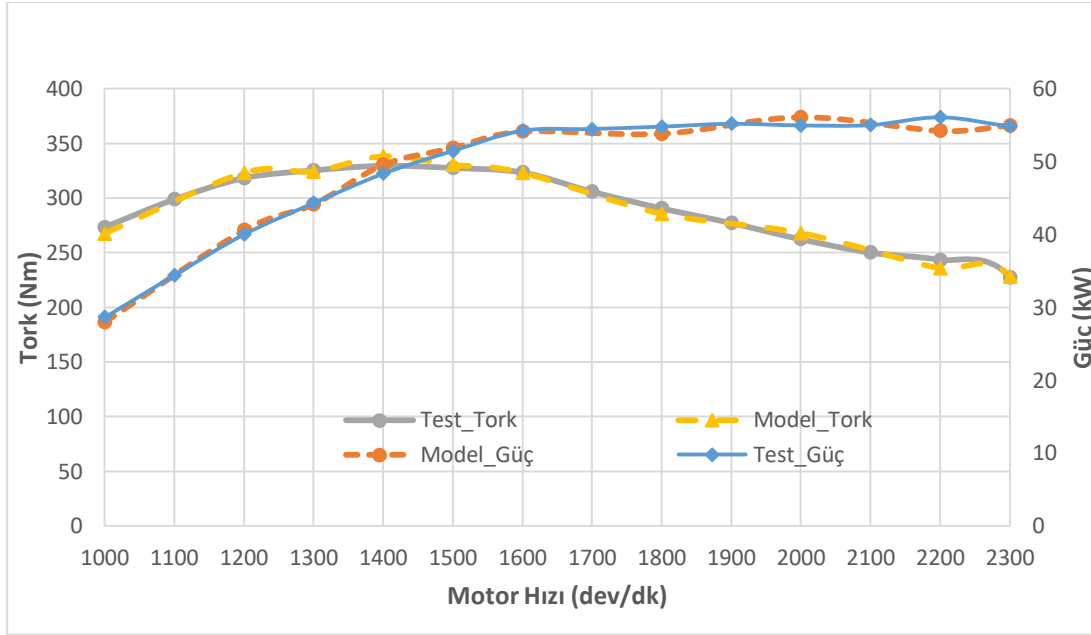
Model girdisi olarak dizel yakıt, enjeksiyon zamanlamaları ve özellikleri tanımlı, rail basınç değeri tanımlanmıştır. EGR valfi modellemesi için kısıtlayıcı valf kullanılarak istenilen değer girdi olarak girilmiştir. Modelde basınç, sıcaklık, hız gibi önemli noktalara ölçüm noktaları koyulmuştur. Ölçüm noktalarından alınan veriler daha sonra üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi için girdi olarak kullanılmıştır. Bir boyutlu gaz değişimi analizleri için kullanılan elemanlar Çizelge 3.3'te verilmiştir.

Çizelge 3.3 : Gaz değişim analizi modeli elemanları

Sembol	Eleman Çeşidi	Sayısı
C	Silindir	3
E	Motor	1
TC1	Turbocharger	1
CO	Cooler	2
SB	Sistem Sınırları	2
PL	Birleşimler	2
J	Bağlantı Vanaları	4
R	Sınırlayıcı Valf	1
MP	Ölçüm Noktaları	13

3.2 Bir Boyutlu Gaz Değişim Analiz Sonuçları

Modelliğin doğruluğunu kanıtlamak için 1000 devirden 2300 devire kadar 100 devir aralıklarla tam yükteki tork ve güç eğrileri Şekil 3.2’de karşılaştırılmıştır. 1400 devir maksimum yük bölgesindeki hata payı %2.4 olarak hesaplanmıştır. Maksimum güç bölgesi olan 2300 devirde ise hata payı %0.3’tür.



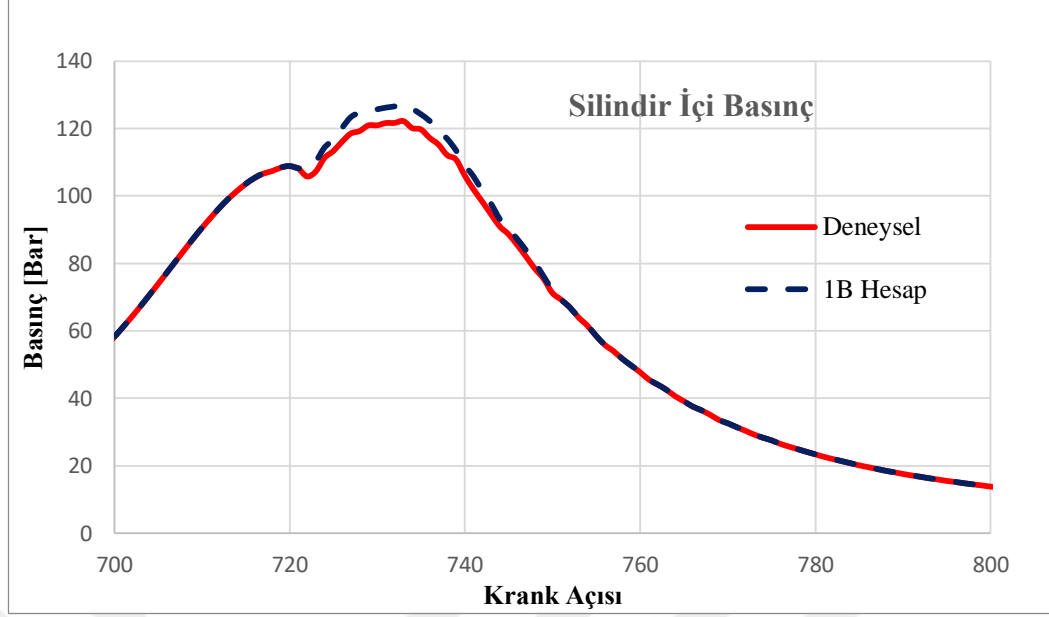
Şekil 3.2 : Motor performans eğrisi

Yapılan çalışmada 2300 devir için ortalama efektif basınç, IMEP, 13.85 bar olarak hesaplanmıştır. Bu değer deneysel sonuçlarda 13.71 bar olarak ölçülmüştür. Hata oranı %1 olarak hesaplanmıştır. 1B gaz değişimi analizi sonucunda fren özgül yakıt tüketimi, BSFC, 243 g/kWh olarak hesaplanmıştır. Ölçüm değeri ise 235 g/kWh’ tir. Hata oranı %3.4 olarak hesaplanmıştır. Bu değerler Çizelge 3.4’te paylaşılmıştır.

Çizelge 3.4 : Deneysel ve 1b hesap IMEP ve BSFC değerleri

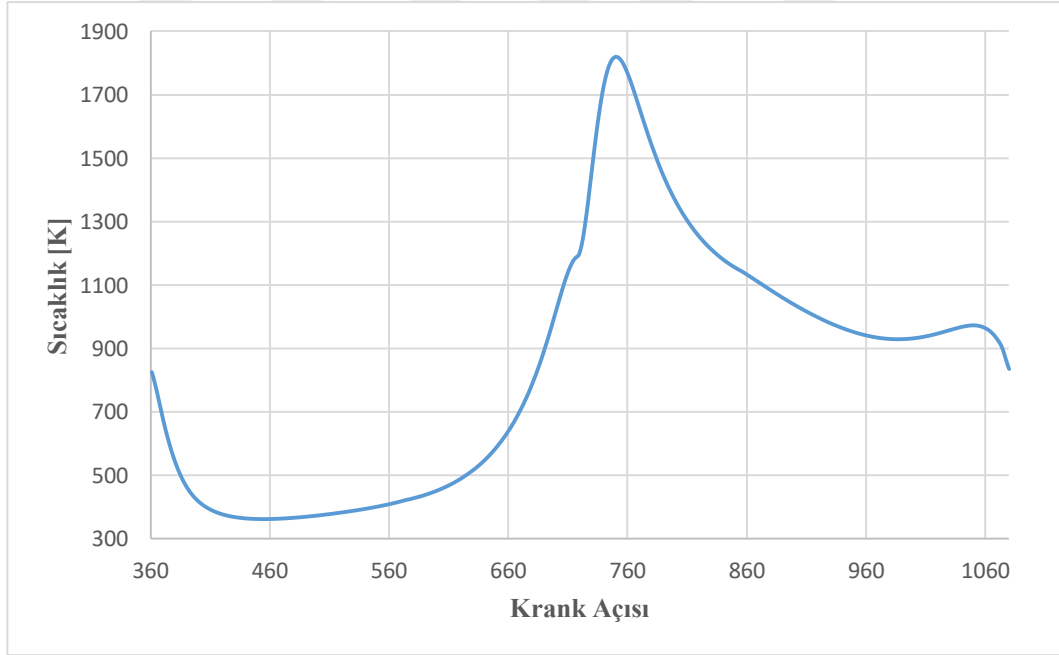
	IMEP[Bar]	BSFC[g/kWh]
Deneysel	13.71	235
1B Hesap	13.85	243

Şekil 3.3’te bir boyut gaz değişim analizinden elde edilen silindir içi basınç değerleri ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bir boyutlu gaz değişim analizine göre maksimum basınç 732° krank açısında 127.02 bar olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.3 : 1B hesap ve deneysel silindir içi basınç karşılaştırması

Şekil 3.4'te ise silindir içi sıcaklık grafiği paylaşılmıştır. Maksimum sıcaklık değeri 1800° K olarak hesaplanılmıştır. Maksimum sıcaklık 745° krank açısında gerçekleşmiştir.



Şekil 3.4 : 1B Hesap silindir içi sıcaklık grafiği

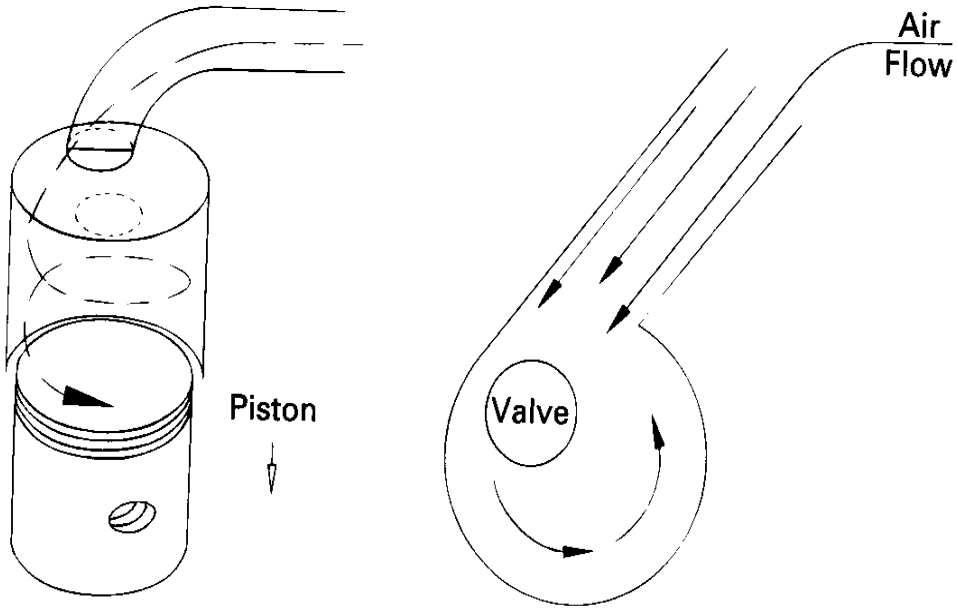
%16 EGR açıklığında yapılan çalışmalarda NO emisyonu 770 ppm, is ise 0.14 g/kWh olarak hesaplanmıştır. Test sonuçlarında ise bu değerler sırasıyla 440 ppm ve 0.007 g/kWh olarak ölçülmüştür.

Dinamometre test sonuçları ile bir boyutlu gaz değişim analizleri sonuçları, basınç ve emisyon açısından karşılaştırılmıştır. Deneylerde sıcaklık ölçümü yapılamadığından, sadece bir boyutlu gaz değişim analizinin sıcaklık sonucu paylaşılmıştır. Basınç değerlerinde bir tutarlılık gözlenirken emisyon değerleri için aynı durumdan bahsetmek mümkün değildir. Bunun başlıca sebebi bir boyutlu gaz değişim analiz modelinde üç boyutlu geometrinin tanımlanmamasıdır. Bu sebeple akış karakteristiği doğru tahmin edilememiştir. Hava döngü hareketlerinin hatalı tahmini emisyon sonuçlarında büyük farklılıklara neden olmuştur.



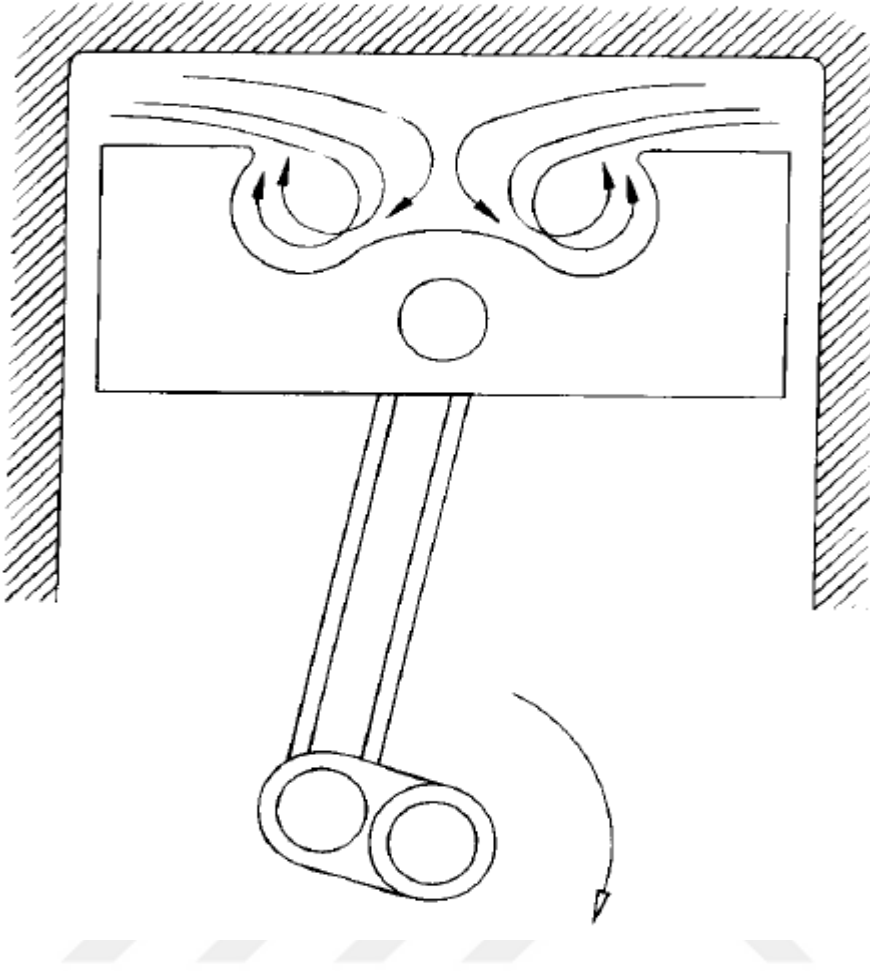
4. DAİMİ REJİMDE DÖNGÜ ŞİDDETİ SİMÜLASYONLARI

Dizel motorlarda hava hareketleri, motorun performansını doğrudan etkileyen faktörlerden biridir. Homojen bir hava yakıt karışımının elde edilmesi ve yakıtın istenen şekilde buharlaşması silindir içerisinde gerçekleşen swirl, tumble ve squish hava hareketlerine bağlıdır. Swirl hava hareketi yatay eksendeki döngü olarak tanımlanmaktadır [15]. Emme valflerinin açılmasıyla silindir içine dolan hava, emme kanallarının geometrik şekli sayesinde döngüsel bir hareket kazanır. Bu hava hareketi, silindir içindeki türbülansı arttırarak daha iyi bir hava yakıt karışımına olanak sağlamaktadır.



Şekil 4.1 : Swirl hava hareketi [15]

Literatürde dikey döngü hareketi 'Tumble' olarak tanımlanmıştır. Tumble hava hareketi de swirl hava hareketi gibi silindir içindeki türbülansı arttırmaya ve havanın yakıt ile daha iyi karışmasına olanak sağlamaktadır.



Şekil 4.2 : Tumble hareketi [15]

Piston hareketine ve geometrisine bağlı olarak oluşan döngü hareketi ise ‘Squish’ olarak adlandırılmaktadır. Bu hava hareketi genellikle piston sıkıştırma fazının sonlarında görülür.

