

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTORUN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE
MODELLENMESİ VE YANMA ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mahmut Kurtuluş ABAY

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

HAZİRAN 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL MOTORUN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI İLE
MODELLENMESİ VE YANMA ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Mahmut Kurtuluş ABAY
(301111043)**

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Üner ÇOLAK

HAZİRAN 2015

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301111043 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Mahmut Kurtuluş ABAY** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**DİZEL MOTORUN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI İLE MODELLENMESİ VE YANMA ANALİZİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Üner ÇOLAK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Filiz BAYTAŞ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Levent YÜKSEK
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **4 Mayıs 2015**
Savunma Tarihi : **26 Mayıs 2015**

Ailem ve Zeynep'e,

ÖNSÖZ

Tez çalışmasında her türlü yardımını esirgemeyen ve katkıda bulunan, hesaplamalı analiz sürecinde beni yönlendiren değerli danışman hocam Prof. Dr. Üner ÇOLAK'a içten teşekkürlerimi sunarım. Yapmış olduğum çalışma boyunca yardım aldığım ve tecrübelerinden faydalanmama olanak tanıyan değerli hocam Yrd. Doç. Levent YÜKSEK'e ve sevgili arkadaşım Hakan GÜNEY'e de emeklerinden dolayı sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Bütün eğitim hayatım boyunca bana her türlü desteği veren aileme ve bu zorlu süreçte her zaman yanımda olan, tez çalışmasında kendisinden çaldığım zamana karşılık sabır gösteren Zeynep ERKAL'a teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2015

M.Kurtuluş ABAY
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Çalışmaları	2
1.2 Dizel Motorlardaki Tutuşma Gecikmesi	5
1.3 Dizel Motorlarındaki Emisyon Problemi	7
1.4 Genişletilmiş Zeldovich Model (Extended Zeldovich Model)	10
1.5 Anlık NO _x Mekanizması (The Prompt NO _x Mechanism)	11
1.5.1 Anlık NO _x reaksiyonları (The Prompt Reactions)	11
1.6 İs (Soot).....	11
2. ENERJİ KORUNUMU (ENERGY CONVERSION).....	17
2.1 İçten Yanmalı Motorun Termodinamiği	18
2.1.1 Temel yapısı	18
2.2 İçten Yanmalı Motorlarda Çevrimler	24
2.2.1 Dizel çevrimi	24
3. TEMEL KORUNUM DENKLEMLERİ	27
3.1 Türbülanslı Tepkili Akışlar için Korunum Denklemleri.....	27
3.1.1 Türlerin korunum denklemleri (Species conservation equation)	27
3.1.1.2 Akış süreklilik denklemi	28
3.1.1.2.1 Momentum korunum denlemi.....	28
3.1.1.2.2 Enerji korunum denklemi.....	30
3.1.1.2.3 Gaz karışım hal denklemi.....	30
3.2 Türbülans Modelleri	30
3.2.1 Standard k-epsilon türbülans modeli.....	31
3.2.2 RNG k- ϵ türbülans modeli	32
3.3 Kimyasal kinetik formülasyonu	33
3.3.1 İs (Soot) modeli.....	35
3.3.2 Türbülans-Kinetik bilimi etkileşim modeli.....	36
4. FORTE YANMA MODELİ	39
4.1 G-Equation Yanma Modeli	39
4.1.1 Genel formülasyon	39
4.1.2 Laminar ve türbülans alev yayılma hızı bağıntıları	40
4.1.2.1 Laminar alev yayılma hızı.....	40
4.1.2.1.1 Power-Law korelasyonu.....	41
4.1.2.1.2 Referans durumda laminar alev yayılma hızı	41
4.1.2.1.3 Sıcaklık ve basınca bağlı değişkenler	42
4.1.2.1.4 Diluent etkisi	42

4.1.2.2 Türbülans alev yayılma hızı	43
4.1.3 Alev cephesi ısı yayılımı (Heat Release) hesabı	43
4.1.4 Alev Sonrası ve gaz kinetiği bitişi.....	45
4.1.5 Alev sönme modeli.....	45
5. SPREY MODELLERİ (SPRAY MODELS).....	47
5.1 Solid Cone Sprey Modelleri	47
5.1.1 Lüle akış modeli (Nozzle flow model).....	47
5.1.1.1 Boşaltım katsayısı (Discharge coefficient)	48
5.1.1.2 Efektif enjeksiyon hızı ve efektif akış çıkış alanı	50
5.1.1.3 Sprey açısı	50
5.1.1.4 Deneysel nozul boşaltım katsayısı ve sprej açısı.....	51
5.1.2 Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor parçalanma modeli.....	51
5.1.2.1 Kelvin-Helmholtz dağılımı	52
5.1.2.2 Rayleigh-Taylor dağılımı (Rayleigh-Taylor breakup)	54
5.1.3 Kararsız gaz-jet modeli (Unsteady gas-jet model).....	56
5.2 Hollow-Cone sprej modeli.....	59
5.2.1 Lisa (Linearized instability sheet atomization) model	60
5.2.1.1 Film oluşumu.....	60
5.2.1.2 Tabaka, katman dağılımı (Sheet breakup).....	60
5.2.1.3 Atomizasyon (Atomization)	62
5.2.2 Taylor-Analog parçalanma modeli (Taylor-Analog breakup model)	62
5.3 Damlacık çarpışması ve birleşmesi	63
5.3.1 Etki çarpışma modeli yarıçapı (Radius of influence collision model)	64
5.3.2 Çarpışma mesh modeli (Collision mesh model)	65
5.4 Çok Bileşenli Damlacık Buharlaştırma Modeli	65
5.4.1 Sıvı faz denge denklemi	65
5.4.2 Gaz fazı için korunum denklemleri	66
5.4.3 Buhar-Yakıt Denge Durumu	67
5.4.4 Yüzey sıcaklığının belirlenmesi	67
5.4.5 Kaynama modeli (Modeling boiling).....	68
6. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR (HAD) SİMÜLASYONU	69
6.1 Geometrik Özellikler	69
6.2 Piston Geometrisi ve Kinematığı.....	70
6.3 Modelin Kurulması.....	73
6.4 Ağ Yapısı.....	74
6.4.1 Türbülans modelleri arasında karşılaştırma	85
6.4.2 Sprej özellikleri	89
6.4.3 Egzoz geri dönüşümü (Exhaust gas recirculation, Egr)	97
6.4.4 Emisyonlar	107
6.4.5 Phi-T kontur (Phi-T Plots)	110
6.4.6 Tam yanma odası	111
KAYNAKLAR.....	123
EKLER.....	127
ÖZGEÇMİŞ.....	135

KISALTMALAR

AFR	:Hava Yakıt Oranı, Air to Fuel Ratio
AÖN	:Alt Ölü Nokta, Bottom Dead Center
CFD	:Computational Fluid Dynamics
CFM	:Coherent Flame Model
DCA	:Derece Krank Açısı, Degree Crank Angle
DMC	:Multi-Component Droplet Vaporization Model
ECM	:Elektronik Kontrol Modülü
ECU	:Elektronik Kontrol Ünitesi
EGR	:Egzoz Geri Dönüşümü, Exhaust Gas Recirculation
EU	:European Union
FSD	:Flame Surface Density
HAD	:Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
ICE	:İçten Yanmalı Motor, Internal Combustion Engine
KH	:Kelvin Helmholtz
LISA	:Linearized Instability Sheet Atomization
MCC	:Mixed Controlled Combustion
NHR	:Ortaya Çıkan Isı, Net Heat Release
ÜÖN	:Üst Ölü Nokta
PM	:Partikül Madde, Particulate Matter
PMC	:Premixed Combustion
RANS	:Reynolds Ortalamalı Navier Stokes, Reynolds Average Navier Stokes
ROI	:Radius of Influence
RT	:Rayleigh-Taylor
SMD	:Sauter Ortalama Çap, Sauter Mean Diameter
TAB	:Taylor-Analog Break-up
TDC	:Üst Ölü Nokta, Top Dead Center
Tfiz	:Fiziksel Tutuşma Gecikmesi
TG	:Tutuşma Gecikmesi
Tkim	:Kimyasal Tutuşma Gecikmesi
UHC	:Yanmamış Hidrokarbonlar, Unburned Hydrocarbons

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : RNG k- ϵ Standart türbülans k- ϵ modelleri katsayıları	34
Çizelge 4.1 : Metghalci formülasyonundaki B_m, B_0, 0_m değerleri.....	41
Çizelge 6.1 : Motor özellikleri.....	69
Çizelge 6.2 : Çalışma koşulları.....	70

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1 : Yanma öncesi ve sonrası	5
Şekil 1.2 : Dizel partiküllerin oluşumu.....	12
Şekil 1.3 : Dizel partiküllerinin karışımı	13
Şekil 1.4 : İS partiküllerinin oluşumunun basit bir taslağı	14
Şekil 1.5 : İS partiküllerinin oluşumuna sıcaklık ve yakıt fazlalık katsayısı etkisi....	14
Şekil 1.6 : İS partiküllerin zamana bağlı olarak değişimi	15
Şekil 2.1 : Genel enerji korunumunun diyagramı.....	17
Şekil 2.2 : Isıl enerji korunumu diyagramı	17
Şekil 2.3 : İçten yanmalı bir motor veya gaz türbininde enerji korunumu	18
Şekil 2.4 : Açık sistem.....	19
Şekil 2.5 : Kapalı sistem (yanma odası, combustion chamber).....	19
Şekil 2.6 : P, V ve T, s diyagramlarındaki değişiklikler.....	21
Şekil 2.7 : Dış akım fonksiyonu	23
Şekil 2.8 : Dizel çevriminin P-V ve T-s diyagramları	25
Şekil 3.1 : CHEMKIN paketinin yapısının sistematik diyagramı	34
Şekil 4.1 : Forte G-Equation yanma modelinde alev yapısının sistematik yapısı	44
Şekil 5.1 : Nozul akış geçişi	48
Şekil 5.2 : KH/RT dağılıma modeli solid-cone spreylerde.....	52
Şekil 5.3 : Kararsız gaz-jet modeli	56
Şekil 5.4 : Kararsız gaz-jet modelinde efektif enjeksiyon hızı.....	59
Şekil 5.5 : Hollow-cone sprej modeli prosesi	59
Şekil 6.1 : Piston çanak şekli	71
Şekil 6.2 : Piston çanak şekilleri.....	71
Şekil 6.3 : Piston çanak parametreleri	72
Şekil 6.4 : Silindir piston sistemi.....	72
Şekil 6.5 : Sektör çözüm ağı	74
Şekil 6.6 : Piston AÖN’da iken çözüm ağı.....	75
Şekil 6.7 : Enjektörün silindir içindeki konumu.....	76
Şekil 6.8 : Çözüm ağı silindir içi basınç	77
Şekil 6.9 : Krank açısı başına ortaya çıkan ısı miktarı	78
Şekil 6.10 : Silindir içi ortalama sıcaklık	79
Şekil 6.11 : Silindir içi maksimum sıcaklık.....	79
Şekil 6.12 : Yakıt parçacık ve silindir içi sıcaklık konturları	79
Şekil 6.13 : Silindir içi ortaya çıkan kimyasal ısı değişimi	85
Şekil 6.14 : Silindir içi toplam ortaya çıkan ısı miktarı değişimi	85
Şekil 6.15 : RNG ve Standart k-epsilon türbülans modellerine sahip çözüm ağlarının silindir içi basınç karşılaştırmaları	86
Şekil 6.16 : Farklı türbülans modellerindeki hız konturları.....	89
Şekil 6.17 : Farklı türbülans modellerindeki hız profilleri	89
Şekil 6.18 : Maksimum Weber sayısı	90
Şekil 6.19 : Wierzba’ya göre damlacık parçalanma rejimleri	90
Şekil 6.20 : Damlacık ve ortalama yakıt düşüş hızı	91
Şekil 6.21 : Enjekte edilen yakıt kütlesi ve buharlaşması	91

Şekil 6.22 : Ortalama bir parseldeki damlacık sayısı.....	92
Şekil 6.23 : C ₁₂ H ₂₆ kütle kesiri (mass fractions).....	97
Şekil 6.24 : Forte model sprey arayüzü	95
Şekil 6.25 : Forte model enjeksiyon arayüzü.....	96
Şekil 6.26 : EGR oranlarına bağlı olarak silindir içerisindeki no miktarları	98
Şekil 6.27 : Farklı EGR oranlarında silindir içi maksimum sıcaklıklar.....	99
Şekil 6.28 : Farklı EGR oranlarında Silindir İçi Ortalama Sıcaklıklar	99
Şekil 6.29 : EGR oranlarına göre maksimum sıcaklık ve no değişimi	100
Şekil 6.30 : Farklı EGR oranlarında is oluşumu	101
Şekil 6.31 : EGR oranlarına göre is partikül oluşumu ve sıcaklık değişimi	101
Şekil 6.32 : Farklı EGR oranlarına göre is ve NO oluşumu	102
Şekil 6.33 : Farklı EGR oranlarında is ve NO değişimi	103
Şekil 6.34 : Farklı EGR oranları için sıcaklık konturları	106
Şekil 6.35 : Farklı EGR oranlarına göre güç miktarındaki değişim	107
Şekil 6.36 : NO _x ve is partikül değişimi.....	108
Şekil 6.37 : Yanmamış hidrokarbonlar	108
Şekil 6.38 : C ₂ H ₂ değişimi	109
Şekil 6.39 : OH değişimi.....	110
Şekil 6.40 : Tam yanma odasının püskürtme başlangıcındaki çözüm ağı	111
Şekil 6.41 : Nozulların yanma odasındaki görüntüsü	112
Şekil 6.42 : Piston çanağı üzerinde yakıt damlacıklarının dağılımı	113
Şekil 6.43 : Tam yanma odası sıcaklık konturları.....	117
Şekil A.1 : Farklı EGR oranlarında Phi-T konturları.....	128
Şekil A.2 : Farklı EGR oranlarında Phi-T konturları.....	129
Şekil A.3 : Farklı EGR oranlarında Phi-T konturları.....	130
Şekil A.4 : Farklı EGR oranlarında Phi-T konturları.....	131
Şekil A.5 : Farklı EGR oranlarında Phi-T konturları.....	132
Şekil A.6 : Farklı EGR oranlarında Phi-T konturları.....	133

SEMBOL LİSTESİ

A	Alan
B	Silindir Çapı
C_P	Özgül Isı
D	Parçacık Çapı
h	Özgül Entalpi
k	Türbülans Kinetik Enerjisi
k_g	Isıl İletim Katsayısı
m	Kütle Debisi
M	Moment
N	Motor Devri
P	Basınç
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

DİZEL MOTORUN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI İLE MODELLENMESİ VE YANMA ANALİZİ

ÖZET

Günümüzde yanma sonucu oluşan gazlar nedeniyle artan küresel ısınma, sera etkisi ve hava kirliliği, egzoz emisyonları üzerinde belirli düzenlemeleri ve uygulamaları zorunlu kılmıştır. Dizel motorlarındaki temel emisyon sorunu NO_x ve is partiküllerinin oluşumu olup uzun yıllar boyunca tasarımcılar tarafından emisyon seviyelerini minimumda tutmak için çeşitli araştırmalar ve uygulamalar gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen araştırmalar ve uygulamalarda hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümüne dayalı analizler ön plana çıkmaktadır.