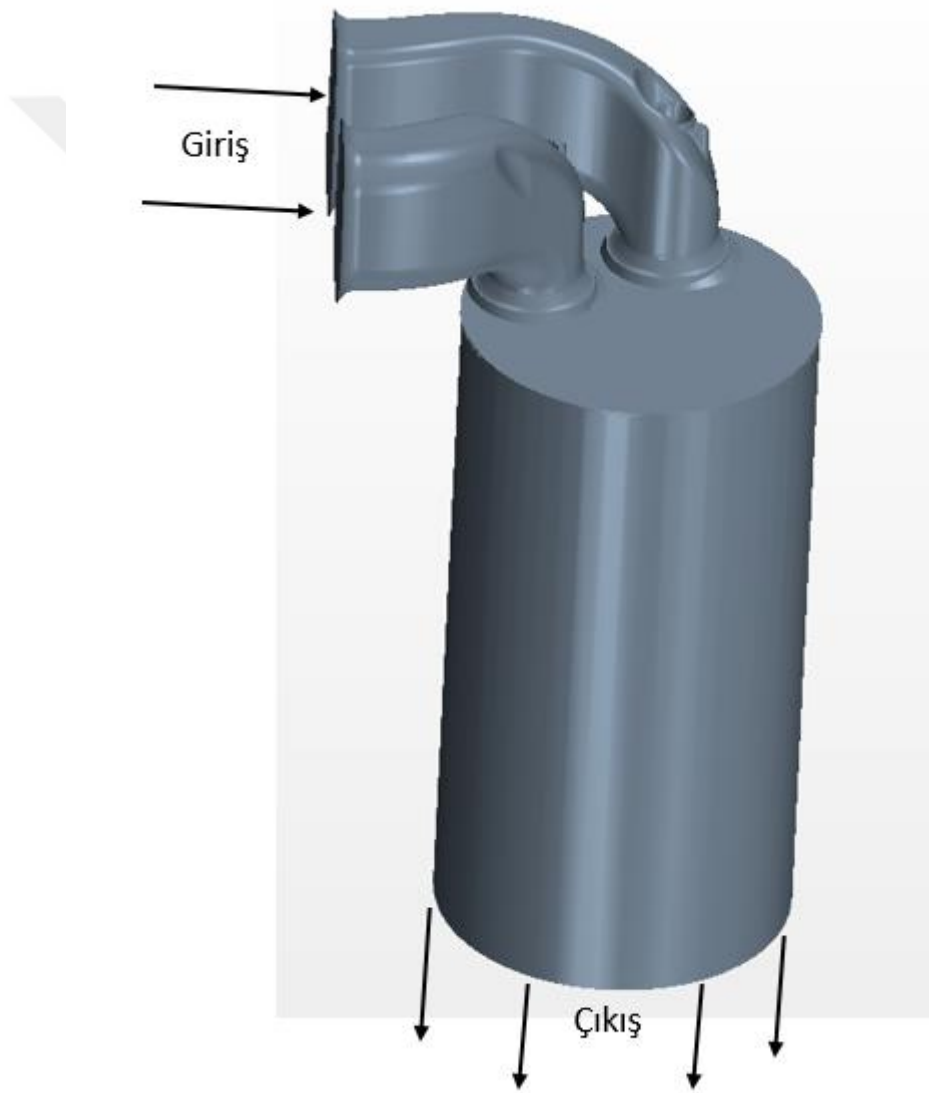
Swirl hava hareketinin matematiksel formülünün sadeleşmiş hali Denklem 4.1’de verilmiştir. Teğetsel momentumun aksenal momentuma oranı swirl sayısını vermektedir.

$$S = \frac{M_{\varphi}}{M_x} = \frac{\int_A R V_{\theta} V_a dA}{R \int_A V_a V_a dA} \quad (4.1)$$

Denklem 4.1’de belirtilen V_{θ} teğetsel hızı, V_a aksenal hızı ifade etmektedir.

4.1 Daimi Rejimde Döngü Şiddeti Sonuçları

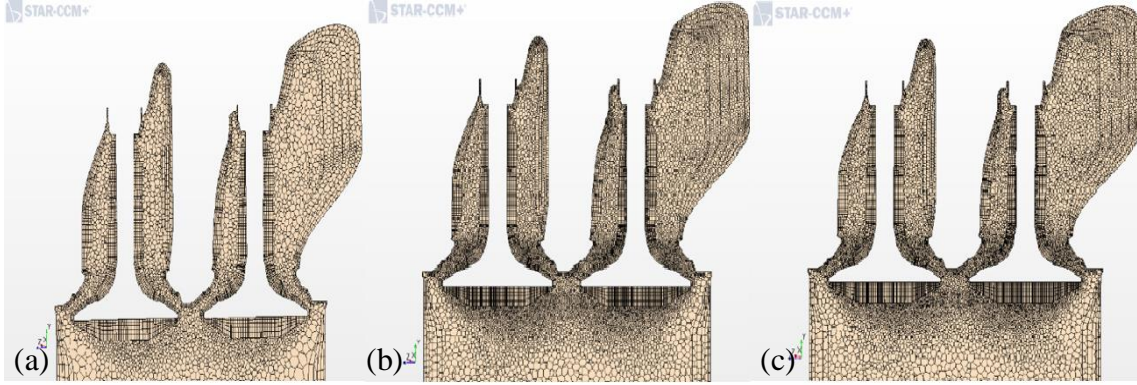
Çalışmanın bu aşamasında iki emme portuna sahip piston üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Portlardan biri düz ilerlerken, diğer port ise helis şekline sahiptir. Bu geometrik özellik yatay döngü hareketlerine, swirl, ve dikey döngü hareketlerine, tumble, özelliği katacak şekilde tasarlanmıştır. Pistonun geometri modeli Şekil 4.3'te gösterilmiştir. Swirl hesaplama çalışmaları daimi rejimde, türbülanslı akışta, ısı alışverişi engellenmiş ortamda (izotermal), farklı valf açıklıklarında gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.3 : Silindir modeli

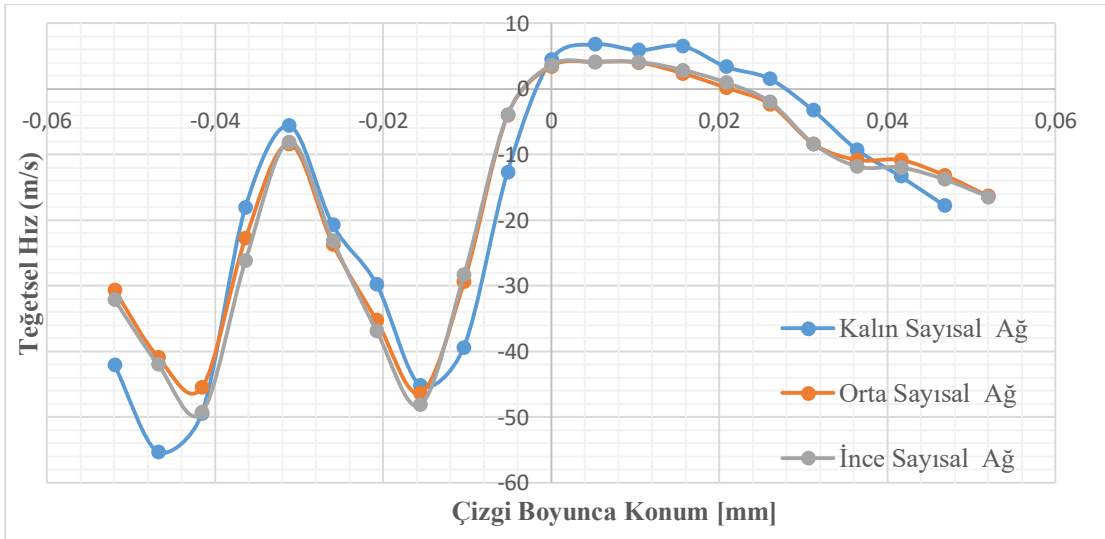
Swirl hareketlerini hesaplamak için gerekli olan sıcaklık ve debi değerleri bir boyutlu gaz değişimi analizleri sonucu edilmiştir. Emme portuna giren havanın debisi ve sıcaklığı giriş koşulu olarak tanımlanılarak analizler yapılmıştır.

Swirl sayısı çıkartılmadan önce ağ sayısı çalışması yapılmış ve piston kafasından belirli uzaklıktaki silindir çapı boyunca kaydedilen teğetsel hızların karşılaştırılması yapılmıştır.



Şekil 4.4 : Ağ sayısı çalışması (a): Kalın Çözüm Ağı; (b): Orta Çözüm Ağı; (c): İnce Çözüm Ağı)

Şekil 4.4'te sırasıyla kalın, orta ve ince ağ sayısı çalışmaları gösterilmektedir. Ağ çalışmasında bulunan hücre sayıları sırasıyla yaklaşık olarak 500.000, 1.250.000 ve 3.500.000'dir. Şekil 4.5'te ise valf açıklığı 5mm iken piston kafasından 20 mm uzaklıktaki silindir çapı boyunca kaydedilen teğetsel hızın grafikleri paylaşılmıştır.

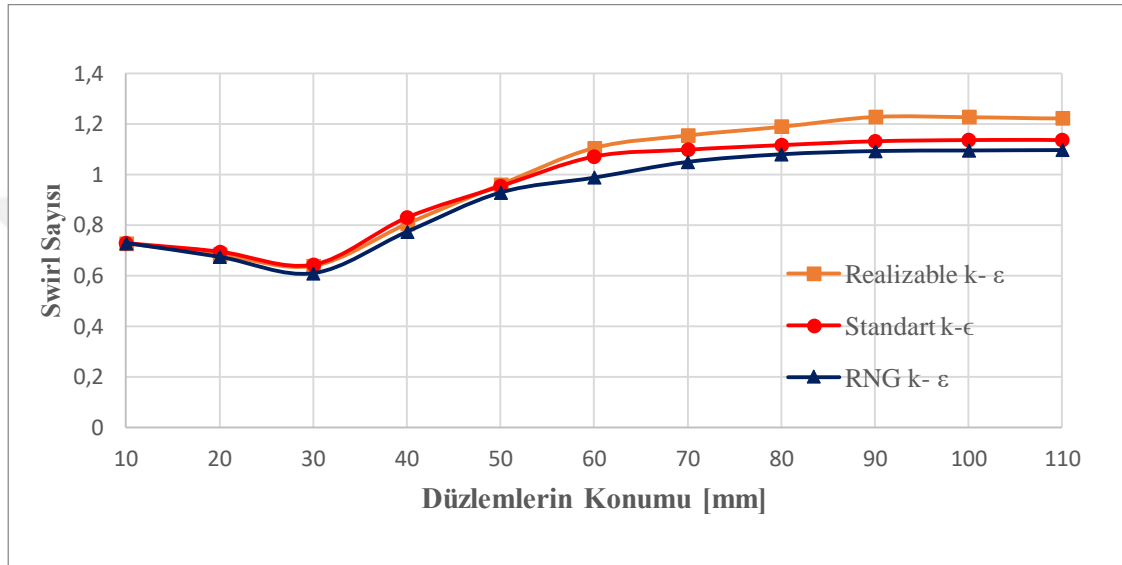


Şekil 4.5 : Teğetsel hız karşılaştırması

Şekil 4.5'te de görüldüğü gibi ince ve orta sayısal ağ yapısındaki sonuçlar birbirine benzer çıkmaktadır. Kalın sayısal ağ yapısındaki sonuçlar ise bu değerlerden

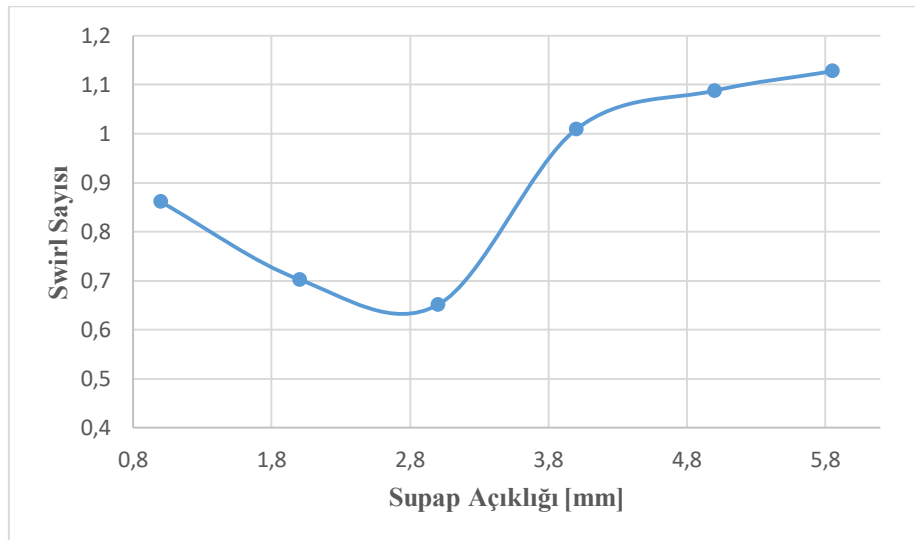
uzaklaşmıştır. Bu nedenle çalışmanın geri kalanına 1.250.000 hücre sayısına sahip orta sayısal ağa sahip model ile devam edilmiştir.

Farklı türbülans modellerinin swirl sayısına etkisini araştırmak için maksimum valf açıklığında, piston kafasından 10 mm aralıklarla düzlemler koyularak bu bölgelerde elde edilen swirl sayıları Şekil 4.6'da karşılaştırılmıştır. Analiz sonuçlarına göre Realizable k- ϵ modeli swirl sayısı bakımından en çok yüksek sonucu vermiştir. Standart k- ϵ modeline göre maksimum %9'luk bir fark oluşmuştur.



Şekil 4.6 : Türbülans modeline göre swirl sayısı karşılaştırması

1.250.000 hücre sayısına sahip ağ modelinde Standart k- ϵ türbülans modeli kullanılarak yapılan çalışmada valf açıklığına bağlı olarak elde edilen swirl sayısı Şekil 4.7'de gösterilmiştir.



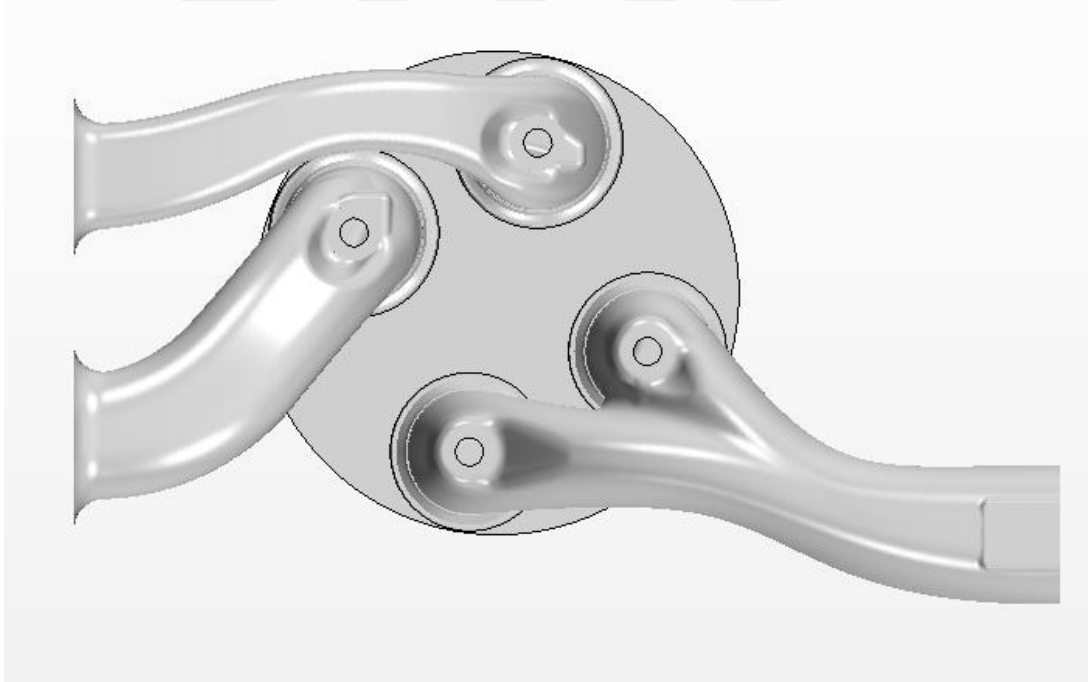
Şekil 4.7 : Supap açıklığına göre swirl sayısı

Şekil 4.7’de görüldüğü gibi swirl sayısı, önce valf açıklığı arttıkça düşmekte sonra artarak maksimum noktasına ulaşmaktadır. Literatürde ‘S’ harfi olarak bilinen bu davranış genellikle çift emme manifoldu geometrisine sahip pistonlarda görülmektedir. Yapılan çalışmada, maksimum supap açıklığı olan 5.85 mm’de swirl sayısı 1.12 olarak hesaplanmıştır.



5. ÜÇ BOYUTLU REAKTİF HAD SİMÜLASYONLARI

Çalışmanın bu aşamasında, Şekil 5.1’de görüldüğü gibi iki emme ve iki egzoz porta sahip motorda üç boyutlu silindir içi reaktif HAD analizleri yapılmıştır. 1-B analiz sonuçlarından elde edilen veriler başlangıç koşullarını belirlemek için kullanılmıştır. 600° KA ve 800° KA arasında yapılan çalışmalar için, silindir içi verisi olarak alınan sıcaklık, basınç, hava yakıt oranı ve duvar sıcaklık değerleri 1-B analiz sonuçlarından temin edilmiştir. Reaktif yanma analizleri 2300 devir tam yükte, çift fazda Lagrangian yöntemi ve ECFM-3Z yanma modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yanma analizleri; STAR-CD’nin alt modülü olan ES-ICE (Expert Systems for Internal Combustion Engine) kullanılarak yapılmıştır. ES-ICE modülünde başlangıç koşulları ve motorun fiziksel özellikleri tanımlanmıştır.