Bu tez çalışmasında bir dizel motorun yanma analizi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile incelenmiş olup yazılım olarak FORTE Reaction Design programı kullanılmıştır. Dizel motorun emme ve egzoz valflerin kapalı olduğu durumda (emme subabının kapanışından egzoz subabının açılışına kadar ki süreç) yanma analizi HAD kullanılarak yapılmıştır. Silindir içi basınç değerleri RNG k- ϵ ve Standart k- ϵ türbülans modelleri kullanılarak deneysel sonuçla karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır. Yanma modeli olarak FORTE Reaction Design yazılımında bulunan G-Equation yanma modeli kullanılmıştır. Sprey modeli Damlacık Çarpışma ve Birleşmesi modelinden Etki Çarpışma Modeli Yarıçapı seçilmiştir. (Radius of Influence Collision Model). Kimya modelinde ise Chemkin'den yararlanılmış olup 173 tür'lük kod kullanılmıştır. Egzoz Gaz Geridonuşum (EGR, Exhaust Gas Recirculation) sistemi ele alınarak Is partikülü ve NO_x üzerindeki etkileri incelenmiş olup EGR yüzdesi için gerekli optimizasyonlar yapılmıştır. Phi-T konturları incelenip yakıt fazlalık (denge) katsayısı ve EGR yüzdesine bağlı olarak değişen maksimumu sıcaklığının Is ve NO_x emisyonları üzerinde etkileri incelenmiştir.

MODELING AND ANALYZING OF DIESEL ENGINE USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

SUMMARY

Efficient use of fossil fuels and reducing CO₂ emissions are very important on the priority list for the automotive industry. Despite efficiencies of gasoline-type powertrains have been dramatically improved with gasoline direct injection and hybrid electric vehicle technologies, diesel engines still have superiorities on fuel economy over them, especially on motorways. Without the increasing contribution of diesel engines and newer diesel technologies, it would not be possible to success the fuel consumption and CO₂ emission reduction targets. Nowadays, The rate of global warming, greenhouse effect and air pollution have tremendously increased because of combustion gases. Therefore, there has been put into action new regulations and applications on exhaust gas emission problems. Some of exhaust gases become prominent with regard to strong effects such as NO_x and Soot. NO_x contributes to acid rains which have strong effects related to the ozone layers. Researchers and engine designers have been working for a long time in order to keep NO_x and Soot emission at the minimum level. In diesel engines, fuel is injected as liquid and it must evaporate before it is able to burn. Hence, there is an ignition delay between the start of injection and start of combustion. During the ignition delay, some fuel is evaporated and mix with air to levels that are within the flammability limits. Since it is mixed before combustion starts, the combustion rate of this premixed fuel-air mixture is controlled by very fast chemical rates. When rapid combustion of this premixed mixture occurs, the gas temperature rises rapidly, leading to higher NO_x formation rates. The formation of NO_x can not be prevented in the high temperature combustion of lean fuel-air mixture because nitrogen is the main component of ambient air. Following premixed combustion stage, the combustion rate is controlled by the mixing and diffusion rates, which are usually slower than the premixed combustion rate. Soot forms in the fuel-rich regions, even though partially oxidized in the expansion stroke, also remains in considerable amounts at Exhaust Valve Opening. In DI diesel engines, the highest soot concentration is found in the core region of each fuel spray where average equivalence ratios are very rich. Much soot is oxidized later in the cycle since more air is entrained into the fuel spray. Consequently, the net soot is the consequences of a competition between the soot formation and oxidation process in the cylinder. At this point, Computational Fluid Dynamics (CFD) come into prominence as a solution of these works and applications.

In this thesis, there has been made combustion analysis of a diesel engine as using Computational Fluid Dynamics (CFD) method. FORTE Reaction Design software which includes Chemkin Pro-Solver has been chosen in order to take the best solution. In diesel engine models, researcher usually prefer sector mesh for acquisition much time. If the geometry is symmetrical then sector mesh can be used so sector mesh which is usually preferred diesel engine is used. There are two mesh size are researched as sector mesh and thin mesh size is chosen closer to the

experimental data than thick mesh size. Time step is chosen $1,28 \times 10^{-5}$ second during Start of injection, combustion duration and expansion stroke for at least time decomposition. The combustion analysis has been examined between intake valve closing (IVC) and exhaust valve opening period (EVO). In cylinder pressure values as a result of combustion analysis using FORTE software have compared experimental datas. As a consequences of comparing, it can be seen that there is a four percent defect between CFD analysis and experimental datas.

Furthermore, There are two turbulence models in FORTE called RNG k- ϵ and Standart k- ϵ turbulence models. RNG k- ϵ and Standart k- ϵ turbulence models are generally preferred if the reynolds number is high. However, RNG k- ϵ turbulence model has more advantageous than Standart k- ϵ turbulence model with regard to addition less small scale in the calculation. RNG k- ϵ turbulence and Standart k- ϵ turbulence models are used in order to compare combustion results and it can be seen that the result of CFD analysis with RNG k- ϵ turbulence model is closer than Standart k- ϵ turbulence model to the experimental datas because of more calibration on RNG k- ϵ turbulence model. Moreover, G-Equation model is preferred as Flame model. In addition, there are a few spray models in FORTE. Spray model is chosen as Radius of Influence Collision Model (ROI) from Droplet Collision and Coalescence Model because of high Weber number and there is seen to appear catastrophic break up of fuel particles. Radius of Influence Collision Model is generally used for combustion analysis. Chemkin is used as a chemical model in order to see combustion reactions. This is tremendously important using Chemkin as a chemical model because there are lots of chemical reactions during combustion processes and Chemkin is the best software to observe these reactions. There are made use of 173 species to take better predictions and FORTE provide opportunity in order to use approximately 428 species. However, it is necessary additional license to use 428 species. In FORTE, there is only one soot model called two-step soot model. mean soot diameter is accepted as 25 nm in two step model. When NO_x and soot emissions may provide barrier for the application of diesel engines, the difficulty for dealing with the problem comes also from the trade-off feature between NO_x and soot emissions. It is always very difficult to reduce both kinds of emissions simultaneously since factors that tend to decrease one usually increase the another. In this case, The effects of Exhaust Gas Recirculation system are researched. Exhaust Gas Recirculation (EGR) which is a kind of Exhaust After-Treatment System has been researched effects on NO_x and Soot emissions and proper EGR rate has determined as making optimizations. The specific heat of Exhaust gases more than the specific heat of the gases in the inlet manifold. According to increasing of the total specific heat in cylinder gases, maximum temperature which is as a result of combustion diminish. If the rate of EGR increases, then the amount of NO_x which is released after combustion decreases because of decreasing the rate of maximum temperature in cylinder. However, the percentage of soot rises crucially due to falling the percentage of burnt soot particles. Therefore, it is momentous to chose the correct EGR rate in order to provide NO_x and soot balance. Moreover, if the correct EGR rate can not chosen then the rate of power decrease crucially because of falling maximum temperature values. In addition, NO_x and soot emission rate changes have been tried to determine depending on equivalence ratio, maximum temperature values and EGR rate in Phi-T contours.

Ultimately, all combustion chamber is modelled. It is also showed fuel particles and temperature plots during injection and combustion. Furthermore, we can see that swirl ratio completely affects combustion.

1. GİRİŞ

Sanayinin gelişmesiyle taşımacılıkta artan büyüme dizel motorların kullanımında önemli bir büyümeye sebep olmuştur. Dizel motorlarının yaygın olarak kullanılması aynı zamanda çevre kirliliği açısından temel bir sorunda getirmektedir. Dizel motorlarının toplum ve çevre sağlığını tehlikeye atan NO_x (Nitrojen oksit) ve PM (partikül parçaları) olmak üzere iki temel salınım sorunu vardır. Salınan bu gazlar aynı zamanda sera etkisi ve küresel ısınmaya neden olmaktadır. Özellikle NO_x asit yağmurları ve ozon tabakasının delinmesi konusunda önemli bir yere sahiptir. PM ise insan sağlığı açısından tehlike arz etmektedir. Ortaya çıkan bu tehlikeler de emisyon seviyeleri üzerinde yasal düzenlemelere yol açıp tasarımcılara emisyon seviyelerini düşürmesi açısından zorlayıcı faktör olmuştur. Ayrıca yanma odası içindeki hava hareketleri özellikle swirl (yatay döngü hareketi) iyi bir yanmanın gerçekleşmesini belirler ve salınan NO_x CO (karbonmonoksit) ve UHC (yanmamış hidrokarbonların) miktarlarını da doğrudan etkiler. Çevreye ve insan sağlığına bu denli etkili olan emisyon seviyelerini düşürmek amacıyla yapılan çalışmalar gelişmiş enjeksiyon sistemleri, egzoz sistemlerini, geliştirilen silindir kafaları ve yanma odalarını doğurmuştur [1]. Özellikle egzoz sistemlerinde büyük yenilikler meydana gelmiş olup bir takım kimyasal reaksiyonlar gerçekleştirilerek egzoz gazları içerisindeki NO_x ve PM miktarları düşürülmektedir. Bu meydana gelen yeniliklerden biri ise EGR (Exhaust Gas Recirculation) sistemidir. EGR sistemi yanma sıcaklıklarını düşürerek NO_x oluşum miktarlarında düşüş gerçekleştirir ancak yüksek sıcaklıkla yakılan is partiküllerinin oluşumu bu sıcaklık değişiminden etkilenir. Geliştirilen bu sistemlerin incelenmesi ve istenilen emisyon seviyelerini karşılayıp karşılayamadığı ile ilgili bütün soruların cevabı günümüzde yoğun olarak HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yöntemine başvurulmaktadır. Bilgisayarların yüksek performanslı olması da HAD yardımıyla yapılacak simülasyonların analiz sürelerini kısaltması açısından önemlidir.

Bu tez çalışmasında HAD yardımıyla bir dizel motorun silindir içi yanma analizleri ve EGR'nin NO_x ve is partiküllerinin oluşumuna etkileri incelenmiştir.

1.1 Literatür Çalışmaları

Dizel motorlar içten yanmalı motorların bilinen tüm tipleri arasında en etkili olan güç kaynağıdır. Dizel motorlarında bulunan yakıt enjeksiyon sistemi sayesinde yanmanın başlangıcı kontrol edilebilir ve her bir çevrim için enjeksiyonda bulunan yakıt miktarı yükleri çeşitlidir [2]. Dizel motorun son zamanlarda otomotiv üreticileri ve çevre koruma kurumları tarafından dikkat çekilen en önemli noktalarından birisi de düşük yakıt tüketimi ve CO₂ emisyonudur. Günümüzde de yakıt tüketimiyle doğru orantılı olarak artan sera etkisi de göz önünde bulundurulursa dizel motorlarının avantajı ortaya çıkar. Ancak dizel motorlarda hala çözülmeyi bekleyen bir takım teknik sorunlarda mevcuttur. Fakir yakıt işlemleri maksimum torku sınırlamasıyla düşük güç elde edilir. Dizel motorlarının en önemli teknik sorunu ise emisyon standartlarıdır. Kıvılcım ateşlemeli (benzinli) motorlarda hidrokarbon ve CO emisyonları bir sorun teşkil etmez. Dizel motorların emisyon standartlarında temel problem olarak NO_x ve partikül parçacıkları (particulate matter, PM) görülür. NO_x ve is partikülleri dizel motorlarındaki yanmanın heterojen karakteriğinden dolayı oluşur. İs partikülleri önkarişimli zengin yakıt bölgelerinde bulunur daha sonra difüzyon aleviyle önemli ölçüde yakılır. NO_x oluşumu ise yüksek bölgesel sıcaklıklardan dolayı meydana gelir. Ayrıca NO_x'in toksit olmasının yanı sıra fotokimyasal duman reaksiyonları için de önemli bir bileşen olarak kabul edilir [3] ve solunum yoluyla alınan PM ve NO_x kanser, mutasyon ve akciğerlerde ciddi problemlere neden olur. Sonuç olarak is partikülleri ve NO_x'in bu ciddi zararlarından ötürü Kuzey Amerika Çevre Koruma Toplulukları ve Avrupa Komisyonu (European Commission, EU) tarafından dizel motorlarında NO_x ve is partikülleri için belirli emisyon standartları getirilmiştir [4-5].