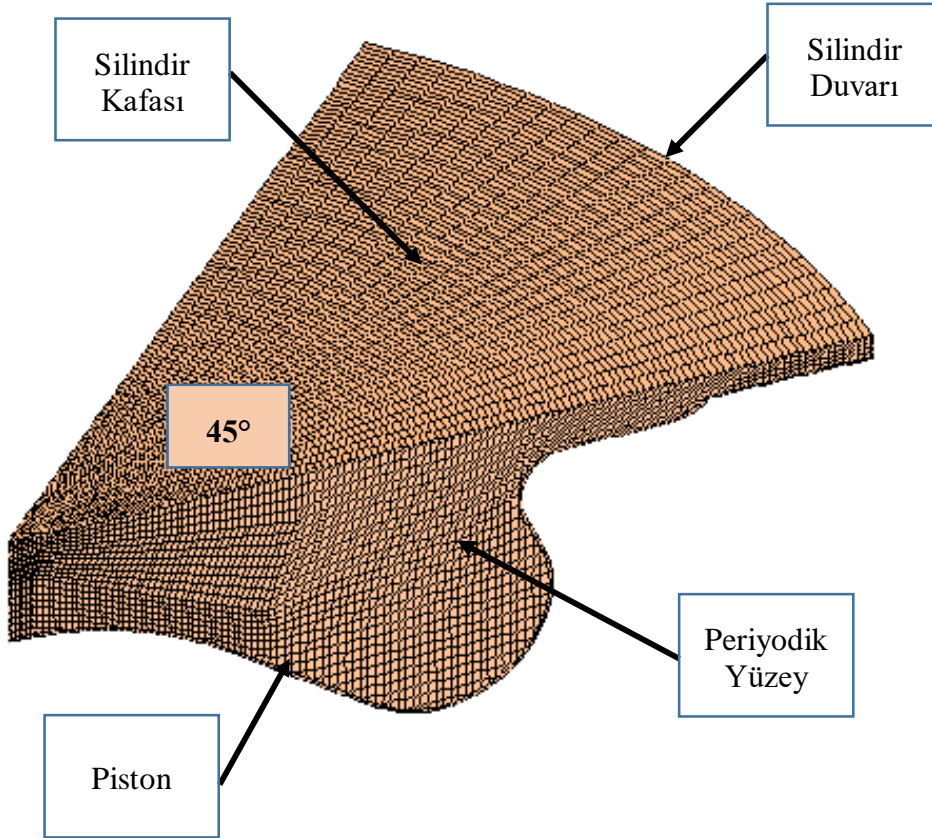
Şekil 5.1 : Motor geometrisinin üst görünüşü

Analizi yapılan motorda arasında 45°'lik açılar olan 8 delikli enjektör bulunmaktadır. Ayrıca piston çanak geometrisi simetriktir. Bu fiziksel özellikleri sayesinde sektör analizleri yapılmaya uygun bir motordur. Sektör analizleri emme ve egzoz valflerinin kapalı olduğu bölgelerde yapılabilmektedir. Bu sebeple çalışmalar 600°-800° KA'ları

arasında gerçekleştirilmiştir. Sektör analizinin en büyük kazancı, çok büyük ağ yapısı olmadan daha kısa sürede biten çalışmalara olanak sağlamasıdır.

5.1 Sayısal Çözüm Ağı Çalışması

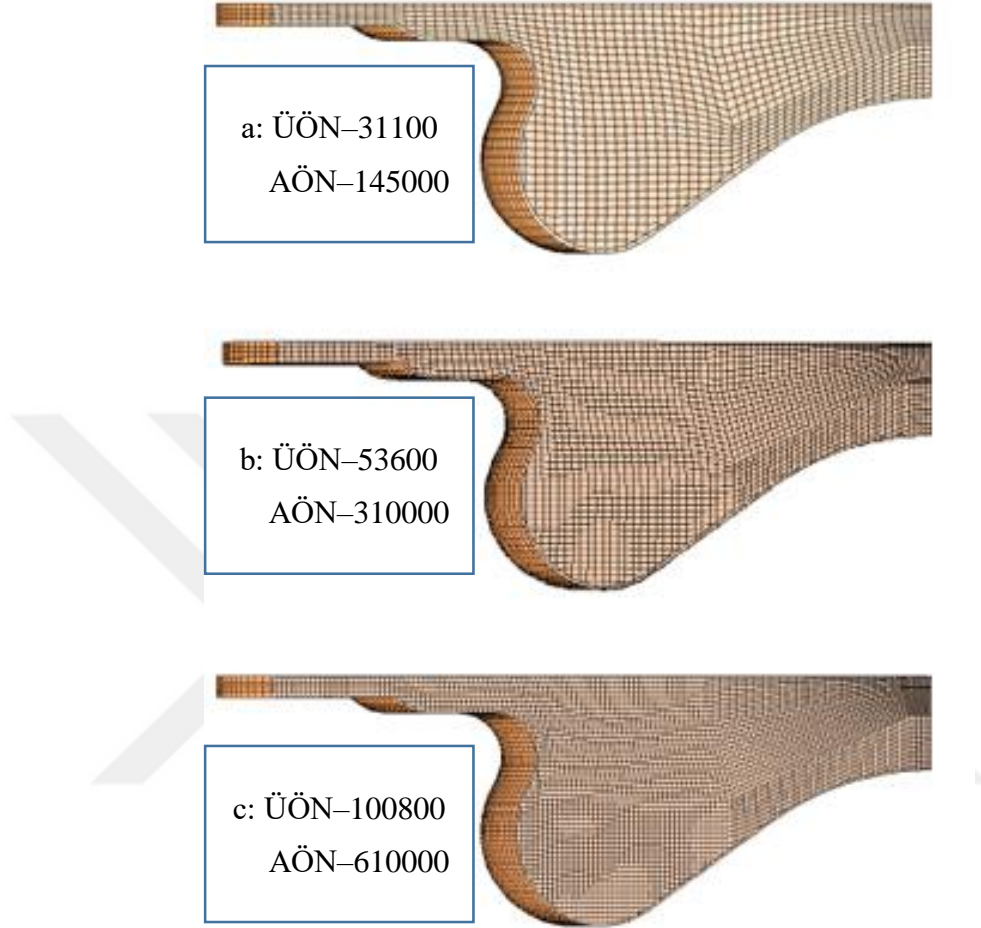
Doğru sonuçların elde edilebilmesi için HAD analizlerinde sayısal ayrıştırma çalışmalarının büyük bir önemi vardır. Uzaysal ve zamansal ayrıştırma (Spatial & Time Discretization) olarak ikiye ayrılan sayısal ayrıştırma yöntemleri, hataları minimuma indirmek için çalışmalara başlamadan önce yapılması gereken çalışmalardır [35].



Şekil 5.2 : Sektör geometrisi

Şekil 5.2’de üst ölü noktadaki sektör geometrisi üzerinde ağ çalışması gösterilmektedir. Es-ICE modelinde sektör modeli için altıgen (hexahedral) çözüm ağı kullanılmaktadır. Çift fazlı Lagrangian akışta daha iyi sonuç verdiği için sprey bölgesine dik olacak şekilde atılan çözüm ağı seçilmiştir. Çözümün hücre sayısından bağımsız olduğunu göstermek için kalın, orta ve ince ağ yapısında çözümler yapılmıştır. Üst ölü

noktadaki hücre sayıları Şekil 5.3'te gösterildiği gibi sırasıyla 31100, 53600 ve 100800'dür. Sektör analizinin son noktası olan 800° KA'da ise hücre sayıları sırasıyla 145000, 310000 ve 610000'dir.

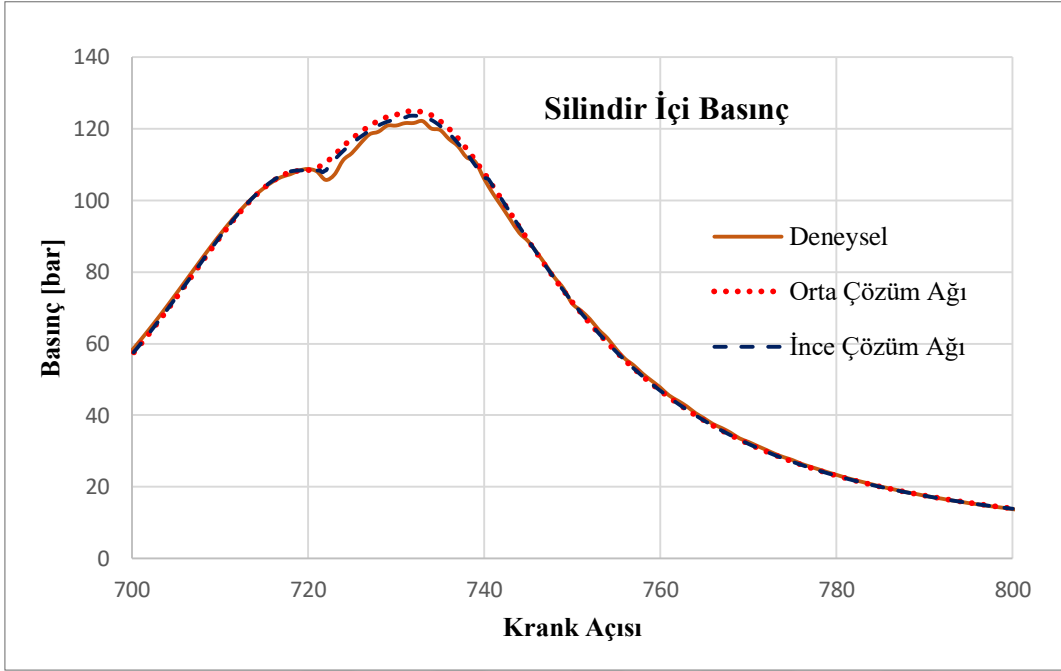


Şekil 5.3 : Sektör çözüm ağları (a): Kalın çözüm ağı; (b): Orta çözüm ağı; (c): İnce çözüm ağı

Analiz sonucu elde edilen silindir içi basınç ve açığa çıkan ısı miktarları karşılaştırılmıştır. Elde edilen veriler dinamometre test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Kalın çözüm ağı sonuçları yüksek hata oranı içerdiği için grafiklerde yer verilmemiştir. Silindir içi basınç değerleri Şekil 5.4'te gösterilmiştir.

İnce çözüm ağı ve orta çözüm ağı için 720 krank açısına kadar olan bölgeler birebir aynıdır. Bu bölgede iki çözüm ağı için de henüz yanma başlamamıştır. Aralarındaki fark tutuşma gecikmesini farklı hesaplamalar sonucu ortaya çıkmıştır. Orta çözüm ağında basınç gradyanindeki artış 720.7 krank açısında gerçekleşirken, ince çözüm ağında 721.3 krank açısında gerçekleşmiştir. Maksimum basınç değerleri ise orta çözüm ağında ise 125.1 bar hesaplanırken, ince çözüm ağında 123.6 bar olarak

hesaplanmıştır. Deneysel sonuçlar ise 122.2 bar olarak ölçülmüştür. Bu sonuçlara göre silindir içi basıncındaki hata oranı orta çözüm ağında %2.3, ince çözüm ağındaki hata oranı ise %1.1 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.4 : Farklı çözüm ağı çalışmaları için silindir içi basınç

Model doğruluğunu ispatlamak için karşılaştırılması gereken diğer bir fiziksel büyüklük açığa çıkan toplam ısı miktarıdır. Zamana bağlı açığa çıkan ısı miktarı silindir içi basınç (p) ve hacimdeki (V) değişim ile hesaplanmaktadır. Yanma sonucu ortaya çıkan ısı miktarı Denklem 5.1 yardımıyla bulunmaktadır.

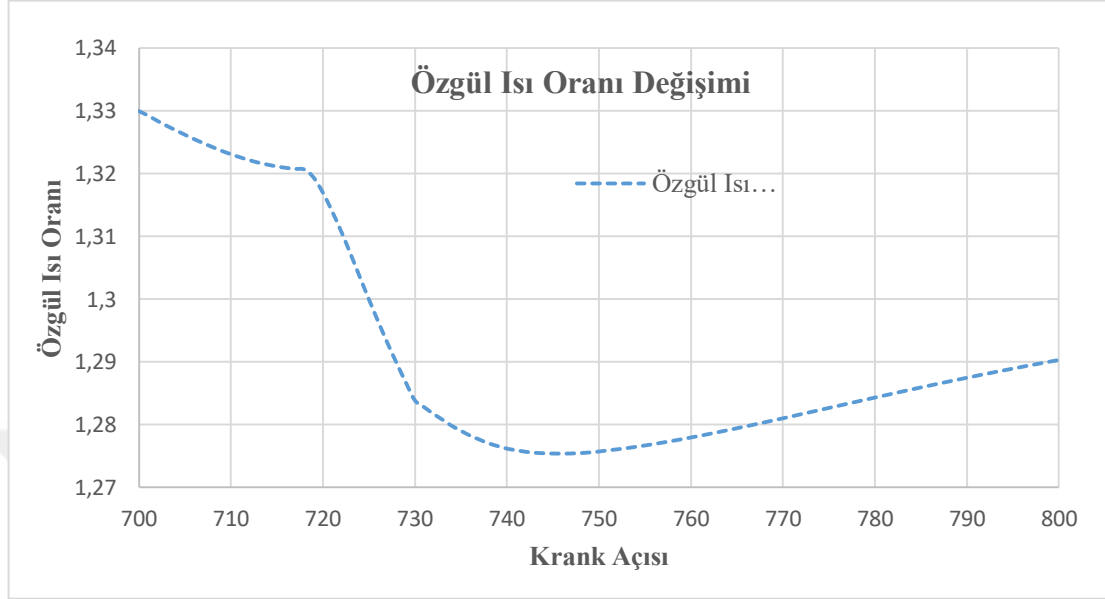
$$\frac{dQ_a}{dt} = \frac{1}{1-\gamma} V \frac{dp}{dt} + \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} \quad (5.1)$$

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

Burada t zamanı, $\gamma (=C_p/C_v)$ ise özgül ısı oranlarını ifade etmektedir. Denklem 5.2'de Q_a toplam açığa çıkan ısı transferini, Q_c yanma sonucu ortaya çıkan ısıyı, Q_w duvar ile gerçekleşen ısı transferini, Q_s ise spray esnasında gerçekleşen ısı transferini ifade etmektedir.

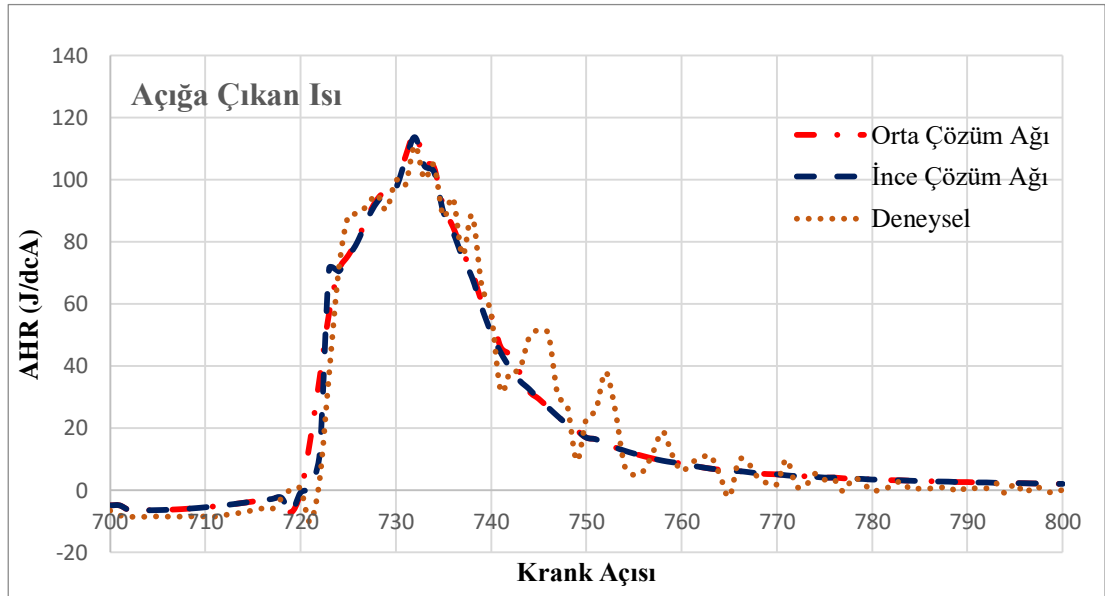
Sıcaklığa bağlı olan özgül ısı oranı, γ , değeri ES-ICE programında sabit girilerek Denklem 5.1 hesaplanmaktadır. Fakat özgül ısı oranı silindir içindeki sıcaklık değişimi ile değişmektedir. Şekil 5.5'te özgül ısı oranının zamana bağlı değişimi verilmiştir. 700° krank açısında maksimum değer 1.33 iken, zamanla sıcaklığın da artmasıyla

1.275 değerine kadar düşmüştür. Hacmin artması ve yanmanın etkisinin azalması ile birlikte sıcaklık azalmış ve özgül ısı oranı tekrar yükselişe geçmiştir. Bu sebeple ortaya çıkan ısı değerleri değişken γ değerleri kullanılarak hesaplanmıştır.



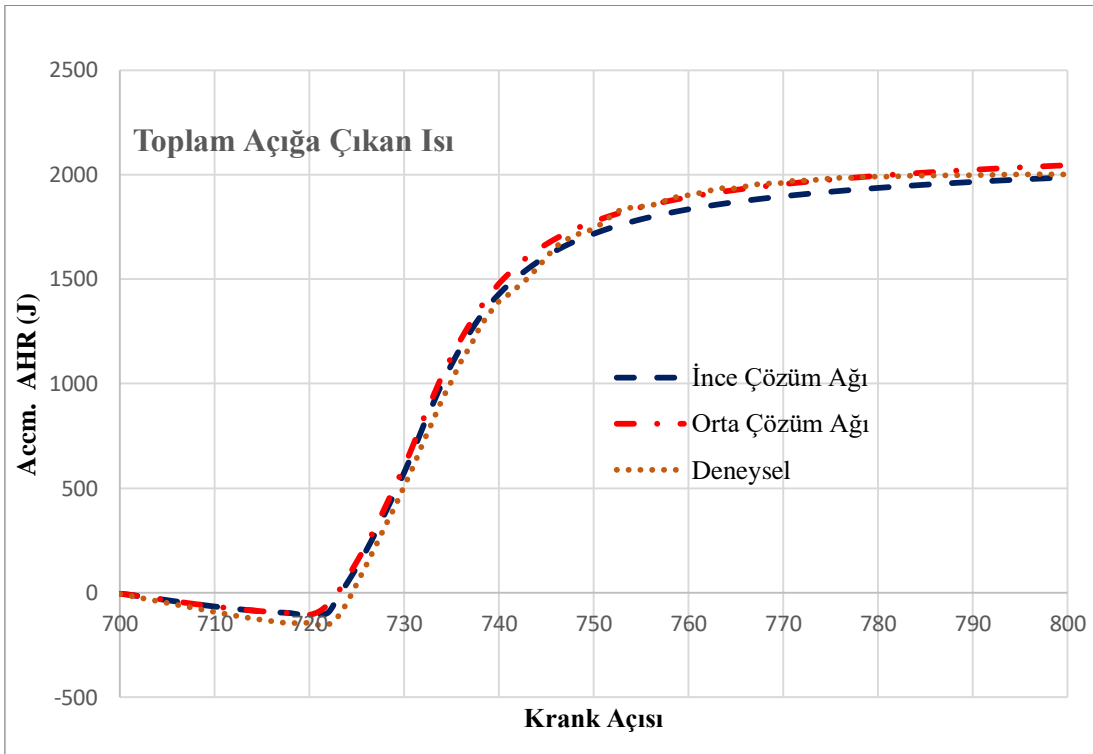
Şekil 5.5 : Özgül ısı oranının zamana göre değişimi

Şekil 5.6'da krank açısına bağlı çıkan ısı Şekil 5.7'de ise açığa çıkan toplam ısı grafikleri paylaşılmıştır. Denklem 5.1'e göre açığa çıkan ısı bir önceki adıma göre basınç ve hacimdeki değişim ile doğrudan ilgilidir. Bu sebeple basınç değerindeki ufak yanlısamalar açığa çıkan ısı grafiğinde osilasyona sebep olmaktadır. Silindir içi basınç sensöründeki hatalı ölçümler Şekil 5.6'daki osilasyonları açıklamaktadır.



Şekil 5.6 : Farklı çözüm ağı çalışmaları için açığa çıkan ısı

Analiz ortamında elde edilen basınç sonuçlarıyla hesaplanan orta ve ince çözüm ağında açığa çıkan ısılar oldukça birbirine yakındır. Yanma başlangıç sürelerindeki farklı tahminlerden dolayı spray kaynaklı ısı transferinde ve yanmada farklılık bulunmaktadır. Krank açısına bağlı maksimum değerler arasında %1'lik bir fark bulunmaktadır. Grafikteki 720° krank açısından sonraki ilk keskin artışlar incelendiğinde, ince çözüm ağının deneysel sonuca yaklaştığı gözlemlenmiştir. Bu durumun sebebi tutuşma gecikmesinin orta çözüm ağına göre daha doğru tahmin edilmesi ve basınç gradyanındaki artışın deneysel sonuca daha yakın olmasıyla açıklanabilir.

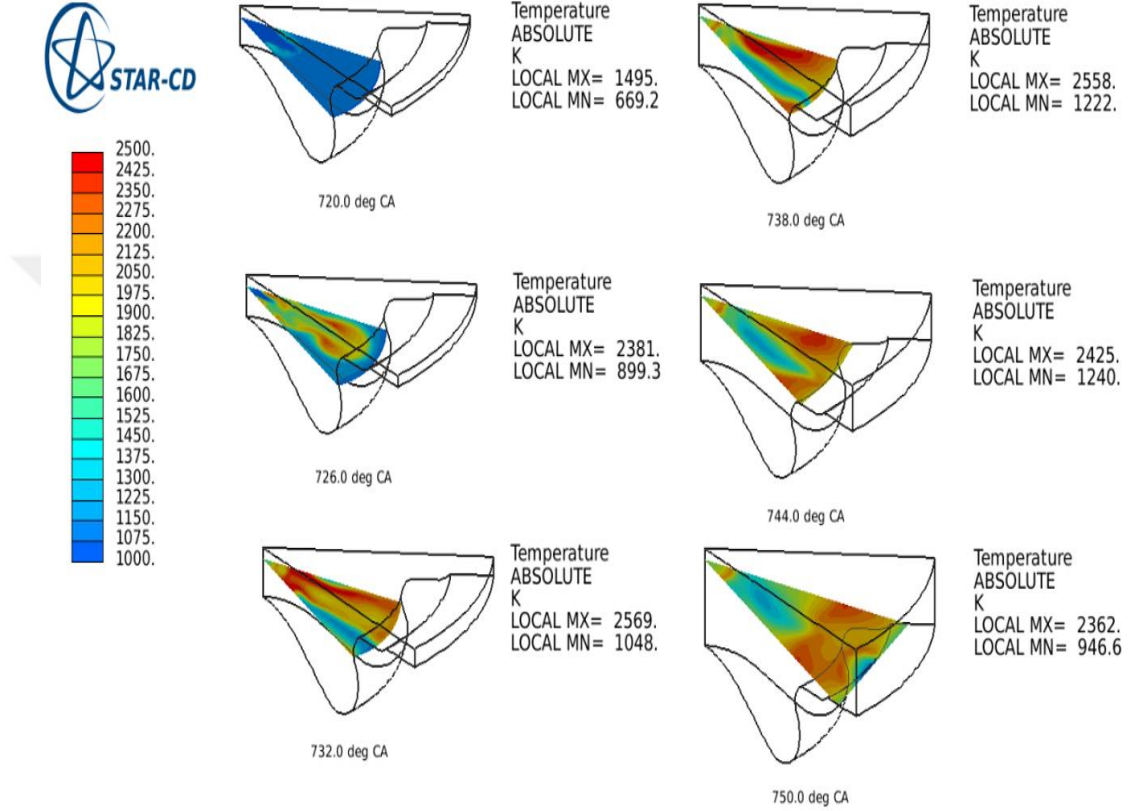


Şekil 5.7 : Farklı çözüm ağı çalışmaları için toplam açığa çıkan ısı

Ortaya çıkan toplam ısı ele alındığında, ince çözüm ağının deneysel sonuca daha çok yaklaştığı görülmüştür. Fakat sonuçlar birbirine oldukça yakındır. Orta çözüm ağı için hata payı %2.2 iken, ince çözüm ağı için bu oran %1'dir.

Silindir içi basınç grafiği ve açığa çıkan toplam ısı miktarları karşılaştırıldığında, hücre sayısı arttıkça deneysel test sonuçlarına daha çok yaklaşıldığı görülmüştür. Fakat çözüm süreleri ve kaynaklar göz önüne alınarak orta ağ yapısına sahip modelin optimizasyon çalışmaları için kullanmasına karar verilmiştir.

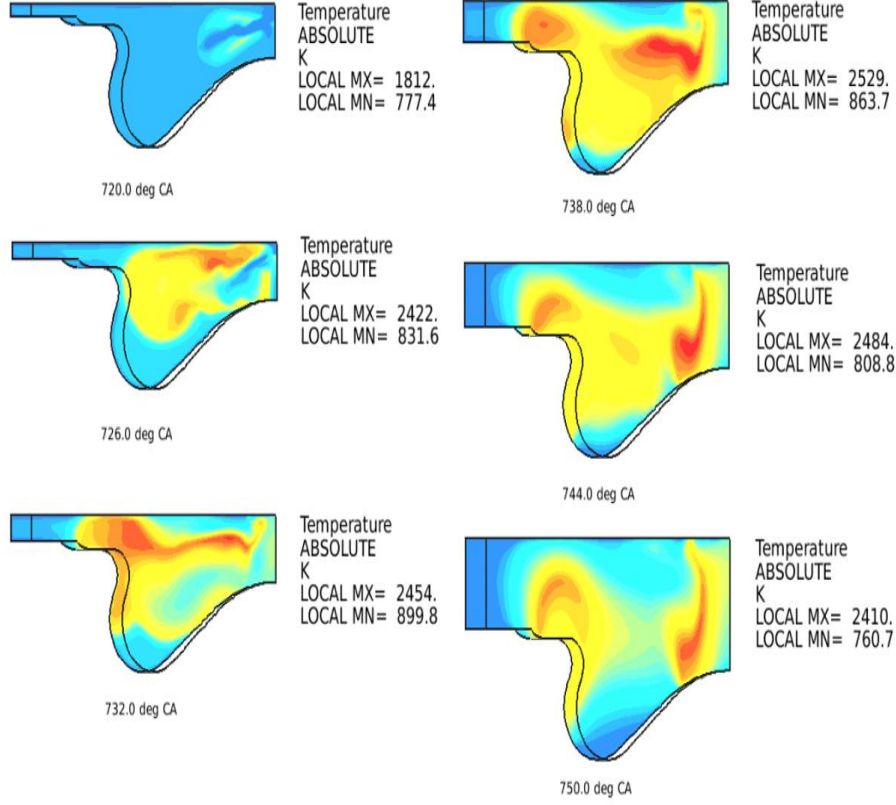
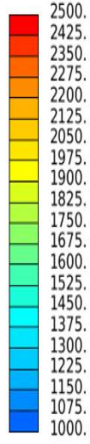
Silindir içi sıcaklık konturları orta çözüm ağı için incelenmiş olup, sonuçlar Şekil 5.8 ve Şekil 5.9'da paylaşılmıştır. Yerel maksimum sıcaklık maksimum basınç noktası yakını olan 732 krank açısında 2569° K olarak hesaplanmıştır. Bu değer ortalama sıcaklık değeri olarak hesaplanan 1710° K'den oldukça fazladır. Açığa çıkan NO_x'un azaltılması için oluşumunda yerel maksimum sıcaklıkların düşürülmesi gerekmektedir.



Şekil 5.8 : Orta çözüm ağı için sıcaklık konturları (sprey eksenini)

720° krank açısında sıcaklık konturunda bir farklılık gözlenmemiştir. Bu noktada henüz yanma başlamamıştır. 726° krank açısında yakıtın aldığı yol açıkça gözlenmektedir. Sprey ekseninde alınan maksimum sıcaklık 2569° K olup 732° krank açısında gerçekleşmiştir.

Şekil 5.9'da sıcaklık konturlarının yandan görünüşü verilmiştir. Yerel minimum sıcaklıklar duvar yakınlığında oluşmuştur. Yerel maksimum sıcaklık ise sektör kesitinde 733° krank açısında gerçekleşmiştir ve değeri 2552° kelvindir. Sıcaklık konturlarına göre maksimum sıcaklık, maksimum basıncın olduğu 732° krank açısı etrafında gerçekleşmiş olup 2550° kelvin civarındadır.

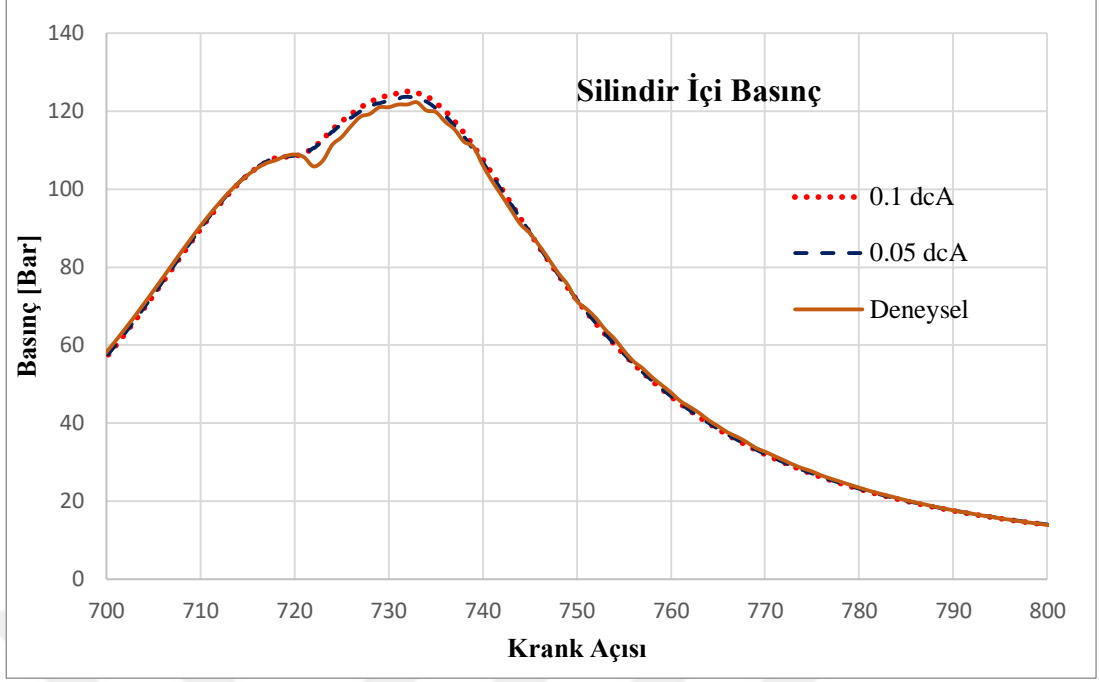


Şekil 5.9 : Orta çözüm ağı için sıcaklık konturları (yan görünüş)

5.2 Zaman Adımı Çalışması

Çalışmanın bu aşamasında başlık 5.1’de belirlenen hücre sayısı ile farklı çözüm sürelerinin karşılaştırmaları yapılmıştır. Bu şekilde zaman ayrıştırma çalışması yapılarak hata oranının minimuma indirgenmesi hedeflenmiştir. Çalışmada zaman adımları olarak 0.5° , 0.1° ve 0.05° krank açılarındaki çözümler yapılmıştır. Uzay ayrıştırma çalışmasında olduğu gibi silindir içi basınç ve açığa çıkan ısı grafikleri üzerinden sonuçlar yorumlanmış ve en uygun zaman adımı optimizasyon çalışmaları için seçilmiştir. Şekil 5.10’da 0.1° ve 0.05° krank açılıklı çözümlerin deneysel silindir içi basınç sonucuyla karşılaştırılması gösterilmektedir.

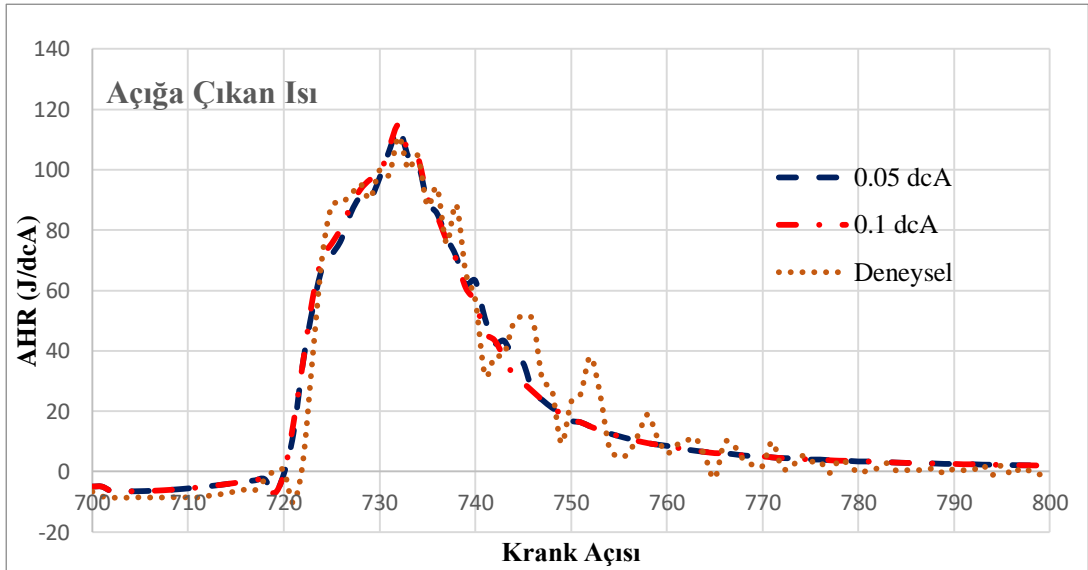
Zaman adım çalışmasında soğuk akışın geçtiği 600° - 718° krank açıları arasında herhangi bir farklılık gözlemlenmemiştir. 718° krank açısında yakıt püskürtülmeye başladıktan sonra farklılıklar ortaya çıkmıştır. 0.5° krank açısı zaman adımıyla yapılan çözümde ortaya konan sprey sonrası değerler deneysel sonucundan uzaklaşma eğilimindedir. Bu sebeple grafikte yer almamaktadır.