Avrupa Komisyonu (European Commission, EU) ve Amerika (US) tarafından düzenlenen NO_x ve PM emisyon standardı aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Özellikle dizel motorlarının emisyon standartlarının 2004 yılına kadar motorlarda yanma optimizasyonunun daha gelişmesi ve motor dışında emisyon değerlerini azaltmak için gelişen ileri teknolojiler yardımıyla ciddi oranda azaltıldığı görülür.

Bunun yanısıra gelişen piston çanağı (bowl) tasarımı ve enjeksiyon zamanıyla birlikte is partiküllerinin oluşumu ve NO_x oluşumdaki azalışlar meydana gelmiştir. Common-rail yüksek basınçlı enjeksiyon sistemi sayesinde yakıtın yüksek basınçta yanma odasına püskürtülmesi sağlanır ve bu sayede yakıtın yanma odasında daha iyi dağılmasına olanak verilir.

Dizel motorlarında NO_x emisyonunu azaltmak amacıyla EGR (EXHAUST GAS RECIRCULATION) sistemi geliştirmiştir [6]. EGR sayesinde NO_x emisyonlarında ciddi oranlarda düşüşler meydana gelir. Egzoz sonrası işlemler (Exhaust Aftertreatment devices) yıllarca araştırmanın sonucu olarak ortaya çıkmış ve günümüzde yaygınlaşmaya başlamıştır. EGR dışında NO_x emisyonunu düşürmek amacıyla SCR (Selective Catalyst Reduction) sistemi kullanılmaya başlanmıştır [7]. Çalışma prensibi üre temelli olan bu sistem NO_x ve PM emisyon seviyelerinin azalmasını sağlar. Bunların dışında alternatif yakıt olarak biodisel [8], Fischer-Tropsch [9], oxygenates [10] araştırmaları yapılmakta olup uygulamaya geçilmesi anlamında çalışmalar devam etmektedir.

Günümüzde dizel motorlarda NO_x oluşum kimyasında yeterli verilere sahip olunurken, is oluşumu prosesleri hakkında bir takım zorluklar devam etmektedir. Yakıt moleküllerinden is partiküllerinin oluşumu, bu partiküllerin birikmesi ve kimyasal yapıları hakkında anlaşılamayan kısımlar mevcuttur.

Dizel motor içten yanmalı bir motor tipidir. 1892’de Alman Mühendis Rudolf Diesel tarafından bulunmuş ve 1893’te patenti alınmıştır. Rudolf Diesel Almanya’nın petrole olan bağımlılığını azaltmak amacıyla kömürle çalışan bir motor yapmayı hedeflemiştir. Ancak kömürün yanmasıyla ortaya çıkan kül büyük sorunlar doğurmuş bu yüzden de farklı yakıtların kullanılması tasarlanmıştır. İlk olarak da yer fıstığı yağıyla (biodizel) çalıştırılarak etkili bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır.

Dizel motorun çalışma prensibi oksijen içeren bir gazın sıkıştırılarak yüksek basınç ve sıcaklığa ulaşması ve silindir içine püskürtülen yakıtın bu sayede alev alması ve patlaması esasına dayanır. Hava, dizel motorunun silindiri içine çekilir ve bir piston tarafından özellikle benzinli motora göre çok daha yüksek bir sıkıştırma oranıyla sıkıştırılması gerçekleşir. Bu sırada piston hareketinin en tepe noktasında, dizel yakıt yüksek basınçla atomizer memeden geçerek yanma odasının içine püskürtülür. Yanma odasının içine püskürtülen yakıtın sıcak ve yüksek basınçlı hava ile

karşılaşması sonucu karışım hızla tutuşur ve yanma başlar. Sıvı yakıtın püskürtülüp buharlaşması ve yanmanın başlamasına kadar geçen zaman tutuşma gecikmesi olarak adlandırılır. Tutuşan yakıtın içindeki kimyasal enerjinin termal enerjiye çevrilmesiyle genişleme başlar ve bir çevrim tamamlanmış olur. Dizel motorlardaki sıkıştırma oranı çevrimin verimini etkileyen unsurların başında gelir. Teorik olarak sıkıştırma oranı ile çevrim verimi doğru orantılıdır, ancak motoru oluşturan mekanik parçaların sıcaklık ve basınca dayanıklılığı bu noktada sınırlayıcı faktör olmaktadır.

Eski dizel motor sisteminin en önemli parçası hız kontrol ünitesidir; bu ünite yakıtın gelme hızını kontrol ederek motorun hızını sınırlar. Benzin motorlarından farklı olarak dizel motorlarında hava emme sübabı yoktur(burada kastedilen benzinli motorlardaki karbüratörün içindeki kapış diyaframı ve hava emiş kelebeğidir), bu yüzden hız kontrol ünitesi olmazsa motor fazla hızlanır. Eski tip hız kontrol üniteleri motordan bir vites sistemi ile yönlendirilir ve böylece sadece motor hızıyla doğru ilişkili olarak yakıt sağlanırdı.

Modern elektronik kontrollü dizel motorları benzin motorlarındakine benzer bir kontrol mekanizmasını (ECM) Elektronik Kontrol Modülü veya Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU) yoluyla uygularlar. Motor "bilgisayarı" ECM/ECU içinde motorun çalışmasıyla ilgili algoritmalar ve kalibrasyon tabloları kaydedilmiştir. ECM/ECU bir sensörden motor hızına dair sinyal alınca gereken bilgi işlemlerini yapar, elektronik ve hidrolik valfler aracılığıyla yakıt miktarını ve yanma zamanlamasını kontrol ederek motor hızını sabit tutar.

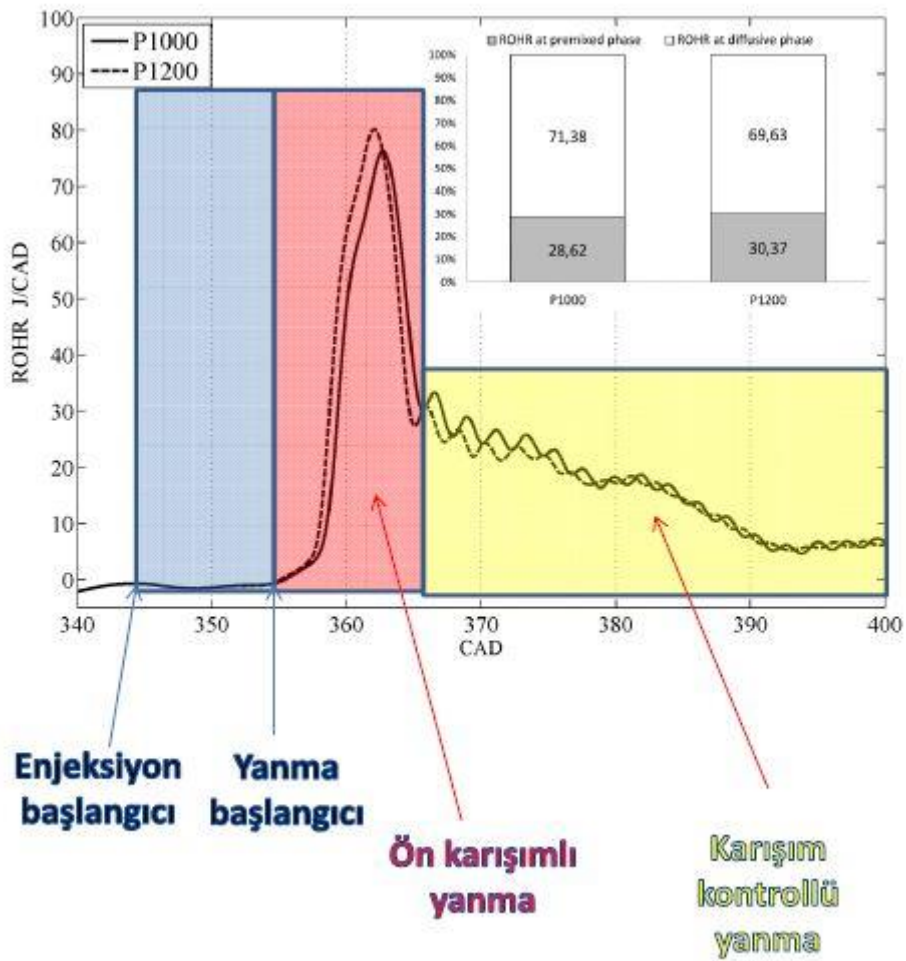
Yakıtın pistonların içine enjeksiyonunun başlama zamanının kontrolü, emisyonların azaltılması ve motor veriminin (yakıt ekonomisi) artırılması için en önemli unsurdur. Silindir içine yakıt enjeksiyonu başlama zamanlaması, günümüz modern motorlarında elektronik olarak kontrol edilmektedir. Zamanlama, genellikle üst ölü noktanın (TDC/Top Dead Center) önündeki pistonun krank ünitesi açısı ile ölçülür. Örneğin, piston üst ölü noktadan 10 derece önde olduğu zaman eğer ECM/ECU yakıt enjeksiyonuna başlarsa, enjeksiyon başlama veya zamanlama 10 derece önde olduğunu iletir. Optimal zamanlama, motorun hızı ve yükü kadar tasarımına da bağlıdır [11].

1.2 Dizel Motorlardaki Tutuşma Gecikmesi

Dizel motorlarında sıkıştırma sonucu basıncı ve sıcaklığı artan hava ortamına püskürtülen yakıt ancak bazı fiziksel ve kimyasal proseslerin oluşmasından sonra kendi kendine tutuşur. Yakıtın yanma odasına girmesinden alevli yanmanın oluşmasına kadar geçen süreye tutuşmanın hazırlık evresi veya tutuşma gecikmesi (TG) denir.

Fiziksel prosesler için gerekli süre (T_{fiz}) 'e fiziksel tutuşma gecikmesi, kimyasal prosesler için gerekli süre (T_{kim}) 'e kimyasal tutuşma gecikmesi denir. Tutuşma gecikmesi bu iki sürenin toplamından oluşur.

Yakıt damlasının ısınması, buharlaşması ve yakıt buharının kendi kendine tutuşma sıcaklığına kadar ısınması fiziksel tutuşma gecikmesi süresinde gerçekleşir.



Şekil 1.1: Yanma öncesi ve sonrası [12].

Tutuşma gecikmesi süresi çok uzarsa, silindir içerisinde tutuşmaya hazır hale gelmiş dolgunun kısa sürede yanması durumu ortaya çıkar. Bu sert bir yanma karakteristiği, yüksek basınç artış oranı ve bu nedenle gürültü meydana getirir. Çok kısa olması durumunda yanma tamamen karışım kontrollü hal alır. Bu durumda is emisyonu artış gösterir.

Dizel motorlarında fiziksel tutuşma gecikmesi süresini kısaltmak için yakıt çok küçük meme delikleri olan enjektörler kullanılarak, çok yüksek basınçla yanma odasına püskürtülür. Bu püskürtme sonucunda oluşan yakıt damlacıkların ortalama çapı 10 ile 30 mikron mertebesinde olur. Damlacık çapları küçüldükçe birim hacim başına düşen yüzey alanı artar ve yakıt damlacığının ısınma ve buharlaşma süresi kısalmır.

Damlanın buharlaşma hızı büyük oranda damla ve sıcak hava arasındaki bağıl hızdan da etkilenmektedir. Fakat çok küçük çaptaki yakıt damlalarının yüksek basınçlı hava ortamında hızları çok çabuk düşmekte ve yakıt damlası ile hava arasındaki bağıl hız kısa bir süre sonra sıfır olmaktadır. Yanma odasında oluşturulan türbülansın etkisi ile damlacık yüzeyinde oluşan yakıt buharı uzaklaşır ve sıkıştırılmış hava ortamında dağılarak karışım oluşma hızı artar. Dizel motorlarında püskürtme, ısınma ve buharlaşma ve karışım oluşumu olayları aynı anda olmaktadır ve bu nedenle yanma odasındaki karışım homojen değildir.

Dizel motorlarda yanma prosesin normal olabilmesi için karışımın kontrollü bir şekilde oluşturulması gerekir. Karışım oluşumu ile alevli (görünür) yanma aynı anda oluşmalıdır. Fiziksel tutuşma gecikmesi süresini (T_{fiz}) azaltmanın en etkili yolu damlacık çaplarını minimuma indirmek sureti ile damlacık sayısını artırmaktır. Bunun yanında sıkıştırılmış havanın sıcaklığını arttırarak tutuşma gecikmesi kısaltılabilir.

Kimyasal kendi kendine tutuşma gecikmesi yakıt moleküllerin yapısı ve özelliklerinden, yani yakıt moleküllerin ön oksitlenmeye karşı eğilimleri tarafından büyük oranda etkilenir. Örneğin en kısa süresi normal parafinik hidrokarbonlarda olup en uzun ise aromatik hidrokarbonlarda meydana gelir. Buji ateşlemeli motorlarda homojen olan yakıt-hava karışımı, kıvılcımın oluşması ile hemen tutuşmaz. Yakıtın tutuşması için çok kısa da olsa bir hazırlık süresine gereksinim vardır. Bu süreye yanma gecikmesi diyebiliriz. Otto motorlarda kullanılan sıkıştırma

oranlarının daha düşük olması sonucu yakıt-hava karışımının sıkıştırma sonu sıcaklıkları oldukça düşük kalmakta ve bujide kıvılcım oluşmasına kadar geçen sürede karışımda oluşan ön oksitlenme hızları oldukça düşük kalmaktadır.

Buji ile tutuşturma mekanizması şu şekilde açıklanabilir; kıvılcımın etrafındaki hacim yaklaşık olarak 1000 °C sıcaklığa ulaşır. Bu sıcaklık tutuşmanın ve yeterli ısı açığa çıkartacak yanmanın oluşması için yeterlidir. İlk anda buji tırnak bölgesinde bir alev çekirdeği oluşur ve eğer bu alev çekirdeğinden yayılan ısı yakındaki yakıt-hava karışımının sıcaklığını yakıtın kendi kendine tutuşma sıcaklığının üstüne çıkartırsa yanma, yanma odasında çok hızlı bir şekilde yayılır ve basınçta artar [12].

1.3 Dizel Motorlarındaki Emisyon Problemi

Dizel motorlarının yüksek verimi, düşük kullanım maliyetleri, yüksek dayanım ve güvenilirlikleri onları ağır hizmet araç pazarında lider duruma getirmiştir. Son zamanlarda özellikle yakıt fiyatlarının yüksekliğinden dolayı dizel motorlarının hafif araç pazarındaki payı da artmaktadır. Dizel motorlarında yanma sonucu oluşan egzoz gazındaki kirleticilerin en önemlileri partikül madde (PM), azotoksitler (NO_x), hidrokarbonlar (HC) ve karbonmonoksit (CO)'tir. Dizel motorlu araçlar dizel motorların ısıl verimlerinin yüksek olması sebebiyle benzin motorlu araçlardan daha az CO ve yanmamış HC çıkarırlar. Fakat PM ve NO_x emisyonları hala yüksektir. Bu kirletici emisyonlar insan sağlığı, hayvanlar ve çevre açısından zararlı ve tehlikeli etkilere sahiptir. Azot oksit emisyonları atmosferde nitrik asit oluşumuna, nitrik asitlerde asit yağmurlarının oluşmasına neden olurlar. Bunun dışında PM'nin astımı kalıcı bronşit ve akciğer kanseri gibi sağlık problemlerine sebep olduğu şüphelenilmektedir. Kirletici gaz salınımları konusunun bu derece öneme sahip olması ve yasalar tarafından kademeli olarak azaltılmasının zorunlu hale getirilmesiyle, motor üreticilerinin motor geliştirmek için ayrılan bütçelerinin büyük bir kısmı egzoz gazlarının temizlenmesi için gerekli sistemler için harcanmaktadır [13].

Emisyonların görülmesinde soğukta ilk hareket, ivmelenme, gazdaki kesilme gibi bir çok sebep olabilir. Bunlarda en önemlisi stokiyometrik yanmanın (tam yanma) gerçekleşmemesidir. Stokiyometrik yanmanın gerçekleşmemesi sonucu azotoksitler, yanmamış hidrokarbonlar, karbonmonoksit ve yaklaşık %98'i karbondan oluşan is partikülleri meydana gelir. Stokiyometrik yanma hava fazlalık

katsayısı λ (lamda) ile adlandırılır. Hava fazlalık katsayısı gerçek havanın miktarının teorik hava miktarına bölünmesiyle elde edilir. Hava fazlalık katsayısı yanma hızına ve tam yanmaya etki etmektedir. Motorlarda yapılmış olan deneyler gösterir ki $\lambda=0,85\div 0,9$ da maksimum yanma hızı elde edilmektedir, dolayısıyla maksimum güçte bu λ 'ya karşı gelmektedir. Fakat bu durumda tam yanma olmadığından, yanmamış yakıt zerrecikleri ortama atılmakta, dolayısıyla bu çalışma pek ekonomik olmamaktadır. Yapılan deneyler sonucunda $\lambda= 1 \div 1,1$ durumunda en ekonomik çalışma rejimi elde edilmektedir.

Hava fazlalık katsayısına göre gerçekleşen yanmalar;

- 1) $\lambda \geq 0,4$ durumunda yakıtı bir miktar arttırsak veya havayı biraz daha az gönderirsek hava-yakıt karışımı tutuşmaz. Bu sınırdan $\lambda < 1$ durumuna kadar yakıt zengindir, ama tutuşur ve yanar. Böyle bir karışımın yanması esnasında egzozdan siyah bir duman çıkar, bu ise eksik yanmanın işaretidir. Motorumuzun zengin karışımla çalışmasını istemeyiz, çünkü ekonomik değildir ve silindir içerisinde kurum toplamalarına neden olur, ısınmalar, aşınmalar artar ve yağlama bozulur.
- 2) $\lambda \leq 1,4$ durumunda ise karışım alt sınırdadır. Yakıtı bir miktar daha azaltır veya havayı bir miktar daha arttırsak oluşacak olan karışım tutuşmaz. Bu sınırdan $\lambda > 1$ durumuna kadar karışım fakirdir ama buna rağmen tutuşur ve yanar. Çok fakir karışımlarda ise yanma hızı çok düşük olacağından motorun normal çalışmasını bozar, hatta bazı durumlarda yanma genişleme stroku boyunca, egzoz subapı açık iken devam edebilmektedir. Hava yakıt karışımının gerçek fakirleşmesinin yanı sıra bağıl bir fakirleşmede söz konusudur. İyi hazırlanmamış hava-yakıt karışımı, soğuk motorda yakıtın tamamı buharlaşmadığından, yanma sıvı fazda olur ve yanma hızı çok düşüktür. Bu olay genellikle kışın soğuk bir motoru çalıştırdıktan bir müddet sonra meydana gelir.

Zengin ve fakir karışımlarda yanmamış hidrokarbon emisyonları artar. Zengin karışımlarda yeterli miktarda oksijenin olmamasından dolayı yakıt tamamen yanamaz ve hidrokarbon emisyonları artar. Fakir karışımlarda ise yeterli miktarda yakıtın olmamasından dolayı yanma bölgesel olarak başlar ve alev oluşumu, yayılımı gerçekleşmeden biter. Sonuç olarak yanmamış hidrokarbon miktarı artar [14].

Dizel motorlarda yakıt ve havanın karışımı yanma sırasında gerçekleştiği için benzinli motora göre daha az homojen bir yanma söz konusudur. Bu durumda yakıt damlasının yakıt damlasının buharlaşması ve tutuşması sonucunda damlacık etrafında oluşan alev bölgesinde yüksek sıcaklıklar meydana gelir. Sonuç olarak NO oluşumu sıcaklığa damlacık etrafında oluşan akış alanını etkileyen bir çok parametreye bağlı olarak değişir.

Hava fazlalık katsayısı yanma sonucu oluşan azotoksit miktarını da etkileyen önemli parametrelerden biridir. Azotoksitler (NO_x) yanma sonucu oluşan yüksek sıcaklıklarda, azotun hava içerisinde bulunan oksijen ile birleşmesi sonucunda oluşur. Hava içerisinde bulunan azot gazı (N_2) yanma sırasında azot (N) elementini oluşturur. Böylelikle oluşan tek atomlu azot (N) oksijenle tepkimeye girerek NO_x bileşimini oluşturur. Zengin karışımlarda $\text{N}_2 \rightarrow 2\text{N}$ dönüşümü ve O_2 miktarı az olacağından dolayı NO_x seviyesi düşmektedir. Çok fakir karışımlarda ise yanma sıcaklıkları da düşeceği için NO miktarı da birlikte azalacaktır.

Ana azot oksit oluşumunu tanımlayan denklem;



Eyzat ve Gulbet tarafından tanımlanmıştır [17].

Newhall ve Starkman tarafından NO oluşumu Zeldovich zincir reaksiyonları ile tanımlanmıştır [17].



Yanma sonucunda meydana gelen NO_x , atmosferde doğal gaz çevrimine girerek, nitrik asit (HNO_3) oluşumuyla sonuçlanan zincirleme reaksiyonları tamamlarlar. Atmosferdeki HNO_3 oluşumu ise asit yağışının oluşmasını etkiler. Azot dioksinin sağlık üzerine etkileri; çeşitli kesimlerdeki bireylere değişik konsantrasyonlar uygulanması ile tespit edilmiştir. $3000-9400 \mu\text{g}/\text{m}^3$ konsantrasyonlarına 10-15 dakika süre ile maruzu sonucunda; normal ve bronşitli kişilerde akciğer fonksiyon değişimleri gözlenmiştir.

Azot dioksit maruzu sonucunda oluşan şikayetler; normal ve sağlıklı kişilerde 1880 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ konsantrasyonundan itibaren başlarken, astımlı kişilerde aynı şikayetler 940 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ konsantrasyon seviyesinden itibaren başlamaktadır. Azot dioksitin bulunduğu ortamlarda diğer kirleticilerin ve özellikle ozonun bulunması durumunda, bu kirleticiler arasında oluşan reaksiyonlar nedeniyle insan sağlığında olumsuz etkileşimlerin arttığı belirlenmiştir. Bir haftadan bir aya kadar olan sürede 1880 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ den az konsantrasyona maruziyette; bronşiyel ve pulmoner bölgelerdeki hücrelerde anormal değişiklikler, 940 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ konsantrasyona maruzunda ise akciğerlerin bakteriyel enfeksiyonlara karşı hassasiyetinin artması ve biyokimyasal değişimler gözlenmektedir.

İs partikülleri (soot) dizel motorlarda hidrojenin karbona oranla daha aktif olması sonucunda yanmanın tamamlanması için yeterli zaman ve oksijenin yeterli miktarda olmadığı durumlarda ortaya çıkar. Yakıtın zengin olduğu bölgelerde daha çok görülür. Maksimum performans için $\lambda=0,85\div 0,9$ olduğundan dolayı karışım zengindir ve yeterli oksijen bulunmadığı için is partikülleri meydana gelir. Bu durumda is partikülleri λ 'nın bir fonksiyonudur [15, 16].

1.4 Genişletilmiş Zeldovich Model (Extended Zeldovich Model)

Zeldovich ilk iki reaksiyonu önermiştir [17]. Azot atomunun hidrojen oksitle gerçekleşen son reaksiyonu Lavoie, Heywood and Keck tarafından eklenmiştir [18]. Gerçekleşen bu üçüncü reaksiyon özellikle stokiyometrik ve zengin karışımlarda görülür, bunun dışında ihmal edilebilir. Bu reaksiyonlar özellikle yüksek sıcaklıklara bağlı olarak görülür.

NO konsantrasyonunun değişikliği;

$$\frac{\partial C_{\text{NO}}}{\partial t} = k_{1f}C_{\text{O}}C_{\text{N}_2} + k_{2f}C_{\text{N}}C_{\text{O}_2} + k_{3f}C_{\text{N}}C_{\text{OH}} - k_{1b}C_{\text{NO}}C_{\text{N}} - k_{2b}C_{\text{NO}}C_{\text{N}} - k_{3b}C_{\text{NO}}C_{\text{N}} \quad (1.4)$$

C (mol/cm³)

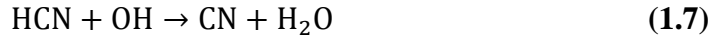
İlk gerçekleşen reaksiyon yüksek sıcaklık değerlerine bağlı olarak oluşur ve genel itibariyle hız sınırlayıcı aşama olarak kabul edilir.

N₂ üçlü bağıny ayırmak güçlü bir aktivasyon enerjisi gerektirdiğinden dolayı yüksek sıcaklıklar (1800 K'den daha yüksek) NO oluşumunun ana parametresidir.

1.5 Anlık NO_x Mekanizması (The Prompt NO_x Mechanism)

Üretilen NO miktarı çoğu proseslerde Zeldovich modeliyle tahmin edilen miktardan daha fazla olduğu düşünülür. Bu durumda NO'nun hidrokarbon türlerinden meydana geldiği ve başka mekanizmaların da olduğu görüşü ortaya çıkar. Hidrokarbonların N₂ ile tepkimesi sonucunda açığa çıkan N atomu oksidasyon sonucu NO_x oluşumunu gerçekleştirir. Gerçekleşen bu tepkimeler Zeldovich modeline göre NO oluşumundan çok daha önce alev içerisinde meydana gelir. Anlık mekanizmaya göre oluşan NO'nun büyük miktarı 1000 K 'den daha düşük zengin karışımlarda görülür [19] .

1.5.1 Anlık NO_x reaksiyonları (The Prompt Reactions)



Yakıt fazlalık katsayısının (equivalence ratio) artışıyla anlık NO artar ve tepe noktasına ulaşır, O₂ 'nin azalmasını sonucunda da düşmeye başlar.

NO oluşum oranı; De Soete model Denklem (1.9) ve (1.10) ile açıklanmıştır [20].

$$\frac{\partial C_{\text{NO}}}{\partial t} = A f c_{\text{O}_2}^A c_{\text{N}_2} c_{\text{fu}} e^{\left(\frac{E_a}{RT}\right)} \quad (1.9)$$

$$A = A_1 \left(\frac{RT}{P}\right)^{a+1} \quad (1.10)$$

1.6 İs (Soot)

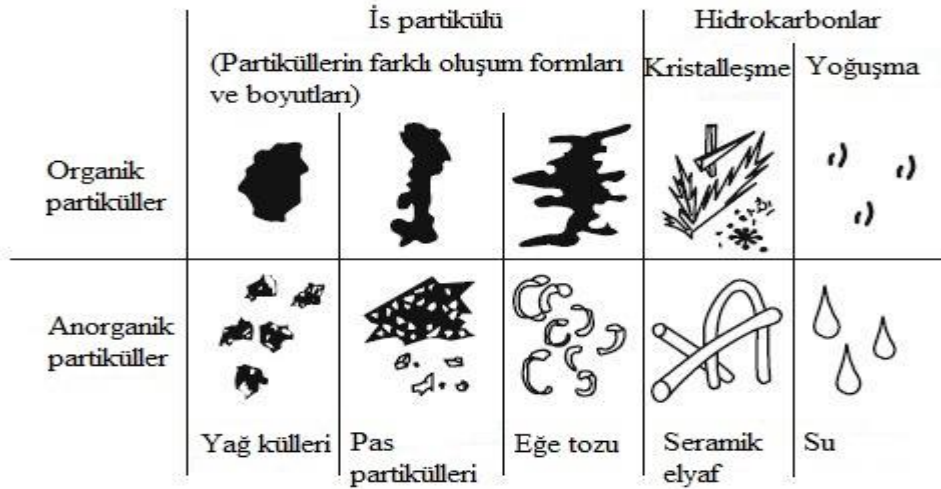
Dizel motorlarında gerçekleşen yanmada yüksek sıcaklık ve zengin karışım koşullarında hidrokarbonlar karbon içerikli partiküller-is oluşumu için güçlü bir

eğilim gösterir. Motorun çalışması sırasında yanmanın erken evrelerinde oluşan İ's'in çoğu oksidasyon sayesinde tükenir. Bu genellikle yanma odasında oksijenin bol bulunduğu bölgelerde gerçekleşir. Dizel motorlarında İ's'in bütünlüğü ve miktarı oksidasyon işlemi süresince motor partikül emisyon karakteristiklerini belirler.