Şekil 5.10 : Farklı zaman adımı çalışmaları için silindir içi basınç

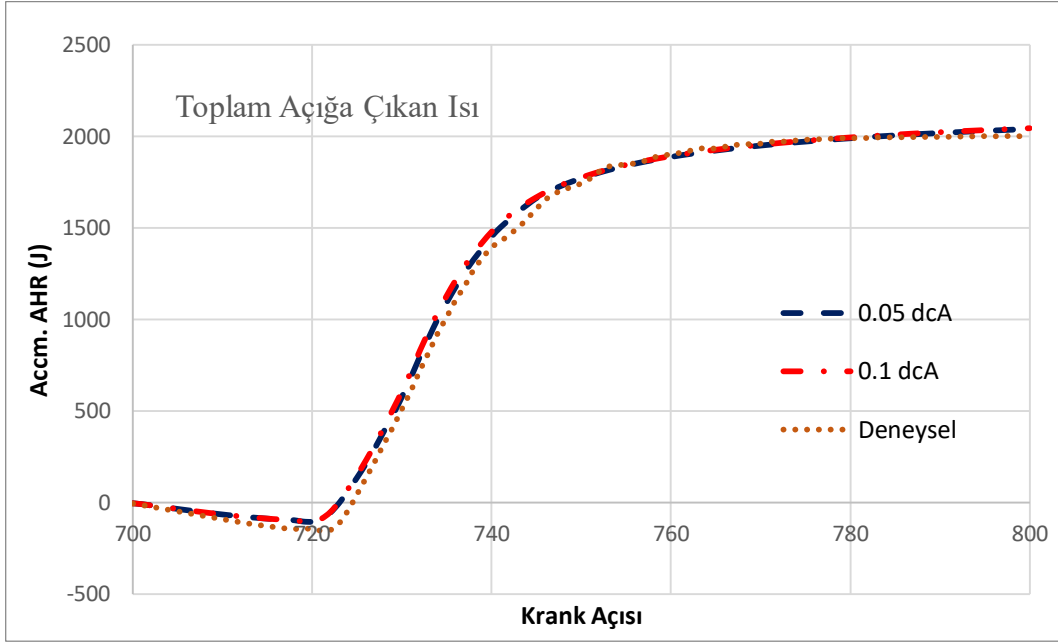
Maksimum basınç değerleri 0.1° ve 0.05° zaman adımı için sırasıyla 125.1 bar ve 123.7 bar olarak hesaplanmıştır ve 732° krank açısında gerçekleşmiştir. 0.1° krank açısı zaman adımıyla yapılan çözümde hata payı %2.3 iken, 0.05° krank açısı zaman adımıyla yapılan çözümde hata payı %1.2'dir.

Şekil 5.11'de ise farklı zaman adımları için açığa çıkan ısı miktarları karşılaştırılmıştır. Çözümler arasındaki temel farklılık silindir içindeki maksimum basınçtan kaynaklanmaktadır. Maksimum açığa çıkan ısı farklılığı %1.2'dir.



Şekil 5.11 : Farklı çözüm adımı çalışmaları için açığa çıkan ısı

Şekil 5.12’de zaman adımına göre toplam açığa çıkan ısı miktarları karşılaştırılmıştır. 700° - 800° krank açısı çözüm aralığında, farklı zaman adımları için toplam açığa çıkan ısı miktarlarındaki farklılık yaklaşık %0.5’dir. Zaman adımı 0.05° krank açısı olan çalışma deneysel sonuca daha çok yaklaşmıştır. Fakat iki zaman adımı için de açığa çıkan toplam ısı miktarları birbirine oldukça yakındır. Zaman ayrıştırmasından bağımsızlaştırmak için yapılan bu çalışma ile optimizasyon çalışmaları için 0.1 krank açıklık zaman adımının uygun olduğu gösterilmiştir.



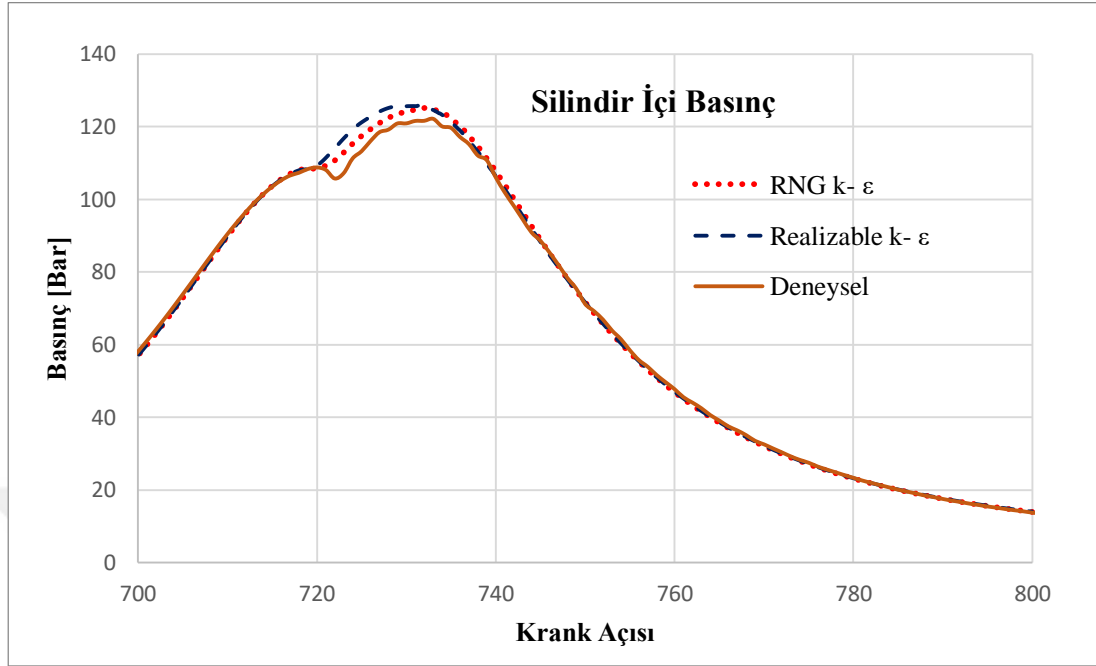
Şekil 5.12 : Farklı çözüm adımı çalışmaları için toplam açığa çıkan ısı

5.3 Türbülans Modeli Çalışması

Çalışmanın bu aşamasında akış karakteristiklerini belirlemede en büyük rol oynayan türbülans modelinin etkileri incelenecektir. Türbülans modeli çalışmasında daha önce yapılan sayısal ağ ve zaman adımı çalışmalarında karşılaştırılan çözüm ağ ve zaman adımı kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak STAR-CD nin kullanıma olanak sunduğu RNG k-epsilon ve Realizable k-epsilon türbülans modelleri kullanılarak, türbülans modellerinin yanma üzerine etkileri araştırılmıştır.

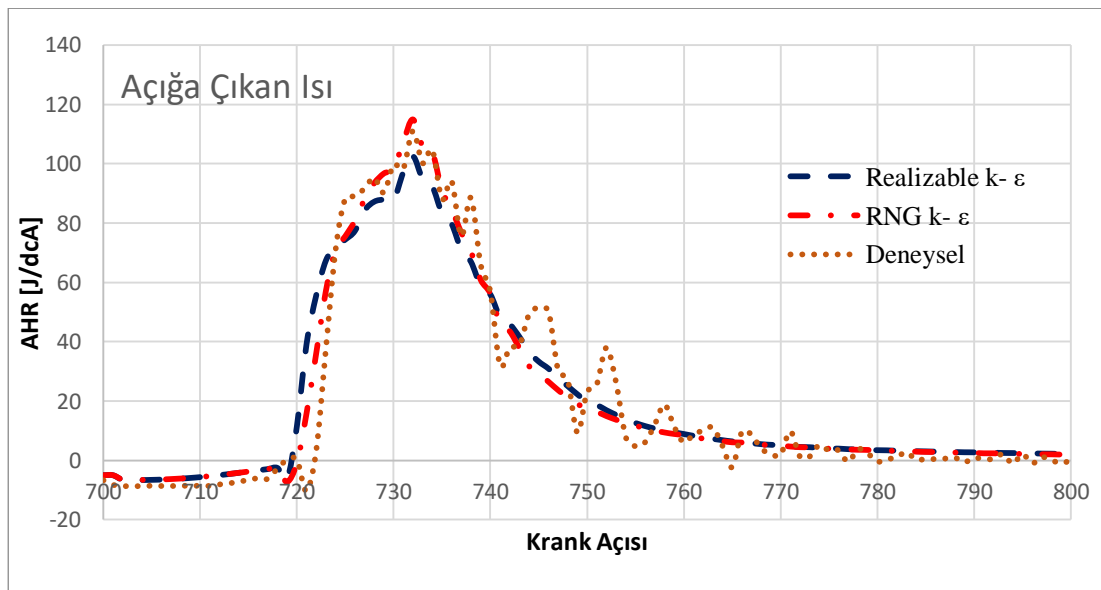
Farklı türbülans modelleri sonucu elde edilen silindir içi basınç grafiği şekil 5.13'te verilmiştir. RNG k-epsilon türbülans modeli yanma gecikmesini Realizable k-epsilon türbülans modeline göre daha doğru tahmin etmiştir. Realizable k-epsilon modelinde yanma daha erken başladığı için silindir içi maksimum basınç değeri daha yüksek elde edilmiştir. Realizable k-epsilon türbülans modeli için maksimum basınç 730.6° krank

açısında 125.8 bar olarak hesaplanmıştır. RNG k-epsilon türbülans modeli için ise bu değer 732° krank açısında 125.1 bar olarak hesaplanmıştır.



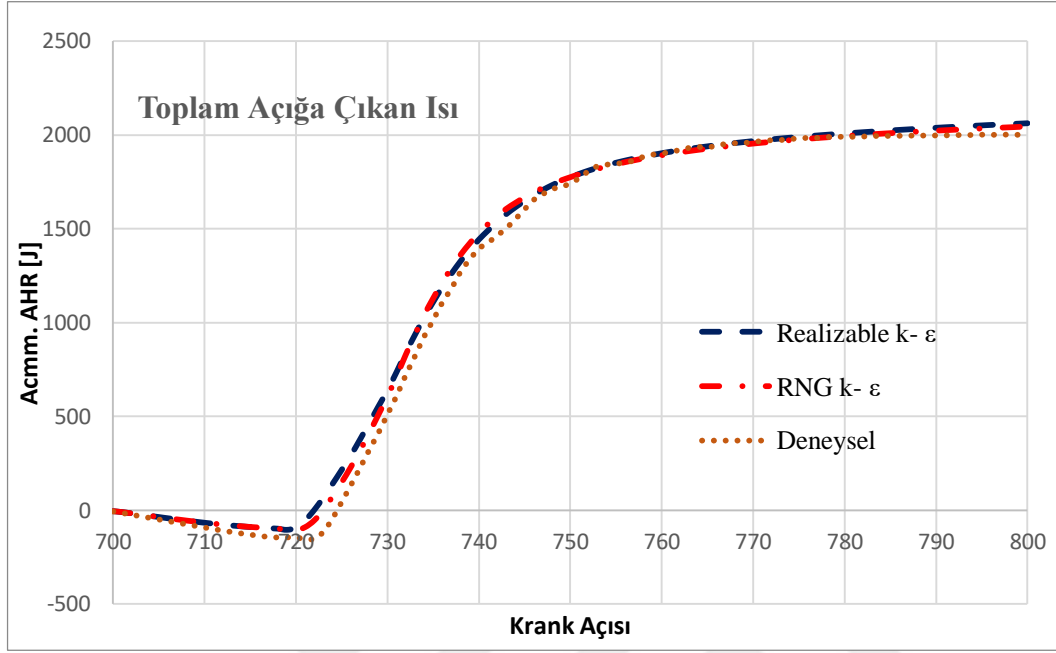
Şekil 5.13 : Farklı türbülans model çalışmaları için silindir içi basınç

Şekil 5.14'te türbülans modelleri için açığa çıkan ısı değerleri paylaşılmıştır. 720°-740° krank açısı arası açığa çıkan ısı miktarları birbirinden oldukça farklıdır. Bu durumun sebebi farklı yanma zamanlaması tahminleri ve maksimum basınçtaki farklılıktan kaynaklanmaktadır. RNG k-epsilon türbülans modeliyle yapılan çözüm deneysel sonuca daha çok yaklaşmıştır.



Şekil 5.14 : Farklı türbülans modelleri için açığa çıkan ısı

Şekil 5.15'te ise açığa çıkan toplam ısı miktarları arasında karşılaştırma yapılmıştır. RNG k-epsilon türbülans modeli sonuçları deneysel sonuca %2.2 yaklaşırken, Realizable k-epsilon türbülans modeli için ise bu değer %3.1'tir.



Şekil 5.15 : Farklı türbülans modelleri için toplam açığa çıkan ısı

İki türbülans modeli için de analiz süreleri ve CPU gereksinimi oldukça yakındır. Fakat tutuşma gecikmesi tahmini, silindir içi maksimum basınç ve ortaya çıkan ısı miktarları göz önüne alındığında RNG k-epsilon türbülans modeli deneysel sonuca daha çok yaklaşmıştır.

Optimizasyon çalışması için orta mesh yapısına sahip çözgüm ağı, 0.1° krank açısına denk gelen zaman adımı ve RNG k-epsilon türbülans modeli kullanılmasına karar verilmiştir.

6. PİSTON ÇANAK GEOMETRİSİNİN OPTİMİZASYONU

Çalışmanın bu aşamasında mevcut piston çanak geometri parametreleri HEEDs programının yardımıyla özgül yakıt tüketimini düşürecek şekilde optimize edilecektir. Özgül yakıt tüketimi birim zamanda üretilen güç başına tüketilen yakıt miktarı olarak tanımlanmaktadır [15]. Özgül yakıt tüketimini minimuma indirmek için, sabit güçte yakıt miktarını minimuma indirmek veya sabit yakıt miktarında gücü maksimuma çekmek gerekmektedir. Bu çalışmada yakıt miktarı sabit bırakılıp maksimum güç elde edilmesi hedeflenmiştir. Piston çanak geometrisi optimize edilirken göz önünde bulundurulması gereken en büyük husus sıkıştırma oranının sabit kalmasını sağlamaktır. Sıkıştırma oranının değişmesi elde edilecek güce doğrudan etki edeceği için, mevcut motorun sahip olduğu 1:17.5 sıkıştırma oranı aynı kalacak şekilde yeni geometriler hazırlanmıştır. Sıkıştırma oranının hesaplanması denklem 6.1’de verilmiştir.

$$C_r = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}} \quad (6.1)$$

Denklemden ifade edilen V_{BDC} pistonun üst ölü noktadaki hacmini belirtirken, V_{TDC} pistonun alt ölü noktadaki hacmini belirtmektedir.

Kontrollü deneyler tek bir parametreyi değiştirip bu parametrenin sonuç üzerindeki etkisini incelerken, birçok parametrenin aynı anda değişmesi optimizasyonun zorlayıcı bir probleme dönüşmesine neden olmaktadır. Mühendislikte bu tipteki zorlayıcı problemlerin üzerinden gelmek için optimizasyon algoritmalarından yararlanılmaktadır. Bu çalışmada karmaşık bir geometri olan piston çanak geometrisinin optimizasyonu yapılmıştır. Geometri üzerinde dokuz tane değişken parametre belirlenmiştir. Her bir parametrenin diğer parametrelerle olan ilişkisi ve maksimum elde edilmek istenilen güç düşünüldüğünde, bu zorlayıcı problem için optimizasyon programı olan HEEDs kullanılmasına karar verilmiştir. HEEDs programı içerisinde Genetic Algorithm, Quadratic Programming, Simulated Annealing, Multi Start Local Search, Particle Swarm Optimization, Nelder Mead Simplex gibi optimizasyon algoritmaları bulunmaktadır. Ayrıca HEEDs programına özgü, sonuca daha hızlı yaklaşan, Sherpa algoritması da bulunmaktadır. Sherpa

algoritması, hibrid algoritma olup optimizasyon problemine göre diğer algoritmaları kullanmaktadır. Böylelikle tasarım uzayını daha iyi tarayarak, sonuca daha hızlı ulaşmaktadır.

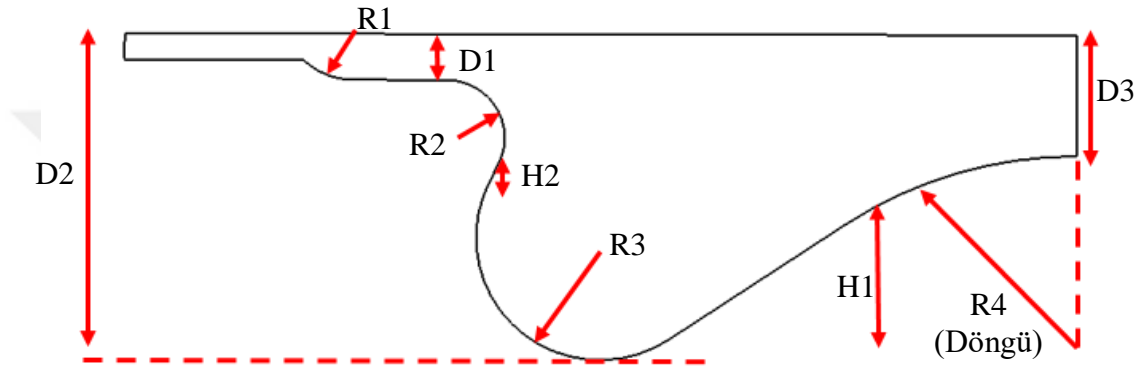
Optimizasyon probleminin karakteristiğini tanımlarken; tasarım değişkenlerinin sayısına, problem formülasyonuna, amaç ve kısıtlayıcı fonksiyonlara ve tasarım değişkenlerinin türüne cevap verilmelidir. Özgül yakıt tüketimini minimize edecek optimizasyon probleminde ise, uzay sınırları belirlenmiş, 9 parametreye sahip, parametreler ile güç arasında doğrusallık bulunmayan, sürekli bir problemidir.