Partiküllerin oluşumu birçok farklı kimyasal ve fiziksel prosesleri içerir. İ's partiküllerinin oluşum prosesi gaz-katı dönüşümü ile karakterize edilir. Zengin hidrokarbonun dönüşümünde, alifatik bileşikler binlerce kümeleşen karbon atomlarının küçük bir miktarını içerir. Bunlar yüzlerce gerçekleşen karmaşık kimyasal reaksiyonlar sonucu oluşur. İ's oluşumuna ve oksidasyon oranlarına neden olan bu kimyasal tepkimeler alev parametrelerine bağlıdır (Yakıt kütle oranı, oksijenin kısmi basıncı, alev sıcaklığı ve türbülans karışım oranı).

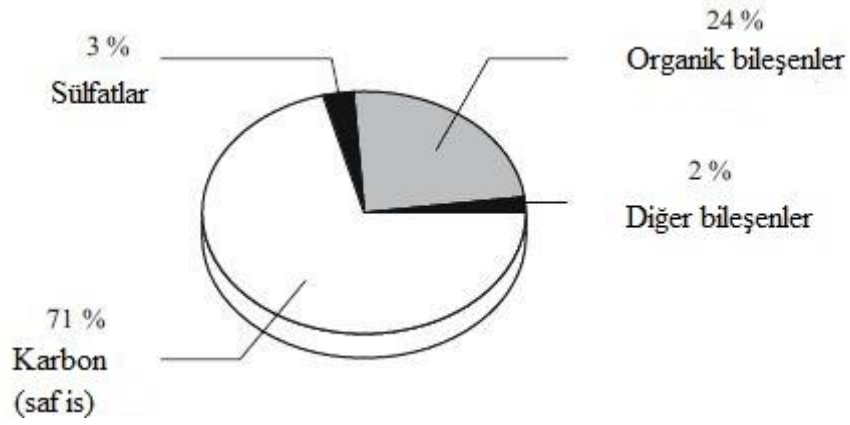
Dizel partiküllerinin %95 organik %5 ise inorganik bileşenlerden meydana gelir [21].

Şekil 1.2'de dizel partiküllerinin anorganik ve organik olarak farklı oluşum formları görülmektedir.



Şekil 1.2: Dizel partiküllerin oluşumu [22].

Şekil 1.3'de ise Dizel partiküllerini meydana getiren bileşenleri oranları verilmiştir.



Şekil 1.3: Dizel partiküllerinin karışımı [22].

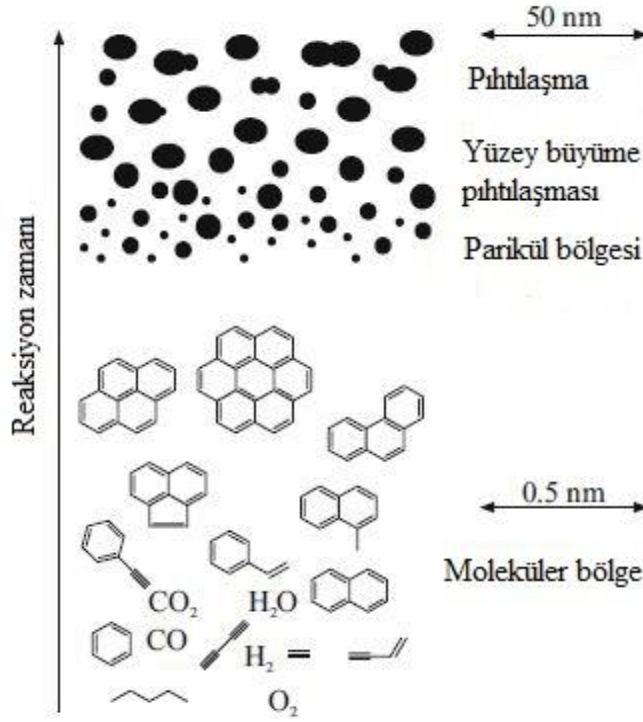
Yakıt moleküllerinin etnin (acetylene, C_2H_2) ve C_3H_3 iyonlarına kimyasal azalmasıyla ilk benzen halkasının oluşumunu gerçekleştirir. Polisilik aromatik hidrokarbonların oluşumu halkalarının polimerizasyon ve ilerleyen dehidrasyon vasıtasıyla C atomlarının oransal artışı gerçekleşir. Yoğuşma ve is partiküllerinin çekirdeğinin oluşumu meydana gelir ve boyutları yaklaşık olarak 1 ile 2 nm arasındadır.

Biriken is partiküllerinin hacmi;

$$V_p = \frac{\pi}{6} N(d_p) d^3 = \frac{\pi}{6} n(d_p) \left[\sum \frac{1}{N} N_i d_{pi}^3 \right] \quad (1.11)$$

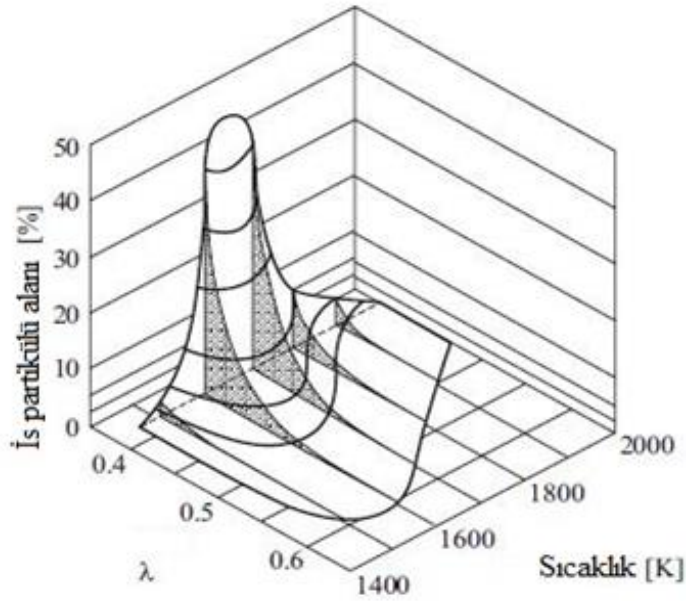
$N(d_p)$ is partiküllerinin büyüklüğünü temsil ediyor ve boyutları $10 < d_p < 150$ nm arasındadır.

Şekil 1.4'de moleküllerin reaksiyon zamanı boyunca pıhtılaşma ve partikül oluşumu görülmektedir.



Şekil 1.4: İs partiküllerinin oluşumunun basit bir taslağı [22].

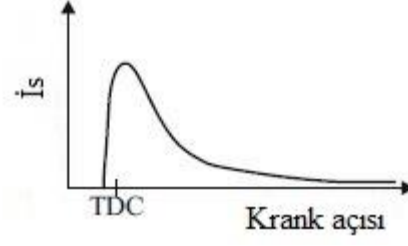
İs partiküllerinin yakılması için sıcaklık son derecede önemlidir. Bunun yanı sıra hava fazlalık katsayı (air equivalence ratio) etkisi de göz ardı edilmemelidir. Şekil 1.5’de hava fazlalık katsayısı ve silindir içi maksimum sıcaklık dağılımına göre is partiküllerinin değişimi görülmektedir.



Şekil 1.5: İs partiküllerinin oluşumuna sıcaklık ve yakıt fazlalık katsayısı etkisi [22].

İs partiküllerinin oluşumunu sağlayan kritik sıcaklık aralığı yukarıdaki Şekil 1.5'den görüleceği üzere $1500 < T < 1900$ K arasındadır, hava fazlalık katsayısı da $< 0,6$ 'dan durumlarda is partiküllerinin önemli ölçüde artışı sağlar.

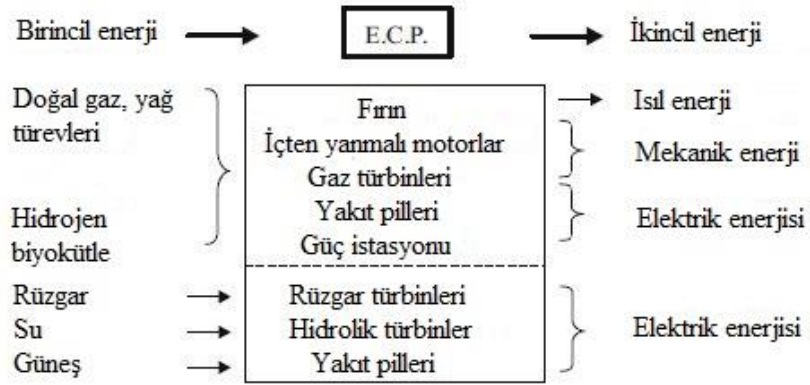
Şekil 1.6'da is partiküllerinin yanmanın erken evrelerinde oluştuğu ve yüksek sıcaklıklarda yakılarak zamana bağlı olarak azaldığı görülmektedir.



Şekil 1.6: İs partiküllerinin zamana bağlı olarak değişimi [22].

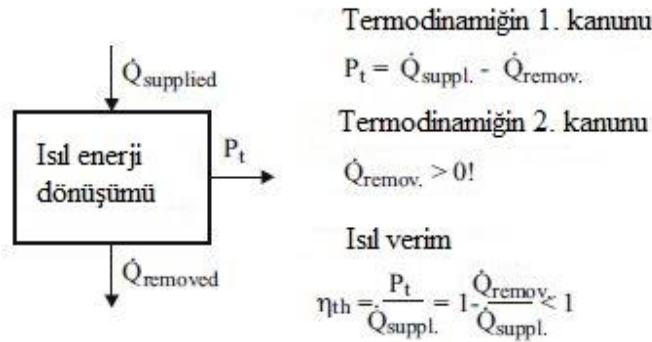
2. ENERJİ KORUNUMU (ENERGY CONVERSION)

Enerji değişimlerinde, Hiyerarşik olarak genel, termal ve motor enerji dönüşümleri arasındaki farkları görebiliriz. Şekil 2.1’de Genel enerji korunumu diyagramı verilmiştir.



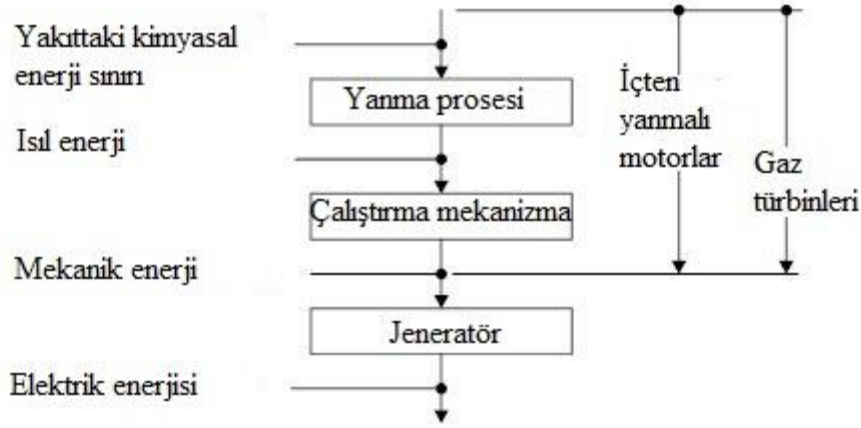
Şekil 2.1: Genel enerji korunumunun diyagramı [22].

Isıl enerji dönüşümü, termodinamiğin kanunlarıyla Şekil 2.2’deki gibi açıklanabilir.



Şekil 2.2: Isıl enerji korunumu diyagramı [22].

İçten yanmalı motorlarda Şekil 2.3’de görüldüğü gibi ilk olarak yakıtın kimyasal enerjisi termal enerjiye, termal enerjinin ise mekanik enerjiye dönüşümü söz konusudur.



Şekil 2.3: İçten yanmalı bir motor veya gaz türbininde enerji korunumu [22].

2.1 İçten Yanmalı Motorun Termodinamiği

2.1.1 Temel yapısı

İçten yanmalı motorlar tek ve çoklu sistemler olarak ayrılır ve bu sistemler termodinamikte açık ve kapalı sistemler olarak görülür.

Kütle Dengesi (equation of continuity) Denklem (2.1) ile ifade edilmektedir.

$$\frac{dm}{dt} = m_1 - m_2 \quad (2.1)$$

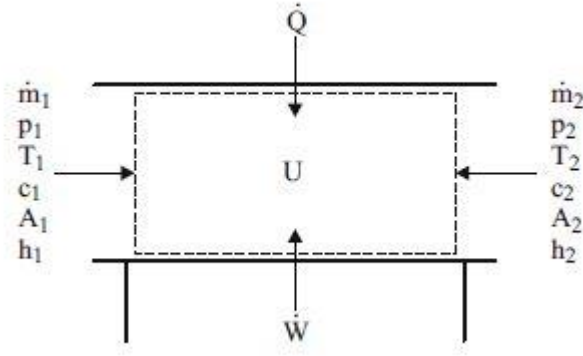
Enerji Dengesi (first law of thermodynamics) Denklem (2.2) ve (2.3) ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} + \dot{E}_1 + \dot{E}_2 \quad (2.2)$$

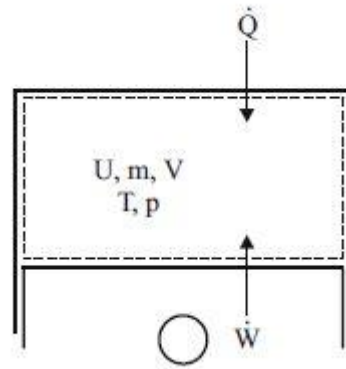
$$\dot{E} = \dot{m} \left(h + \frac{c^2}{2} \right) \quad (2.3)$$

Şekil 2.4’de görülen Açık sistem Denklem (2.4) ile hesaplanır.