Oluşturulan uzayın büyüklüğünü tanımlamak için istersek, örneğin her bir parametre 3 mm değiştirilerek ve 0.1 mm lik aralıklarla seçim yapsak, denenmesi gereken 30^9 tane farklı geometri ortaya çıkmaktadır. Bu kadar fazla geometrinin analizi yıllar sürecektir. Bu nedenle HEEDs programının önerdiği Sherpa algoritması optimizasyon sürecinde kullanılmıştır. Sherpa yerel ve genel maksimum ve minimum noktaları bularak, bu noktaların güç ile ilişkisini kurmaktadır. Bu yaklaşım sayesinde uzay ne kadar büyük olursa olsun, parametreler istenilen sonuca hızlı bir biçimde ulaşmaktadır.

HEEDs programı Star CCM+, ES-ICE ve STAR CD programları ile düzgün bir şekilde bilgi alış verişi sağlayabilmektedir. Denenecek bütün parametreler HEEDs programı tarafından belirlenmektedir. Parametrelerin Star CCM+ programında iki boyutlu çizimi yapılarak ve dikey eksen etrafında döndürülmesi sağlanarak üç boyutlu çizimi yapılmaktadır. İki boyutlu çizimi yapılan geometrinin alanı hesaplanıp bu alanın mevcut geometrinin alanıyla eşleştiğinden emin olunduktan sonra, böylelikle bir sonraki aşama olan ES-ICE programı için hazır hale getirilmiştir. Kapalı bir geometrinin, alanı sabit kalacak şekilde parametreleriyle oynanabilmesi için her bir parametre bir döngü içine sokulmuştur. Bu şekilde geri kalan parametreler için HEEDs programı seçilmiş olup döngü içine alınan parametre alanı sabit kalacak şekilde hesaplatılmıştır. Diğer aşama olan ES-ICE programı için burada yapılan ağ hazırlanmasına bir kod yazılarak HEEDs programına tanıtılmıştır. Fiziksel modellerin ve yanma modellerinin tanımlandığı son aşama olan STAR-CD programı için de bir kod yazılarak oluşturulan yeni geometri analiz için hazır hale getirilmiştir. Maksimum düzeyde elde edilmek istenen parametre olan güç HEEDs programına amaç (objective) olarak tanımlanmıştır. Böylelikle parametreler program tarafından değiştirilerek maksimum güç elde edilene kadar analizler devam etmiştir.

6.1 Optimizasyon Parametrelerinin Belirlenmesi

Piston çanak geometrisi oldukça karmaşık bir geometridir. Şekil 6.1’de görüldüğü gibi 9 tasarım parametresinden oluşan üretim koşulları düşünülmüş bir yapıdır. Piston üst ölü noktaya geldiğinde silindir içinde kalan hacim, V_{TDC} , 59206 mm³’tür. Piston alt ölü noktadaki, V_{BDC} , değeri ise 1036115 mm³’tür. Süpürülen hacim ise 976909 mm³’tür. Piston çanak geometrisi simetrik olduğu için, alan optimize edilerek hacmin sabit kaldığı kontrol edilmiş ve sıkıştırma oranında değişiklik yapılmamıştır.

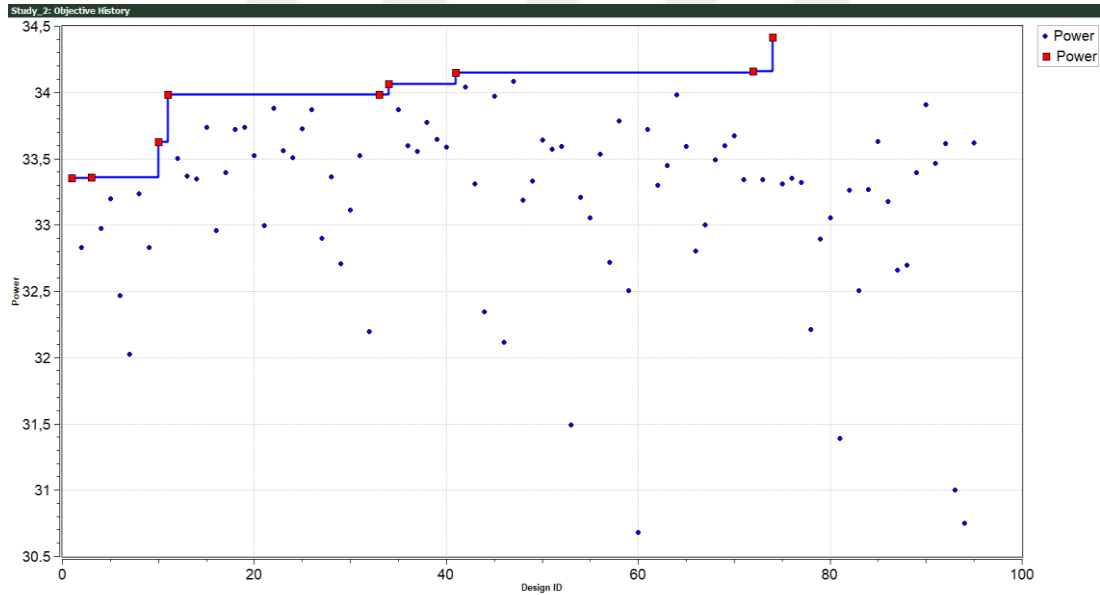


Şekil 6.1 : Piston çanak geometri parametreleri

Piston çanak geometrisi optimize edilirken silindir çapı ve piston üst ölü noktaya geldiğinde silindir kafası ile piston arasında kalan mesafe sabit uzunluklar olarak tanımlanmıştır. Optimize edilen parametreler beş uzunluk (D1, D2, D3, H1 ve H2) ve yarı çapları belirtilen dört çemberden (R1, R2, R3 ve R4) oluşmaktadır. Burada H1 ve H2 olarak belirtilen uzunluklar iki çemberin teğet olma koşulunu sağlayan kesişim uzunluklarıdır. Teknik resimde açı ile belirtilmesi gereken bu değerler optimizasyon sürecinde belli bir değerin altına düştüğünde, hatalı geometri oluşturduğundan uzunluk olarak tanımlanmıştır. R4 yarıçap uzunluğu ise alan kontrol parametresi olarak tanımlanmış ve HEEDs programında tanımlanan uzaydan alınan değerlere göre, aynı alan olacak şekilde hesaplanarak değeri belirlenmiştir. Uzay belirlenirken her bir parametre için maksimum değerler mevcut değerinin %15 fazlası, minimum değerler de mevcut değerinin %15 eksiği olacak şekilde tanımlanmıştır.

6.2 Optimizasyon Sonuçları

Mevcut piston çanak geometrisini ürettiği güç bakımından optimize etmek için toplamda 92 tane farklı geometri analiz edilmiştir. 92 geometrinin çözümünde herhangi bir hata alınmamış ve analizler başarıyla tamamlanmıştır. Koşulan analizlerin 49 tanesi mevcut gücün üzerinde bir çıktı vermiştir. En iyi tasarım 74. tasarım olurken, en kötü tasarım 60. tasarım olmuştur. Şekil 6.2’de optimizasyonun hangi aşamasında maksimum güçler elde edildiği paylaşılmıştır. Her bir nokta analiz sonucu elde edilen gücü göstermektedir. Yerel maksimum güç eğrisi (mavi çizgi ile gösterilen) oluşturulmuştur. Şekil 6.2’de fark edildiği üzere yerel maksimum güç bulunduktan sonra daha düşük güç elde edilen noktalar vardır. Bunun sebebi HEEDs programının taradığı uzayı değiştirmesinden kaynaklıdır. Bu yaklaşım ile bütün parametreler için yerel maksimum güç bulunarak genel maksimum güç noktasına gidilmektedir.



Şekil 6.2 : Tasarıma göre alınan güç

700°-800° krank açısı aralığında yapılan çalışmada mevcut pistonun ürettiği güç 33.35 kW olarak hesaplanmıştır. En iyi tasarım olan 74. tasarımda ise bu değer 34.42 kW hesaplanarak bu tasarımda %3.21’lik bir performans artışı gözlemlenmiştir. En kötü tasarım ise 30.68 kW güç üretimiyle 60. tasarım olmuştur. Fakat analizler sadece güç fazında yapıldığı için bu değer tam çevrimde alınacak değerden daha küçüktür. Tam bir çevrimde iyileşme yaklaşık olarak %5.78 hesaplanmaktadır. Bir pistondan elde edilen güç yaklaşık olarak 18.5 kW’tır. Güç fazında 33.35 kW elde edildiği için diğer

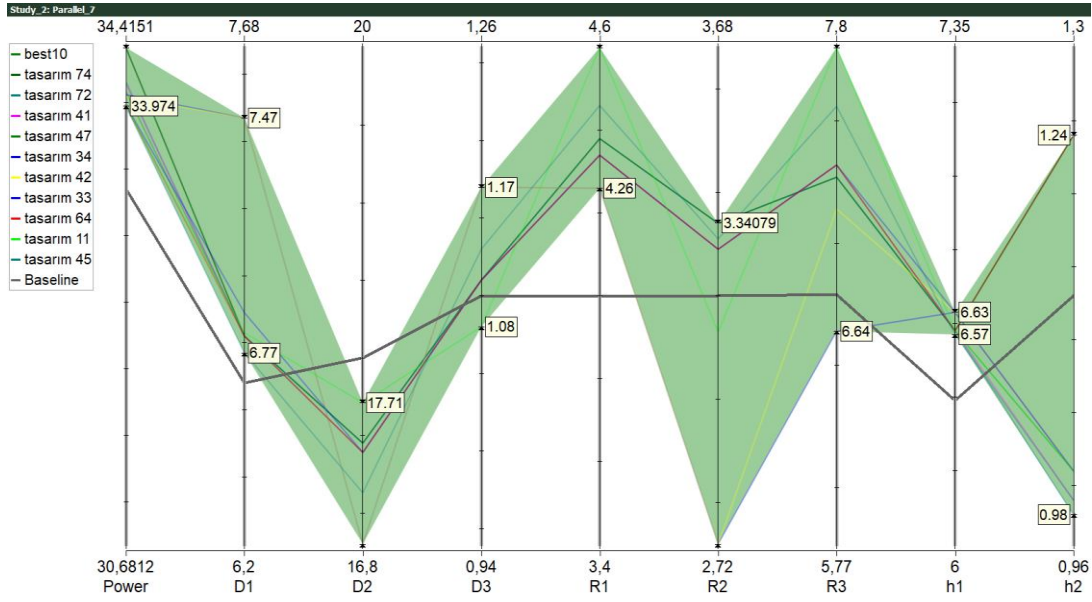
üç fazda emiş, sıkıştırma ve egzoz fazlarında kayıp yaklaşık 14.85 kW olarak hesaplanmıştır. Analizi yapılan diğer geometrilerde bu fazlardaki kayıp yaklaşık olarak aynıdır. Çünkü bu fazlardaki kaybı doğrudan etkileyen hacimsel verimlik ve sıkıştırma oranı sabit kalmıştır. Fakat bu oranın gerçek değeri tam çevrim yapılarak bulunabilmektedir. Bu çalışma kapsamında yeterli CPU kaynağı olmadığından çalışmaya tam çevrim dahil edilmemiştir. Elde edilen güç değerlerine göre özgül yakıt tüketimleri hesaplanmıştır. Çizelge 6.1’de en iyi 10 tasarım ve mevcut tasarımın hesaplanan güç ve özgül yakıt tüketimine göre performans artışları karşılaştırılmıştır.

Çizelge 6.1 : En iyi 10 tasarımın mevcut tasarım ile güç ve ÖYT karşılaştırması

Tasarım #	Güç (kW)	700°-800° KA İyileşme (%)	Tam Çevirim İyileşme (%)	ÖYT (g/kWh)	ÖYT iyileşme (%)
Tasarım_74	34,42	3,21	5,78	222	5,47
Tasarım_72	34,16	2,43	4,38	225	4,19
Tasarım_41	34,15	2,40	4,32	225	4,15
Tasarım_47	34,09	2,22	4,00	226	3,85
Tasarım_34	34,06	2,13	3,84	226	3,70
Tasarım_42	34,04	2,07	3,73	227	3,60
Tasarım_33	33,98	1,89	3,41	227	3,29
Tasarım_64	33,98	1,89	3,41	227	3,29
Tasarım_11	33,98	1,89	3,41	227	3,29
Tasarım_45	33,97	1,86	3,35	227	3,24
Mevcut Tasarım	33,35	-	-	235	-

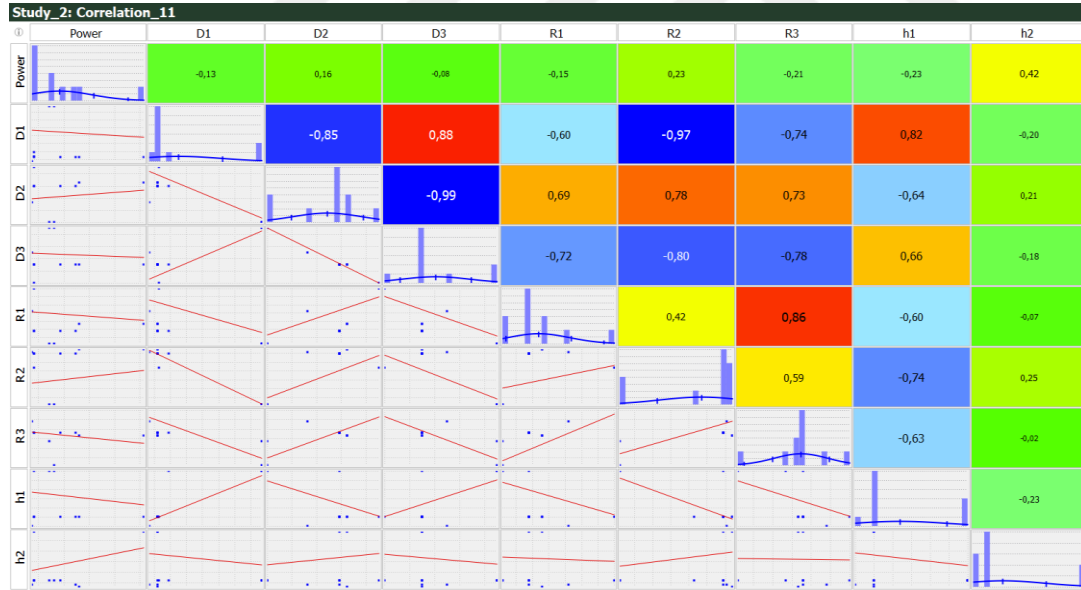
Şekil 6.3’te ise parametrelerin değişim aralığı gösterilmiştir. Burada en üst ve en altta gösterilen değerler o parametre için seçilen uzayın maksimum ve minimum değerleridir. En iyi 10 tasarım için bazı parametreler uzayın maksimum ve minimum değerlerinde seçilirken bazı parametreler için bu durum gerçekleşmemiştir. Mevcut piston çanak geometrisi parametreleri koyu gri çizgi ile belirtilmiştir. En iyi 10 tasarımın parametrelerinin seçildiği bölge yeşile boyanmıştır. Böylelikle mevcut tasarım ile bu bölge arasındaki fark daha kolay anlaşılmaktadır.

En iyi 10 tasarımın için geometrik parametrelerin güç ile nasıl bir ilişki içerisinde olduğu Şekil 6.4’te gösterilmiştir. D1, D2, D3, R1, R2, R3, H1 ve H2 parametrelerinin üretilen güç ile doğrudan ilişkili olduğu optimizasyon sonucu ortaya çıkmıştır. Parametrelerin altında +1 ile -1 arasında bir değer göstermektedir. Burada ‘+’ doğru orantıyı ‘-’ ise ters orantıyı ifade etmektedir. H2 parametresinin büyümesi güce pozitif bir katkı sağlarken H1 negatif bir katkıda bulunmuştur.



Şekil 6.3 : En iyi 10 tasarımın parametrelerinin değişim aralığı

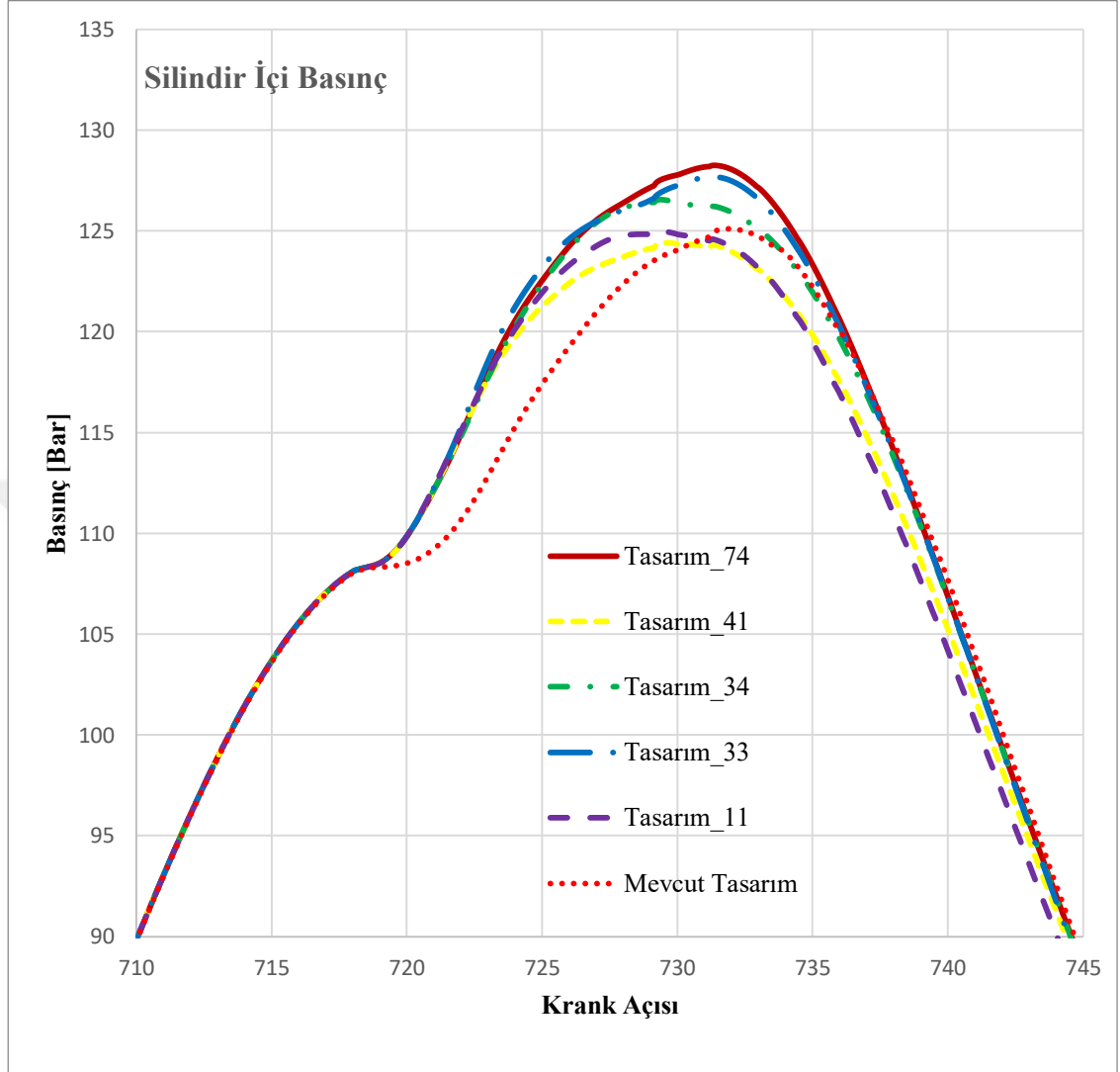
Şekil 6.3'te ayrıca parametrelerin birbiriyle olan ilişkileri de verilmiştir. Örneğin D1 parametresi D3 parametresi ile doğru orantı içerisindeyken D2 parametresi ile ters orantı içerisindeyken.



Şekil 6.4 : En iyi 10 tasarımın parametrelerinin güç ve birbiriyle olan ilişkisi

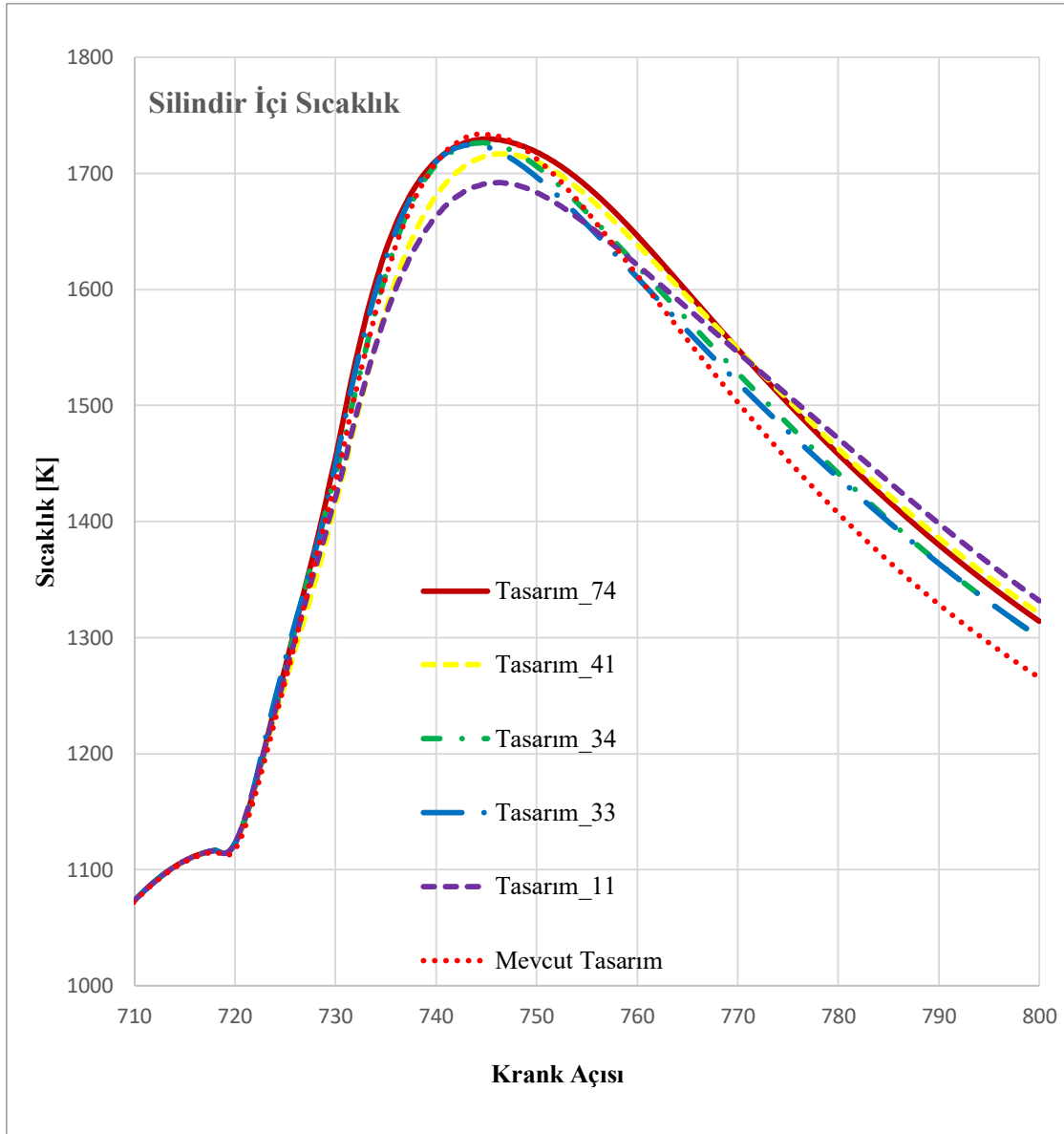
Şekil 6.5'de en iyi 10 tasarım içerisinde seçilen verdiği güce göre birinci, üçüncü, beşinci, yedinci ve dokuzuncu tasarımların silindir içi basınç grafikleri paylaşılmıştır. Piston çanak geometrilerinin yüzey alanlarında çok büyük bir farklılık olmadığı için basınç grafiği altındaki en büyük alan en fazla güç elde edilen tasarıma aittir.

Tasarım-74'un maksimum basınç değeri 732° krank açısında 128.1 bar olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6.5 : Silindir içi basınç karşılaştırması

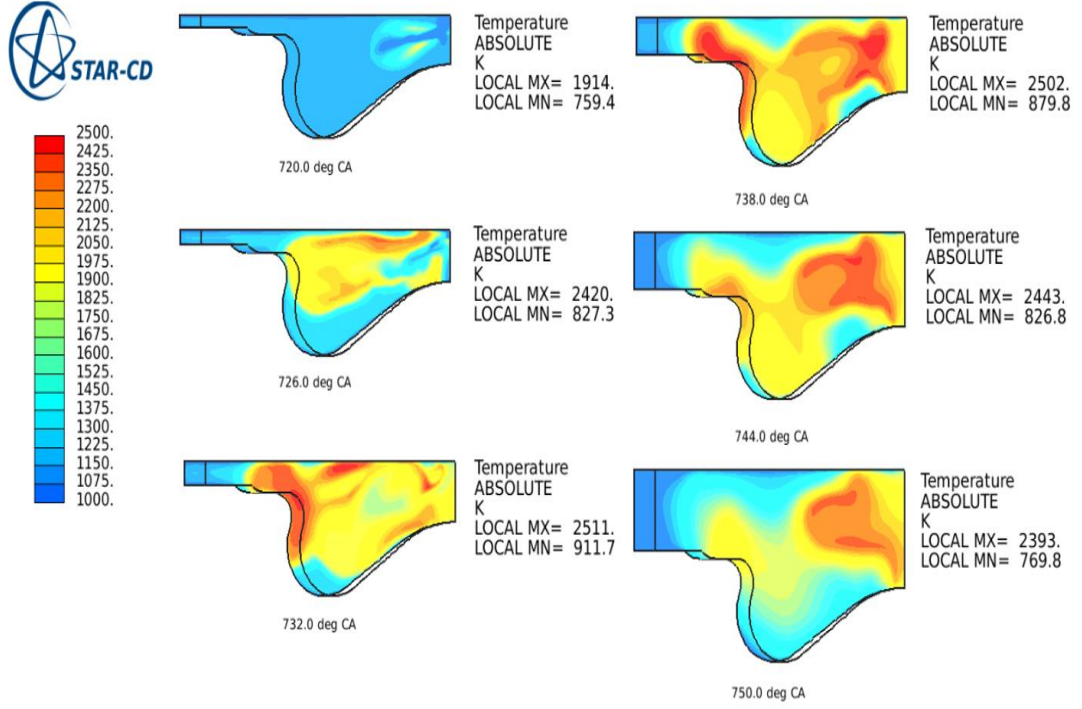
Şekil 6.6'te en iyi 10 tasarım içerisinde seçilen birinci, üçüncü, beşinci, yedinci ve dokuzuncu tasarımların silindir içi sıcaklık grafikleri paylaşılmıştır. Bu grafiğin paylaşılmasındaki asıl amaç silindir içi sıcaklık ile oluşan NO_x miktarının bağlantısını kurmaktır. En iyi 10 tasarımın verdikleri güce göre sıralaması Tablo 6.1'de verilmiştir. Bu tablo ile silindir içi maksimum basınç sıralaması paralellik göstermektedir. Fakat sıcaklık için bu durum söz konusu değildir. En yüksek sıcaklık basınç grafiği ve güç tablosunda olduğu gibi 1730° K ile tasarım-74'e aittir. Fakat tasarım-34 güç ve basınç sıralamasında 5. sırada iken sıcaklık sıralamasında ikinci sırayı almıştır. Tasarım-34 bu nedenle NO_x emisyonu açısından daha fazla kirlilik yayacağı ön görülmektedir. Yerel maksimum sıcaklıklar sıcaklık konturlarında incelenecektir.



Şekil 6.6 : Silindir içi sıcaklık karşılaştırması

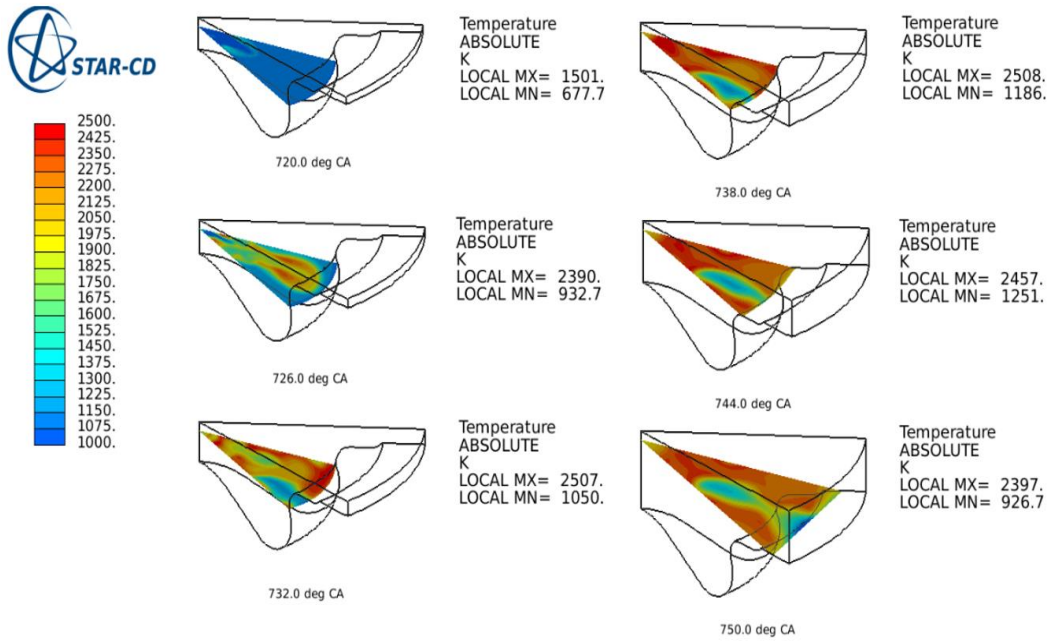
Güç optimizasyonuna göre en iyi sonuç alınan tasarım-74'ün silindir içi sıcaklık konturları Şekil 6.7 ve Şekil 6.8'de verilmiştir. Sıcaklık konturları 720° krank açısından başlayıp 6°'lik adımlarla ile paylaşılmıştır. 720° krank açısında yanma henüz başlarken 750° krank açısından sonra yanma yavaşça etkisini kaybetmektedir.

Şekil 6.7'ye göre yan ekseninde, yerel maksimum sıcaklık maksimum basıncın olduğu 733° krank açısı civarında 2533°K olarak ölçülmüştür. Mevcut çanak geometrisi için yan ekseninde yerel maksimum sıcaklık 732° krank açısında 2569° K olarak hesaplanmıştır.



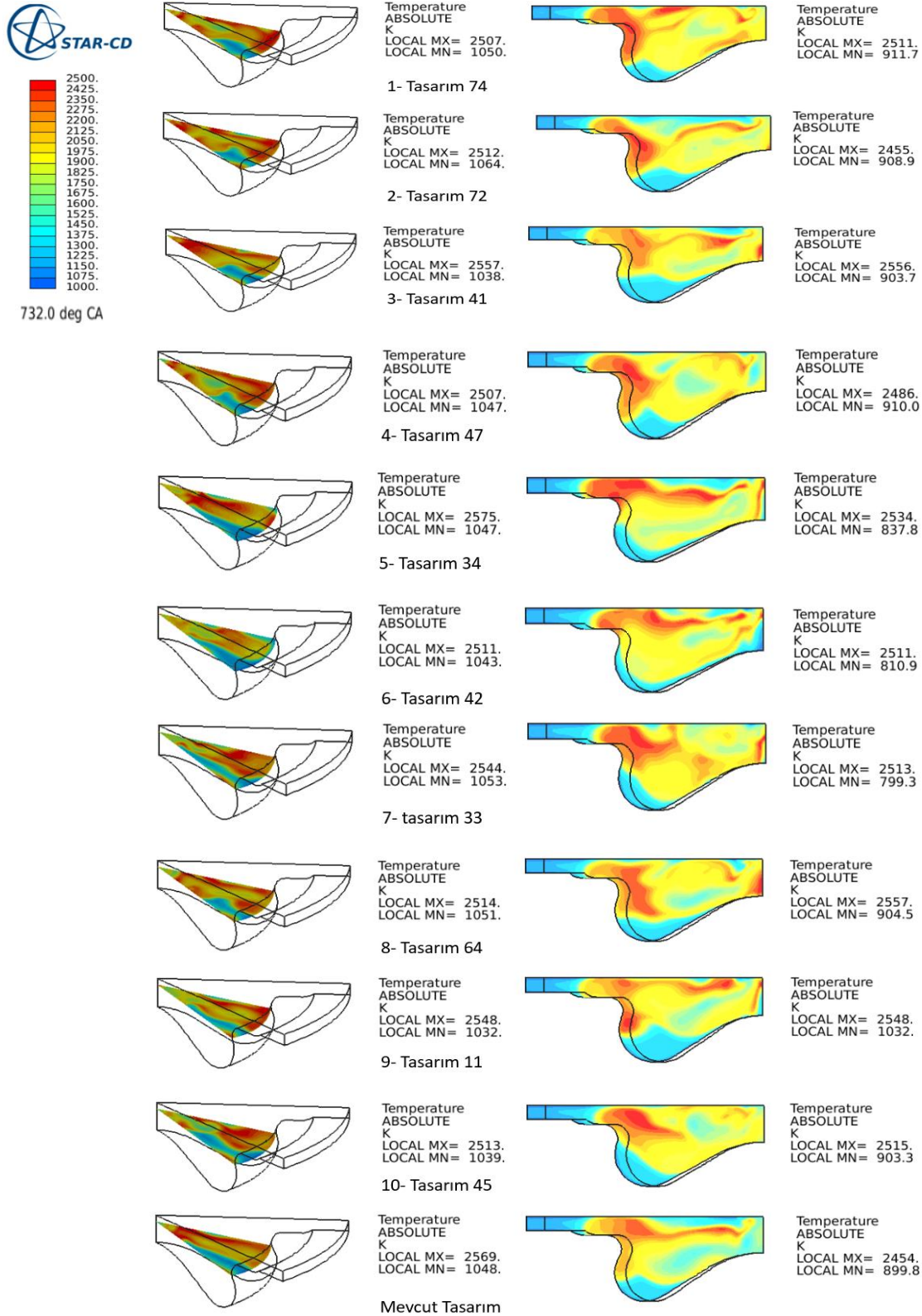
Şekil 6.7 : Tasarım-74 için sıcaklık konturu (yan eksen)

Şekil 6.8’de tasarım-74 içim sprej eksenini üzerindeki sıcaklık konturları paylaşılmıştır. Maksimum sıcaklık yine maksimum basınç civarı olan 733° krank açısında 2531° olarak hesaplanmıştır. Mevcut çanak geometrisi için sprej ekseninde yerel maksimum sıcaklık 733° krank açısında 2552° K olarak hesaplanmıştır.