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} \quad (2.4)$$



Şekil 2.4: Açık sistem [22].



Şekil 2.5: Kapalı sistem (yanma odası, combustion chamber) [22].

Yanma odası kayıplar ihmal edildiği zaman (kütle, entalpi...) sıkıştırma ve genişleme boyunca Şekil 2.5’de görüldüğü gibi bir kapalı sistem olarak görülebilir.

Sürtünmeler ve ısı yayılımı ihmal edildiği zaman kapalı sistem Denklem (2.5) ile hesaplanır.

$$\dot{W} = -p \left(\frac{dV}{dt} \right) \quad (2.5)$$

Açık sistemlerde, sistem sınırlarına, giriş ve çıkış bölgelerine transfer edilen ısı enerjisi entalpi olarak Denklem (2.6) ile ifade edilir.

$$h \cong u + pv \quad (2.6)$$

Kararlı durum ısıl denklemi (thermal state equation) denklem 2.7 ile hesaplanır.

$$f(p, T, v) = 0 \quad (2.7)$$

Kalorik hal denklemi ($h = (T, v)$ ve $h = h(p, T)$) sıcaklık ve hacmin bir iç enerji fonksiyonu olduğunu, basınç ve sıcaklığın ise entalpinin bir fonksiyonu olduğunu belirtmiştir. Bu durumda ideal gazlar için Kararlı ısı denklem, Denklem (2.8) ile hesaplanmaktadır [24].

$$pv = RT \quad (2.8)$$

İdeal gazın ısı büyüklüklerinin diferansiyel değişimleri Denklem (2.9) ve (2.10) 'da gösterilmiştir.

$$d_u = c_v(T)d_T \quad (2.9)$$

$$d_h = c_p(T)d_T \quad (2.10)$$

Tersinir durumlar için termodinamiğin 2. kanunu ele alınacak olursa;

$$Td_s = d_q \quad (2.11)$$

$$d_u = -pd_v + Td_s \quad (2.12)$$

Sabit hacim için;

$$\left(\frac{d_T}{d_S}\right)_s = \frac{T}{C_v} \quad (2.14)$$

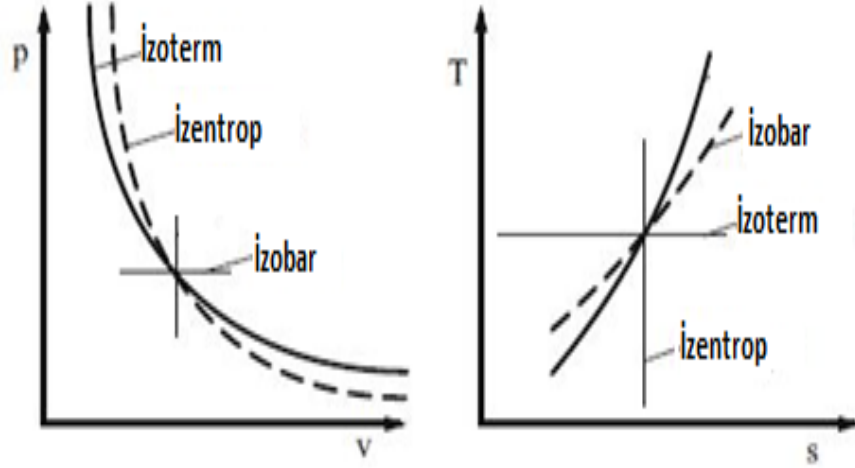
İzobar(sabit basınç) durumu için;

$$\left(\frac{d_T}{d_S}\right)_s = \frac{T}{C_p} \quad (2.15)$$

İzoterm(sabit sıcaklık) ve izentropik durum için;

$$\frac{d_p}{d_v} = -\frac{p}{v} \text{ veya } \frac{d_p}{d_v} = -K\frac{p}{v} \quad (2.16)$$

şeklinde elde edilir. P,V ve T,s diyagramlarındaki değişimler Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.6: P,V ve T,s diyagramlarındaki değişiklikler [22].

Bu durumda kapalı sistemin enerji dengesi Denklem (2.17) ile ifade edilir.

$$mC_V \frac{dT}{dt} = -\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} \quad (2.17)$$

Entalpi akışı ve kinetik enerji transferi durumunda açık sistemin enerji dengesi Denklem (2.18) ile hesaplanmaktadır.

$$mC_V \frac{dT}{dt} + C_V T \frac{dm}{dt} = \frac{dQ}{dt} + \frac{dW}{dt} + \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{C_1^2}{2} \right) - \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{C_2^2}{2} \right) \quad (2.18)$$

Açık sistemlerde sabit akışta enerji dengesi Denklem (2.19)'da gösterilmiştir.

$$\dot{m} \left((h_2 - h_1) + \left(\frac{C_2^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} \right) \right) = \frac{dQ}{dt} \quad (2.19)$$

Akışın adyabatik olduğu kabul edilirse enerji dengesi Denklem (2.20)'de ifade edilir.

$$\frac{C_1^2}{2} = h_0 - h_1 \quad (2.20)$$

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{d_T}{d_S}\right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (2.21)$$

$$\frac{C_1^2}{2} = C_p T_0 \left(1 - \frac{T_1}{T_0}\right) = C_p T_0 \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right) \quad (2.22)$$

Çıkış kesitindeki C_1 hızı Denklem (2.23) ile hesaplanmaktadır.

$$C_1 = \sqrt{\frac{2K}{K-1} RT_0 \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right)} \quad (2.23)$$

$$\frac{p_1}{p_0} = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{1}{K}} \quad (2.24)$$

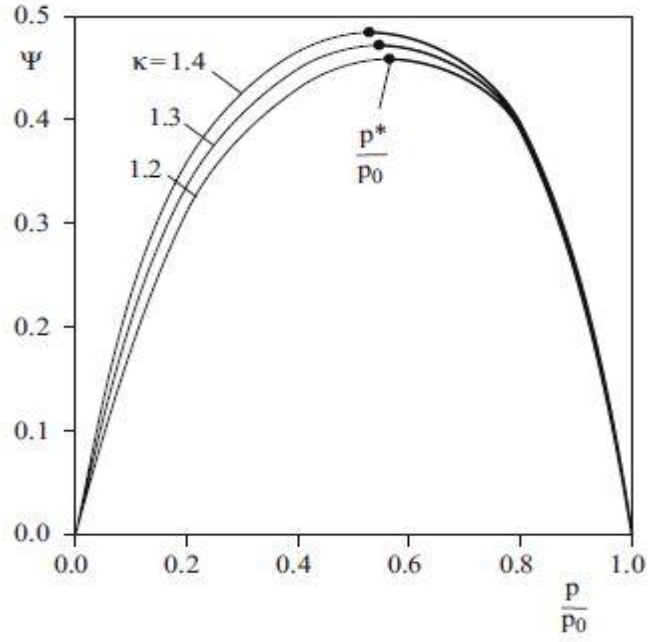
Kütle debisi Denklem (2.25) ile hesaplanır.

$$\dot{m} = A_1 p_1 C_1 \quad (2.25)$$

$$\dot{m} = A_1 \sqrt{p_1 p_0} \psi\left(\frac{p_1}{p_0}, K\right) \quad (2.26)$$

Çıkış Fonksiyonu Denklem (2.27) ile hesaplanır.

$$\psi\left(\frac{p_1}{p_0}, K\right) = \sqrt{\frac{2K}{K-1} \left(\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{K+1}{K}}\right)} \quad (2.27)$$



Şekil 2.7: Çıkış fonksiyonu.

Çıkış fonksiyonunun değişimi Şekil 2.7'de verilmiştir. Maksimum çıkış fonksiyonu Denklem (2.28) ile gösterilir ($\psi = \psi_{\max}$).

$$\frac{\partial \psi}{\partial \frac{p_1}{p_0}} = 0 \quad (2.28)$$

İzentropik akış için Denklem (2.29) ile ifade edilir.

$$\frac{\partial p}{\partial p} = K \frac{p}{p} = KRT \quad (2.29)$$

Ses hızının tanımı Denklem (2.29)'da gösterilir.

$$a \cong \sqrt{\frac{dp}{dp}} \quad (2.30)$$

Çıkış kesitin hızı Denklem (2.30)'da gösterilir.

$$a_1 = \sqrt{KRT_1} \quad (2.31)$$

2.2 İçten Yanmalı Motorlarda evrimler

2.2.1 Dizel evrimi

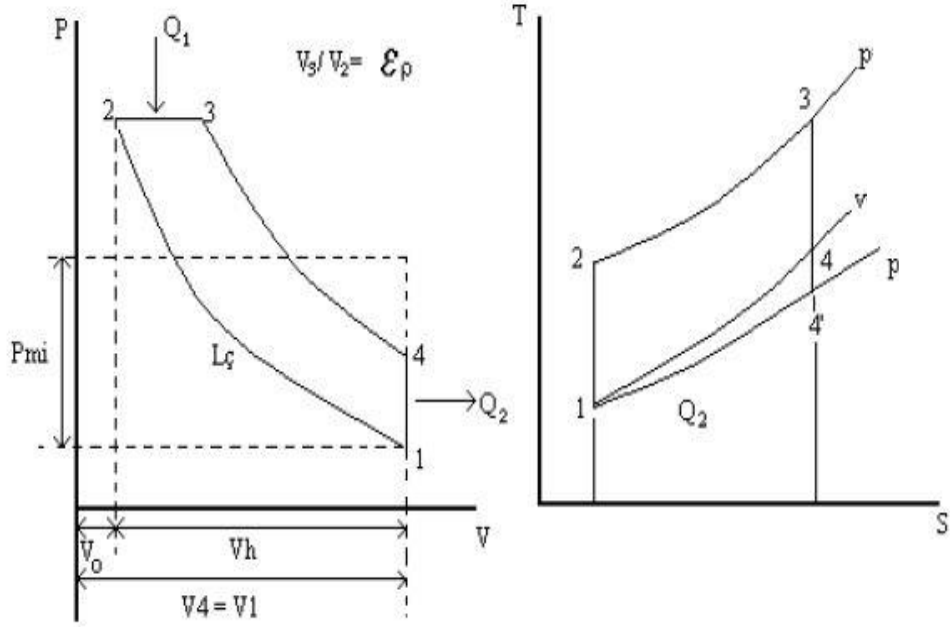
Dizel evrimi sıkıştırma ateşlemeli motorlar için ideal çevrimdir. 1890' lı yıllarda Dizel tarafından geliştirilen sıkıştırma ateşlemeli motor, daha önce incelenen kıvılcım ateşlemeli motora göre çok benzerdir, sadece yanmanın başlatılması farklı bir yolla gerçekleşir. Kıvılcım ateşlemeli motorlarda, diğer adıyla benzin motorlarında yakıt-hava karışımı , yakıtın tutuşma sıcaklığının altında bir sıcaklığa kadar sıkıştırılır ve yanma işlemi bujide oluşturulan bir kıvılcımla başlanır. Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda, diğer adıyla dizel motorlarında hava, yakıtın tutuşma sıcaklığının üzerindeki bir sıcaklığa kadar sıkıştırılır ve püskürtülen yakıtın sıcak havayla teması sonucu yanma başlar.

Sabit hacimde ısı sokumlu ideal çevrimde sıkıştırma oranı belirli bir değerin üstüne vuruntu olayından dolayı çıkamamaktadır. Bu yüzden bu motorun termik verimi çok yüksek değildir. Verimi yükseltebilmek için hava-yakıt karışımı sıkıştırmaktan vazgeçilmiş ve yalnız hava sıkıştırma ile daha yüksek sıkıştırma oranlarına ve daha yüksek termik verimlere ulaşılmıştır. Bu çevrimlerde ısı sabit basınçta sokulur. Isı sokumu yani silindire yakıtın gönderilmesi daha önceden sıkıştırılmış olan hava yardımı ile enjektörden olur. Yakıt sıkıştırılmış havanın yüksek sıcaklığı sonucu kendi kendine tutuşur.

SI motorlarında sıkıştırma strokunda yakıt-hava karışımı sıkıştırılır ve sıkıştırma oranı kendiliğinden tutuşma ve vuruntunun başlamasıyla sınırlıdır. Dizel motorlarında sıkıştırma işlemi sırasında sadece hava bulunduğundan yakıtın kendiliğinden tutuşması söz konusu değildir. Bu nedenle dizel motorlarında çok daha yüksek sıkıştırma oranlarıyla (genellikle 12 ile 24 arasında) alışabilirler. Yüksek sıkıştırma oranıyla çalışabilmenin yanında başka yararlar da söz konusudur. Çevresel açıdan benzine getirilen kısıtlamalar bu motorlarda söz konusu değildir, çünkü bu motorlarda daha az damıtılmış (daha ucuz) yakıtlar kullanılabilir.

Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda yakıt silindire sıkıştırma strokunun sonunda pskrtlmekte Dizel motorlarında yakıt püskürtmesi, piston ÜÖN'ya (st l Nokta) yaklaşırken başlar ve genişleme strokunun ilk kısmında devam eder. Bu

nedenle yanma işlemi, sisteme sabit basınçta ısı sokumu olarak düşünülür. Bu süreç Otto ve Dizele çevrimleri arasındaki en önemli farktır [14]. Şekil 2.8’de dizele motorlarındaki ideal çevrim verilmiştir.



Şekil 2-8: Dizele çevriminin P-V ve T-s diyagramları [14].

Çevrim şu şekilde oluşur:

- 1-2 Adyabatik sıkıştırma,
- 2-3 Q_1 ısısı sabit basınçta sokulur.
- 3-4 Adyabatik genişleme
- 4-1 Q_2 ısısı sabit hacimde dışarı alınır.

3. TEMEL KORUNUM DENKLEMLERİ

3.1 Türbülanslı Tepkili Akışlar için Korunum Denklemleri

Temel olarak akış dinamiği Navier-Stokes denklemleri tarafından yönetilir. Model Taşınım Denklemleri (Transport Equation) bir akışın türbülanslı doğasını temsil eder. Enjekte edilen akış içerisindeki sıvı püskürtüldüğü zaman değişim fonksiyonları, gaz fazı ve sıvı damlacıkları arasındaki etkileşimin açıklanması için kullanılır. Korunum denklemlerinin türetilmesi için yapılan varsayımlar ideal gaz kanununun durum gaz fazı denklemleri için kullanımı vardır. Kütle yayılımı (mass diffusion) için Fick's kanunundan faydalanılırken, ısı yayılımı (thermal diffusion) için Fourier's kanunundan faydalanılır.

Türbülans yanma modeli yaklaşımının amacı türbülansla ilgili tüm küçük yapıları ve dalgalanmaların çözme gerekliliğini türbülansın akış ve yanma karakteristikleri üzerindeki ana etkilerini koruyarak ortadan kaldırmaktır. Bunu gerçekleştirmek için Favre ortalaması (Favre average) anlık miktarın temsili için kullanılır.

Akış hız vektörü Denklem (3.1) ile gösterilmiştir.

$$u = \tilde{u} + u'' \quad (3.1)$$

u akış hız vektörü, \tilde{u} ortalama akış hız vektörü, u'' ise dalgalanma hız vektörüdür.

$$\tilde{u} = \frac{\overline{\rho u}}{\rho} \quad (3.2)$$

$$\overline{\rho u''} = 0 \quad (3.3)$$

3.1.1 Türlerin korunum denklemleri (Species conservation equation)

Türlerin korunum denklemleri Denklem (3.4) ile hesaplanır.

$$\frac{\partial \bar{\rho}_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}_k \tilde{u}) = \nabla \cdot \left[\bar{\rho} D_T \nabla \left(\frac{\bar{\rho}_k}{\bar{\rho}} \right) \right] + \dot{\bar{\rho}}_k^c + \dot{\bar{\rho}}_k^s \quad (k = 1, \dots, K) \quad (3.4)$$

ρ yoğunluk, k tür indeksi, K türlerin toplam sayısıdır.

Kütle yayınımlında Fick's kanununun kullanılması aşağıda bahsedilen kimyasal reaksiyonlar ve püskürtme buharlaşmasıyla meydana gelen kaynak terimlerini ortaya çıkarır.

D_T türbülans yayınımlılığı

$\dot{\bar{\rho}}_k^c$ kimyasal reaksiyonlar kaynak terimi

$\dot{\bar{\rho}}_k^s$ sprey buharlaşması kaynak terimi

3.1.1.2 Akış süreklilik denklemi

Toplam akış için süreklilik denklemi Denklem (3.5) ile ifade edilir.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u}) = \dot{\bar{\rho}}_k^s \quad (3.5)$$

3.1.1.2.1 Momentum korunum denklemi

Momentum korunum denklemi Denklem (3.6) ile hesaplanır.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{u}) = -\nabla \bar{p} + \nabla \bar{\sigma} - \frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{k} I + \bar{F}^s + \bar{\rho} \bar{g} \quad (3.6)$$

$\bar{\sigma}$ Viskoz gerilme tensörü Denklem (3.7) ile hesaplanmaktadır.

$$\bar{\sigma} = (\mu + \mu_T) \left[\nabla \tilde{u} + \nabla \tilde{u}^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \tilde{u}) I \right] \quad (3.7)$$

μ laminar dinamik viskozite, μ_T ise türbülans dinamik viskozitesidir.

Türbülans kinetik enerji Denklem (3.8) ile ifade edilmektedir.

$$\tilde{k} = \frac{1}{2} \widetilde{u'' u''} \quad (3.8)$$

I birim tensör, \bar{F}^s birim hacim başına momentum kazanım oranı, g özgül cisim kuvvetidir (specific body force).

Türbülans dinamik viskozite (μ_T) bağıntısı türbülans kinetik enerji ve kinetik enerjinin yitim oranıyla ($\tilde{\epsilon}$) ilgilidir. Türbülans dinamik viskozite bağıntısı Denklem (3.9) ile ifade edilmektedir.

$$\mu_T = c_\mu \bar{\rho} \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\epsilon}} \quad (3.9)$$

c_μ farklı türbülans modellerine göre değişen model sabitidir.

Türbülans dinamik viskoziteden ısı yayınlılık (thermal diffusivity) ve kütle yayınlılık (mass diffusivity) bağıntılarına geçmek mümkündür.

Isı yayınlılık (thermal diffusivity) Denklem (3.10) ile hesaplanmaktadır.

$$\alpha_T = \frac{V_T}{Pr_T} = \frac{\mu_T}{\bar{\rho} Pr_T} \quad (3.10)$$

Kütle yayınlılık (mass diffusivity) Denklem (3.11) ile hesaplanmaktadır.

$$D_T = \frac{V_T}{Sc_T} = \frac{\mu_T}{\bar{\rho} Sc_T} \quad (3.11)$$

V_T Türbülans kinetik viskozite, Pr_T Türbülans Prandtl sayısıdır. (Momentum yayınımlarının termal yayınıma oranı olan boyutsuz bir skalerdir). Sc_T ise Türbülans Schmidt sayısıdır (Kinematik viskozite ve sıvı ile aynı ivme difüzyon ve kütle yayılımı tanımlamak için kullanılan oranı difüzyon katsayısı olarak tanımlanan boyutsuz bir skalerdir).

Viskoz gerilme tensörü denklemini esas alırsak, türbülans dolaylı meydana gelen Reynolds gerilme tensörü Denklem (3.12)'de görülmektedir.

$$\bar{\tau} = \mu_T \left[\nabla \tilde{u} + \nabla \tilde{u}^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \tilde{u}) I \right] - \frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{k} I \quad (3.12)$$

3.1.1.2.2 Enerji korunum denklemi

İç enerji korunum denklemi;

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{I}}{\partial t} = \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{I}) = -\bar{\rho} \nabla \cdot \tilde{u} - \nabla \cdot \tilde{J} + \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + \tilde{Q}^c + \tilde{Q}^s \quad (3.13)$$

I özgül iç enerji, J ısı akısıdır (Isı iletimi ve entalpi difüzyonuyla meydana gelir) ve Denklem (3.14) ile ifade edilmektedir.

$$\tilde{J} = -\lambda \nabla \tilde{T} - \tilde{\rho} D_T \sum_k \tilde{h}_k \nabla \left(\frac{\tilde{\rho}_k}{\tilde{\rho}} \right) \quad (3.14)$$

λ , T , h_k sırasıyla ısı iletim katsayısı, akış sıcaklığı ve türlerin özgül entalpi ifadelerine karşılık gelir. \tilde{Q}^c ve \tilde{Q}^s ise sırasıyla kimyasal ısı yayılımı ve sprey etkileşim katsayılarıdır.

Isı iletim katsayısı ısı yayınlılık ve ısı kapasitesiyle ifadesi Denklem (3.15)'de gösterilmektedir.

$$\lambda = \tilde{\rho} c_p \alpha_T \quad (3.15)$$

3.1.1.2.3 Gaz karışım hal denklemi

Gaz fazı karışımlar için hal denklemi ideal gaz kanununa bağlı kalınarak türetilmiştir.

$$\bar{p} = R_u \tilde{T} \sum_k \left(\frac{\tilde{\rho}_k}{W_k} \right) \quad (3.16)$$

R_u üniversal gaz sabiti olarak tanımlanırken W_k ise türlerin moleküler ağırlığı ifadesi anlamına gelir [23].

3.2 Türbülans Modelleri

Akışkanlar dinamiğinde akışın düzensiz bir şekilde olması olayına türbülans denir. Akışkanın bu şekilde düzensiz olmasına da basınç ve hız değişiklikleri, düşük momentumdaki difüzyon ve yüksek momentumun taşınımı neden olmaktadır. Düzensiz bir hareketin zaman ve yer koordinatları açısından tüm detaylarını tarif

etmek imkansızdır. Türbülans genel olarak duvar ve serbest türbülans olarak ikiye ayrılır. Her iki durumda da kinetik enerjinin dağılımıyla viskozite akışı etkiler. Türbülanslı akışta düzensiz vorteksler birçok boyutta ortaya çıkmakta ve birbirleriyle etkileşim içinde bulunmaktadır. Farklı türbülans modelleri karşılaştırıldığında zaman ve yerdeki örgülerin boyutlarının farklılıkları belirgindir. Bunun anlamı her türbülans hareketindeki türbülans ölçekleri bir zaman ve yer ölçeğinde birbiriyle bağıntılıdır. Türbülansın makro ölçekleri genel olarak türbülans üreticisinin bir fonksiyonu olarak kabul edilir. Türbülansın hareket şiddeti küçük ölçekler için önemli olup ve türbülanslı alanda karakterize edilebilmek için ölçülmek zorundadır. Hızın ortalama değeri bu şiddetin bir ölçüsü olarak kabul edilemez. Bu yüzden hızın ortalama değerden standart sapması hareketin şiddetinin iyi bir ölçüsü olarak varsayılır. Kolmogorov Ölçek enerji içeren en küçük ölçek, döngü olarak kabul edilip çözümü için 10^{-6} m boyutlarında çözüm ağı kullanılması gerekir. Günümüzün teknolojileri bu denli küçük çözüm ağı oluşturmaya izin vermediğinden dolayı türbülans modelleri kullanılarak çeşitli yaklaşımlar yapılmaya çalışılır.

Türbülans modellemesi hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin önemli kilit konularından biridir. Hemen hemen tüm mühendislik problemleri türbülanslı özelliktedir ve bu nedenle çözümlerinde türbülans modele ihtiyaç duyarlar. FORTE içerisinde türbülansı hesaplamak amacıyla iki model mevcut. Bunlar Standard k-epsilon ve RNG k- ϵ türbülans modelleridir [23].

İçten yanmalı motorlarda genellikle doğruluk yaklaşımı daha iyi olduğundan dolayı RNG k- ϵ modeli çözüm için kullanılacaktır.

3.2.1 Standard k-epsilon türbülans modeli

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

Türbülans kinetik enerjisi, k için

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ = \mu_t \left(S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (3.17)$$

Türbülans kinetik enerjisi yitim oranı, ϵ için

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \epsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \\ = C_{e1} \frac{\epsilon}{k} \left[\mu_t S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - C_{e2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \\ - C_{e3} \frac{\epsilon}{k} \mu_t \frac{g_i}{\sigma_{h,t} \rho} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + C_{e4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (3.18)$$

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

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.19)$$

Denklem (3.17)'nin sağ tarafında verilen ilk terim kayma ve normal gerilmelerden kaynaklanan türbülans üretimini, ikinci ve üçüncü terimler ise sırasıyla viskoz ayrılma ve sıkıştırılabilme etkisiyle gerçekleşen terimleri oluşturmaktadırlar.

Denklem (3.18) ile verilen türbülans yayılım oranı eşitliğinin sağ tarafındaki birinci, üçüncü ve dördüncü terimler ise sırasıyla liner gerilim, buoyancy ve geçici ortalama yoğunluk değişimleri nedeniyle oluşan yayılımı belirtmektedir. Eşitliğin sağ tarafındaki ikinci terim ise yayılımın yitimini belirtmektedir. Ayrıca, kullanılan türbülans modelinin duvar yakınındaki davranışı bir takım cebirsel denklemlerle ifade edilmiştir. [24]

3.2.2 RNG k- ϵ türbülans modeli

Re-Normalization Group teorisi ilk defa Yakhot ve Orszag [25] tarafından ele alınmıştır. Standart k- ϵ modelinden farkı olarak daha küçük ölçekli hareketlerin etkileri göz önünde bulundurulmaktadır. Ayrıca RNG k- ϵ modelinde Standart k- ϵ modelinin aksine farklı boyuttaki hareketler hesaplamaya katılır.

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

Türbülans kinetik enerjisi

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ = \mu_t \left(S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (3.20)$$

Türbülans yitim oranı

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \\ = C_{e1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - C_{e2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \\ - C_{e3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + C_{e4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (3.21)$$

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

RNG k- ε türbülans modelini tanımlamakta kullanılan tüm katsayılar Çizelge 3.1’de gösterilmektedirler.

Çizelge 3.1: RNG k- ε standart türbülans k- ε modelleri katsayıları [26]

	C_μ	C_{e1}	C_{e2}	C_{e3}	$1/Pr_k$	$1/Pr_\varepsilon$	η_0	β
Standart k- ε	0.09	1.44	1.92	-1.0	1.0	0.769		
RNG k- ε	0.0845	1.42	1.68	1.44	1.39	1.39	4.38	0,012

3.3 Kimyasal kinetik formülasyonu

Yanma simülasyonlarında meydana gelen kimyasal reaksiyonlar, kimyasal kinetik mekanizmalarıyla tarif edilir. Kimyasal kinetik mekanizmaları reaksiyon yollarını ve bununla ilgili olarak tür konsantrasyonlarında değişikliğe neden olan reaksiyon oranlarını tanımlar.