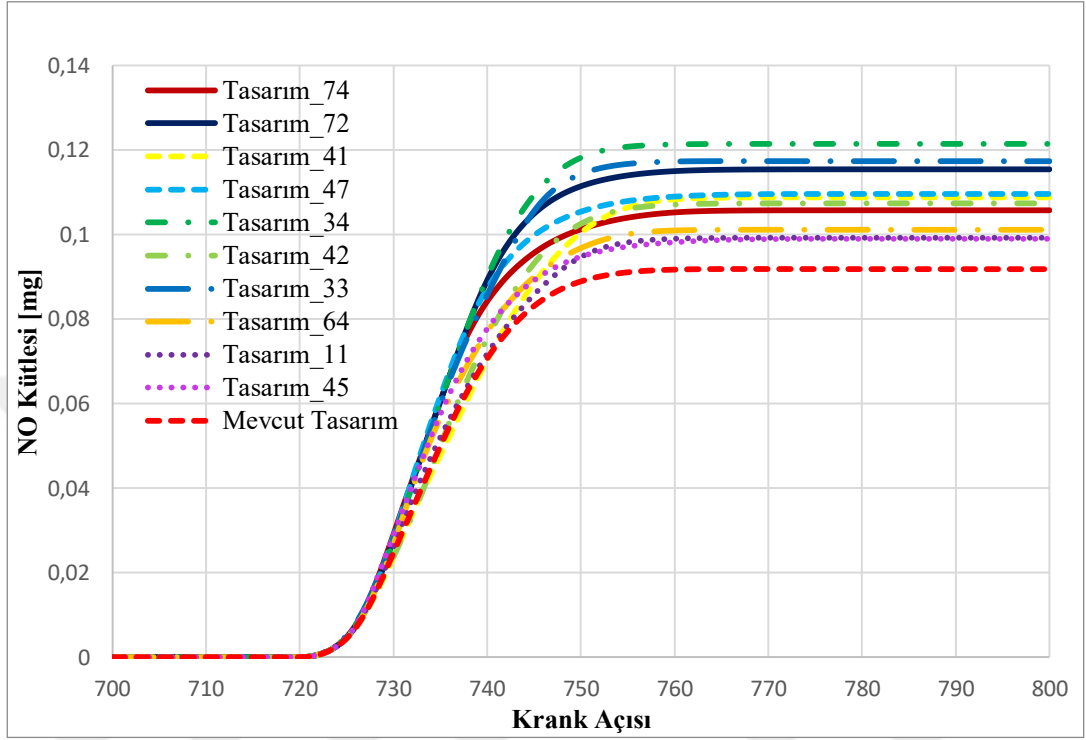
Şekil 6.8 : Tasarım-74 için sıcaklık konturu (sprej eksenini)

Şekil 6.9’da ise en iyi 10 tasarım ve mevcut tasarımın 732° krank açısındaki sıcaklık konturları paylaşılmıştır. 732° krank açısının seçilmesinin sebebi, tasarım-11 için maksimum basınçlarının bu noktaya yakın yerlerde oluşmasıdır.



Şekil 6.9 : En iyi 10 tasarım için silindir içi sıcaklık konturları

Şekil 6.10'da en iyi 10 tasarım ve mevcut tasarım için 700° - 800° krank açıları arasında oluşan NO'nun karşılaştırması verilmiştir. Buradaki amaç optimizasyon sonucunun, maksimum güç yani minimum yakıt tüketimi ve minimum NO emisyonu verecek şekilde seçilmesini sağlamaktır.



Şekil 6.10 : En iyi 10 ve mevcut tasarım için NO oluşum karşılaştırması

Güç çıktısına göre en iyi sonuç veren tasarım-74, NO emisyonları açısından 4. sıradadır. Tasarım-74'te NO emisyon salınımı mevcut tasarıma göre %15 artış gözlemlenmiştir. NO emisyon salınımında ise en iyi en iyi sonuç mevcut tasarımda alınmıştır. NO emisyon salınımında en kötü sonuç tasarım-34'e ait olup mevcut tasarıma göre %32'lik bir artış gözlenmiştir. Güç bakımından en iyi 10 tasarım arasında en iyi NO emisyon salınımı tasarım 45'te gerçekleşmiştir. Yine de mevcut tasarıma göre NO emisyon salınımında %8'lik bir artış olmuştur. NO salınımı silindir içi maksimum sıcaklık sonuçlarıyla paralellik göstermektedir.

7. TARTIŞMALAR ve GELECEK ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada Türk Traktör bünyesinde bulunan Stage 3B emisyon seviyesine sahip üç silindirli 55 kW dizel bir motorun 2300 devir tam yük altında bir boyutlu gaz değişim analizi ve üç boyutlu reaktif Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizi yapılarak motorun akış ve yanma karakteristiği çıkartılmıştır. Bir boyutlu gaz değişimi analizinden elde edilen tork ve güç eğrileri deneysel test sonuçlarıyla karşılaştırılarak modelin doğruluğu gösterilmiştir. Gaz değişimi analizi sonucu elde edilen sıcaklık ve basınç değerleri HAD analizlerinin başlangıç ve sınır koşulunu belirlemek için kullanılmıştır. HAD analizlerinde öncelikle döngü analizleri yapılarak akış karakteristiği ortaya konmuştur. Ayrıca yanma analizleri gerçekleştirilmiş ve modelin doğruluğu yine test sonuçlarıyla karşılaştırılarak ortaya konmuştur. HAD analizlerinde oluşturulan yanma modeli kullanılarak piston çanak geometrisinin özgül yakıt tüketimi bakımından optimizasyonu yapılmıştır.

Daimi rejimde adiyabatik ortamda çift emme portuna sahip silindirde akış hareketlerini incelemek için üç boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Farklı valf açıklıklarında yapılan çalışmalarda döngü sayısı hesaplanmıştır. Valf açıklığı arttıkça döngü şiddetinin de arttığı gözlemlenmiştir.

Reaktif HAD simülasyonları emme-egzoz valflerinin kapalı olduğu 600°-800° krank açıları arasında 45°'lik sektör geometri üzerinde gerçekleştirilmiştir. Sayısal ağ, zaman adımı ve türbülans modeli çalışması yapılarak yanma için en uygun model belirlenmiştir. Silindir içi basınç, açığa çıkan ısı ve toplam açığa çıkan ısı verileri test sonuçlarıyla karşılaştırılarak yanma modelinin doğruluğu ortaya konmuştur. Silindir içi basınç sonuçlarına bakıldığında deney ile HAD çıktıları arasında %2.3'lük bir fark hesaplanmıştır. Ortaya çıkan toplam ısı miktarı arasındaki fark ise %2.5 olarak hesaplanmıştır. Bu farklılıklar tutuşma gecikmesinin tam olarak doğru tahmin edilememesinden kaynaklanmaktadır. Sprey bölgesi için atılan ağ sayısının artırılmasının tutuşma gecikmesi tahminini iyileştirdiği ağ sayısı çalışmasında ortaya konmuştur. Fakat yüksek CPU süreleri düşünülerek tutuşma gecikmesini doğru tahmin etmek için çalışmalar ileri götürülmemiştir.

Özgül yakıt tüketimi optimizasyon çalışmaları için mevcut piston çanak geometrisinin parametreleri çıkartılmış ve bu parametreler için optimizasyon uzayı yaratılmıştır. Burada 1:17.5 sıkıştırma oranının sabit kaldığından emin olunmuştur. Özgül yakıt tüketimine en çok derinlik parametrelerinin etkisinin olduğu gösterilmiştir. Yapılan 92 farklı analiz sonucu güç bakımından en iyi sonuç veren geometri yerine NO emisyonları da düşünülerek güç bakımından en iyi sonucu veren tasarım-74 seçilmiştir. Bu sonuçlar ışığında Türk Traktör ile bu bilgiler paylaşılarak ilerleyen aşamalar için yeni pistonun test süreçleri yapılacaktır. Yapılacak yeni çalışmada motor gücü sabit bırakılarak yakıt miktarı düşürülmek istenmektedir. Bu sebeple üretilen NO emisyonu açısından bir miktar iyileşme daha beklenmektedir.

Özgül yakıt tüketimi optimizasyon sonuçları ışığında mevcut piston çanak geometrisinin geliştirilmesi için yeni bir çanak geometrisi elde edilmiştir. Bu geometrinin güç üretimi açısından yaklaşık olarak %5.78, özgül yakıt tüketimi açısından ise %5.47'lik bir gelişim gösterdiği reaktif HAD analiz sonuçlarıyla ortaya konmuştur. Fakat NO emisyon salınımındaki %15 artış farklı bir geometri profili kullanılabilir mi sorusunu doğurmuştur. Gelecek çalışmalar için 'papatya' adını verdiğimiz yeni bir geometri üzerinde çalışmalar yapılacaktır. Papatya geometrisi ile silindir içi döngü hareketlerinin geliştirilip, yerel maksimum sıcaklıkların düşürülmesi hedeflenmektedir. Böylelikle NO emisyon salınımı da düşürülebilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] **Lewtas, J.**, (2007). Air Pollution Combustion Emissions: Characterization of Causative Agents and Mechanisms Associated with Cancer, Reproductive, and Cardiovascular Effects, *Mutation Research*, 636, 95-133.
- [2] **Kagawa, J.**, (2002). Health Effects of Diesel Exhaust Emissions-a Mixture of Airpollutants of Worldwide Concern, *Toxicology*, 181-182, 349-353.
- [3] **Reitz, R.D., Rutland, C.J.**, (1995). Development and Testinf of Diesel Engine CFD Models, *Prog. Energy Combustion Sci*, 21(2),173-196.
- [4] **Abay, K., Colak, U., Yüksel, L.**, (2018). Computational Fluid Dynamics Analysis of Flow and Combustion of a Diesel Engine, *Journal of Thermal Engineering*, 4(2), 1878-1895.
- [5] **Sushma, H., Jagadeesha, K.B.**, (2013). CFD Modeling of the in-Cylinder Flow in Direct Injection Diesel Engine, *International Journal of Scientific and Research Publications*, 3(12), 1-7.
- [6] **Mobasheri, R., Peng, Z.**, (2013). CFD Investigation of the Effects of Re-Entrant Combustion Chamber Geometry in a HSDI Diesel Engine, World Academy of Science, Engineering and Technology *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, 7(4), 770-780.
- [7] **Boyarski, J.N., Reitz, R.D.**, (2012). Combustion with Modeling-Generated Piston Bowl Geometry in a Diesel Engine, *SAE World Congress*, 3-6 April, Detroit, Michigan, USA.
- [8] **Cao, L., Bhave, A., Su, H., Mosbach, S., Kraft, M.**, (2009) Influence of Injection Timing and Piston Bowl Geometry on PCCI Combustion and Emissions, *SAE International Journal of Engines*, 2(1), 1019-1033.
- [9] **Park, W.S.**, (2010). Optimization of Combustion Chamber Geometry for Stoichiometric Diesel Combustion Using a Micro Genetic Algorithm, *Fuel Processing Technology*, 91(11), 1742-1752.
- [10] **Jankowski, A., Sandel, A., Seczyk, J., Sieminska-Jankowska, B.**, (2002). Analysis of Fuel Spray Preparation for Internal Combustion Engines, *Journal of KONES Internal Combustion Engines*, 1(2), 323-332.
- [11] **Askorava, A.S., Bolegenova, S.A., Maximov, V.Y., Ospanova, S.S., Beketayeva, M.T., Nugymanova, A.O., Pilipenko, N.V., Shortanbayeva, Z.K., Baktybekov, K.S., Syzdykov, A.B.**, (2018). Investigation of the Different Reynolds Numbers Influence on the Atomization and Combustion Processes of Liquid Fuel, *Bulgarian Chemical Communications*, 50, 68-77.
- [12] **Colin, O., Benkenida, A.**, (2004). The 3-Zones Extended Coherent Flame Model (ECFM3Z) for Computing Premixed/Diffusion Combustion, *Oil & Gas Science and Technology*, 59(6), 593-609.

- [13] **Li, X., Zhou, H., Su, L., Chen, Y., Qiao, Z., Liu, F.,** (2016). Combustion and Emission Characteristics of a Lateral Swirl Combustion System for DI Diesel Engines Under Low Excess Air Ratio Conditions, *Fuel*, 184(15), 672-680.
- [14] **Zeldovich, Y.B., Sadovnikov, P.Y., Frank-Kamenetskii, D.A.,** (1947). Oxidation of Nitrogen in Combustion. Academy of Sciences of USSR, *Institute of Chemical Physics*, Moscow-Leningrad.
- [15] **Pulkrabek, W.W.,** (2003). Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Prentice Hall, New Jersey.
- [16] **Karaaslan, S.,** (2008). Yüksek Hızlı Gaz Örneklemeye Cihazı Kullanılarak Belirli Krank Mili Açılarında Oluşan Emisyonların Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [17] **Dangar, H., Rathod, G.P.,** (2013). Combine Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) and Varying Inlet Air Pressure on Performance and Emission of Diesel Engine, *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 6(5), 26-33.
- [18] **Paul, B., Ganesan, V.,** (2010). Flow Field Development in a Direct Injection Diesel Engine with Different Manifolds, *International Journal of Engineering*, 2(1), 80-91.
- [19] **Beny, C., Nufroho, T.F., Abu Bakar, M., Abu Bakar, R.,** (2016). Effect of Swirl Generator Intake Manifold on Engine Performance using Ethanol/Gasoline Blend, *Asain Journal of Applied Sciences*, 4(6), 1342-1349.
- [20] **Phaneendra, V., Pandurangadu, V., Chandramouli, M.,** (2012). Performance Evaluation of A Four Stroke Compression Ignition Engine With Various Helical Threaded Intake Manifolds, *International Journal of Applied Research in Mechanical Engineering*, 2, ISSN 2231-5950
- [21] **Li, X., Chen, Y., Su, L., Liu, F.,** (2018). Effects of Lateral Swirl Combustion Chamber Geometries on the Combustion and Emission Characteristics of DI Diesel Engines and a Matching Method for the Combustion Chamber Geometry, *Fuel*, 224(15), 644-660.
- [22] **Li, X., Qiao, Z., Su, L., Li, X., Liu, F.,** (2017). The Combustion and Emission Characteristics of a Multi-Swirl Combustion System in a DI Diesel Engine, *Applied Thermal Engineering*, 115(25), 1203-1212.
- [23] **Li, X., Yang, W., Su, L., Liu, F.,** (2017) Mixing and Combustion Mechanisms within Lateral Swirl Combustion System (LSCS) in a DI Diesel Engine, *Applied Thermal Engineering*, 123, 7-18.
- [24] **Talele, D.C., Deshmukh, D.S., Bornare, P.P.,** (2016). Effect of Air Induction System Design on Compression Ignition Engine Performance: A Review, *International Journal of Science, Spirituality, Business and Technology*, 4(2), 31-34.
- [25] **Carlucci, P., Ficarella, A., Laforgia, D.,** (2005). Effects on Combustion and Emissions of Early and Pilot Fuel Injections in Diesel Engines, *International Journal of Engine Research*, 6(1), 43-60.
- [26] **Wei, S., Ji, K., Leng, X., Wang, F., Liu, X.,** (2014). Numerical Simulation on Effects of Spray Angle in a Swirl Chamber Combustion System of DI (Direct Injection) Diesel Engines, *Energy*, 75(C), 289-294.

- [27] **Benajes, J., Pastor, J.V., Garcia, A., Monsalve-Serrano, J.**, (2015), An Experimental Investigation on the Influence of Piston Bowl Geometry on RCCI Performance and Emissions in a Heavy-Duty Engine, *Energy Conversion and Management*, 103, 1019-1030.
- [28] **Yakhot, V., Orszag, S.A., Thangam, S., Gatski, T.B. & Speziale, C.G.**, (1992). Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique, *Physics of Fluids A*, 4(7), 1510-1520.
- [29] **Menter, F.R.** (1993). „Zonal two equation k- ϵ turbulence models for aerodynamic flows“, *Proc. 24th Fluid Dynamics Conf.*, 6-9 July, Orlando, Florida, USA.
- [30] STAR-CD 4.22, “Methodology”, 2013.
- [31] AVL Boost, “Theory Guide”, 2013.
- [32] **Andree, A. and Pachernegg, S. J.**, “Ignition Conditions in Diesel Engines”, *SAE Technical Paper Series*, 690253, 1082-1106.
- [33] **Reitz, R.D. and Diwakar, R.**, (1986) Effect of Drop Breakup on fuel Sprays, *SAE Technical Paper Series*, 860469, 1-10.
- [34] **Eguz, U.**, (2009). Numerical Investigation of Mixture Formation and Combustion in PCCI Conditions, Master Thesis, Eindhoven University of Technolog, Faculty of Mechanical Engineering, Eindhoven.
- [35] **Güney H.**, (2014). Computational Fluid Dynamics Analysis of Flow and Combustion of a Tier IV Emissions Standard Diesel Engine, Master Thesis, TOBB Universty of Economics and Technology, Department of Mechanical Engineering, Ankara



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Caner Akkuş
Uyruğu : Türkiye Cumhuriyeti
Doğum Tarihi ve Yeri : 2 Ekim 1992 - Ankara
E-posta : caner.akkus18@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2015, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** : 2020, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

2016 Ford-Otosan Kalibrasyon Mühendisi
2017 Türk Traktör ve Ziraat Makineleri A.Ş. Motor Tasarım ve İleri Emisyon Mühendisi

YABANCI DİL:

- İngilizce

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR:

- **Akkuş. C.**, Uslu. S., 2020. Optimization of Piston Bowl Geometry in terms of Fuel Consumption and Emissions Using Computational Fluid Dynamics In a Diesel Engine, *INCOS International Combustion Symposium*, September 17-19, Kayseri, Turkey.