Kimyasal kinetik mekanizmalarında tersinir veya tersinir olmayan reaksiyonlarda K kimyasal türler aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır

$$\sum_{k=1}^K V'_{ki} X_k \leftrightarrow \sum V''_{ki} X_k \quad (i = 1, \dots, I) \quad (3.22)$$

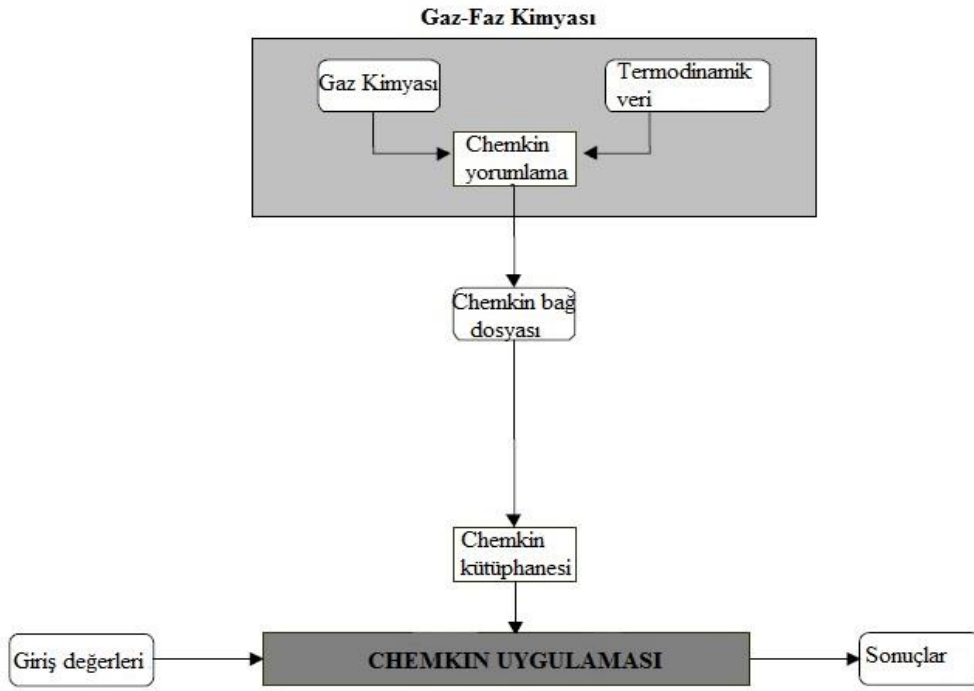
k. türün i. reaksiyonunda üretilme oranı;

$$\dot{\omega}_{ki} = (V''_{ki} - V'_{ki})q_i \quad (k = 1, \dots, K) \quad (3.23)$$

q_i reaksiyonun ilerleme oranıdır.

FORTE'nin en önemli avantajı CHEMKIN kimya çözücüyü kullanmasıdır.

CHEMKIN'in temel yapısını Şekil 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.1: CHEMKIN paketinin yapısının sistematik diyagramı [23].

Tüm reaksiyonların üretilme oranının toplamı akış süreklilik denkleminde geçen (yukarıda the species continuity equation) kimyasal kaynak terimini verir ve aşağıdaki denklemle ifade edilir.

$$\dot{\rho}_k^c = W_k \sum_{i=1}^I \dot{\omega}_{ki} \quad (3.24)$$

Buna karşılık, enerji denklemindeki kimyasal ısı yayılımı terimi denklem 3.25 ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}^c = - \sum_{i=1}^I Q_i q_i = - \sum_{i=1}^I \sum_{k=1}^K (V_{ki}'' - V_{ki}') (\Delta h_f^0)_k q_i \quad (3.25)$$

Δh_f^0 tür oluşum ısısını göstermektedir.

3.3.1 İs (Soot) modeli

FORTE'de kullanılan İs (Soot) modeli artan oluşum ve oksidasyon adımlarından oluşan iki aşamalı modeldir. Bu modeller Hiroyasu is oluşumu [27] ve Nagle ve Strickland-Constable oksidasyon modelleri kullanılır.

İs modeli için Korunum denklemleri aşağıda ifade edilmiştir.

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{dM_{sf}}{dt} - \frac{dM_{so}}{dt} \quad (3.26)$$

$$\frac{dM_{sf}}{dt} = K_f M_{pre} \quad (3.27)$$

$$K_f = A_{sf} p^n \exp\left(-\frac{E_f}{RT}\right) \quad (3.28)$$

$$\frac{dM_{so}}{dt} = \frac{6MW_c}{\rho_s D_s} M_s R_{total} \quad (3.29)$$

İs modeli için korunum denklemlerindeki büyüklükler aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

P Basınç

n Sabit

M_s	İs kütlesi
M_{sf}	İs kütlesi oluşum (soot mass formation)
M_{so}	İs kütlesi oksidasyon (soot mass oxidation)
M_{pre}	İlk isin kütlesi (soot precursor)
K_f	İs oluşum oranı (soot formation rate)
A_{sf}	Frekans faktörü (pre-exponential factor)
E_f	İs oluşumu için gerekli aktivasyon enerjisi (activation energy for soot formation)
MW_c	Karbonun moleküler ağırlığı(molecular weight of carbon)
ρ_s	İs yoğunluğu (soot density)
D_s	İs partikül çapı (soot particle diameter)
R_{total}	Nagle and Strickland-Constable oksidasyon oranı

Kullanılan is modeli hakkında daha detaylı bilgiler Vishwanathan and Reitz [28] tarafından verilmiştir. FORTE’de is modeli için kullanılan olağan değerler: $n = 0,5$, $A_{sf} = 40 \text{ cm}^3/\text{mol}$, $E_f = 12,500 \text{ cal/mol}$, $\rho_s = 2 \text{ g/cm}^3$ ve $D_s = 25 \text{ nm}$ olarak kabul edilir.

3.3.2 Türbülans-Kinetik bilimi etkileşim modeli

FORTE, ilk olarak dizel motorların simülasyonlarına uygulanmış Kong’un [29, 30] çalışmaları sonucu ortaya çıkan türbülans-kinetik etkileşim modelini kullanır. FORTE’de bu model yanma kinetikleri üzerinde türbülansın etkilerini inceler.

Karışım süresi-ölçeği modeli (mixing time-scale model) yanma kimyasının, yakıtın ve gerçek bir motor sürecinde oksitleyicinin mükemmel olmayan karışımı yüzünden türbülansın sona ermesiyle kısmen kontrol edilebileceği temeline dayanır. Model özellikle her türün τ_{eff} (effective time scale)’in bir zaman dilimi ile birlikte denge değerlerine doğru ilerlediğini varsayım yapar ve bu neden türlerin (k) oluşum oranı aşağıdaki denklemlerle ifade edilir.

$$\tilde{\omega}_{k,eff} = \frac{Y_{k,EQ} - Y_k}{\tau_{eff}} \quad (3.30)$$

Efektif zaman dilimi (effective time scale τ_{eff}) kimyasal zaman dilimi (chemical time scale, τ_{chem}) türbülans karışım zaman dilimi (turbulent mixing time scale, τ_{mix}) ile ifade edilir.

$$\tau_{\text{eff}} = \tau_{\text{chem}} + \tau_{\text{mix}} \quad (3.31)$$

Kimyasal zaman dilimi (chemical time scale, τ_{chem}) hesaplamalı hücre içindeki koşullar altında karışımın dengeye ulaşması için geçen süre olarak tanımlanır. Türbülans karışım zaman dilimi (turbulent mixing time scale, τ_{mix}) ise türbülans kinetik enerji ve yitim oranından elde edilir ve Denklem (3.32) ile ifade edilmektedir.

$$\tau_{\text{mix}} = C_{\text{tki}} \tau_{\text{turb}} = C_{\text{tki}} \frac{K}{\varepsilon} \quad (3.32)$$

İlerleme değişkeni Denklem (3.33) ile hesaplanmaktadır.

$$f = \frac{1 - \exp[-Y_{\text{product}}]}{1 - \exp[-1]} \quad (3.33)$$

olarak ifade edilir. Burada Y_{product} bütün yanma ürünlerinin kütle oranını (mass fraction of all combustion products) gösterir. $f = 0$ durumunda Türbülans-kinetik enerji etkileşim modeli, tamamiyle kimyasal kinetikler tarafından kontrol edilen bir CFD hücresi içerisindeki ateşlemeyi yaklaşım yapar. Çünkü yanma prosesi ilerledikçe, yanma ürünleri oluşur ve buna bağlı olarak, türbülans etkisi artış gösterir.

Efektif tür oluşum oranı ($\tilde{\omega}_{k,\text{eff}}$) ile kinetik tür oluşum oranı ($\dot{\omega}_k$) arasındaki bağıntı Denklem (3.34) ile hesaplanmaktadır.

$$\tilde{\omega}_{k,\text{eff}} = \frac{\tau_{\text{chem}} \dot{\omega}_k}{\tau_{\text{eff}}} \quad (3.34)$$

Kinetik birleşmede kullanılan efektif tür oranları Denklem (3.35)'te gösterilmektedir.

$$\tilde{\omega}_{k,\text{eff}} \Delta t = Y_k^{n+1} - Y_k^n = \frac{\tau_{\text{chem}} \dot{\omega}_k}{\tau_{\text{eff}}} = \frac{\tau_{\text{chem}} (Y_k^{\text{kin}} - Y_k^n)}{\tau_{\text{chem}} + f \tau_{\text{mix}}} \quad (3.35)$$

Bu yolla gaz kompozisyonu ve sıcaklığın istikrarlı olması sağlanır. Model sabiti (C_{tki}) türbülans model katsayılarından bir tanesidir ve FORTE'de karıştırma süresi

katsayısı kullanıcı giriř parametresi olarak sađlanır. Genellikle sűrűkleme akımlı tűrbűlans analizlerinde (shear flow turbulence analysis) 0,5 deęeri olarak alınır.

4. FORTE YANMA MODELİ

Forte, yanma modelinin önkarişimli veya kısmi önkarişimli, difüzyon ile yanma durumundaki detaylı tanımını için G-Equation yanma modelini kullanır. Bu yanma modeli NO, CO, H₂ ve is gibi ürünlerin doğru tahmin edilebilmesine olanak sağlamaktadır. Gaz durumundaki modellemelerin dışında farklı yanma halleri olan kendi kendine tutuşma (auto-ignition), önkarişimli alev (premixed flame) ve difüzyon alevi (diffusion flame) tartışılmıştır. G-Equation yanma modelinin tipik dizel motorlardaki karakteristiğini incelemek amacıyla farklı motor devri, enjeksiyon zamanlaması ve kütlesi ve farklı yüklemeler için analizler yapılmış ve deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak G-Equation yanma modeli ile başlangıç basınç artışını doğru öngörebilmek için gerekli kendiliğinden tutuşma öncesi karışan yakıt ve hava oranının doğru tahmin edildiği, tutuşma gecikmesinin doğru öngörülebildiği ve yanmış gazlardaki yakıtın sonraki oksidasyonunun doğru tahmin edilebildiği kanıtlanmış olmaktadır.

4.1 G-Equation Yanma Modeli

4.1.1 Genel formülasyon

G-equation yanma modelinin temeli Norbert Peters'in [31] alevcik teorisine) bağlı olarak çalışır. Bu teori aşağıdaki esaslara dayanır:

- 1- Tüm reaktif-difüzif alev yapısındaki dalgalı alevcik rejimi Kolmogorov uzunluk ölçüsünün boyutunun eddy'lerin içerisinde yerleşik olduğu varsayılır.
- 2- Kolmogorov eddy'lerin (türbülansların) ince reaksiyon bölgesi rejimi kimyasal olarak reaktif ve difüzif alev yapısının ön ısıtma bölgesine nüfuz edebilir, fakat kimyasal reaksiyonlar iç tabakaya giremez.

İçten yanmalı motorlarda G Equation model uygulamaları için bu teori daha sonraları Long Liang [32, 33] ve Zhichao Tan [34] tarafından geliştirildi.

G-equation model bir takım Favre ortalama seviye denklemlerinden meydana gelir. Favre mean, \tilde{G} ve varyans, \tilde{G}^{n^2} , türbülans/laminar alev yüzey alanı oranı σ_T ve S_T^0 türbülans alev hızı olarak tanımlanmıştır. Bu verilerle birlikte Reynolds, Navier-Stokes denklemleri ve türbülans modeli denklemleri türbülans alev yayılım denklemini oluşturur. G equation model denklemini Denklem (4.1) ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{\partial \tilde{G}}{\partial t} + (\bar{u} - \bar{u}_{\text{vertex}}) \cdot \nabla \tilde{G} = \frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} S_T^0 |\nabla \tilde{G}| - D_T \tilde{K} |\nabla \tilde{G}| \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial \tilde{G}^{n^2}}{\partial t} + \bar{u} \nabla \tilde{G}^{n^2} = \nabla_{II} \cdot \left(\frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} D_T \nabla_{II} \tilde{G}^{n^2} \right) + 2D_T (\nabla \tilde{G})^2 - C_s \frac{\tilde{\epsilon}}{\tilde{k}} \tilde{G}^{n^2} \quad (4.2)$$

∇_{II} yüzeysel gradyan işleç, \bar{u} akış hızı, \bar{u}_{vertex} en yüksek noktadaki hareketin hızı, $\bar{\rho}_b$ ve $\bar{\rho}_u$ yanmış ve yanmamış karışımın yoğunlukları, D_T türbülans yayınımlılığı, \tilde{K} alev ön eğriliği, C_s , a_4 , b_1 ve b_3 model sabitleri [35]; \tilde{k} ve $\tilde{\epsilon}$ Favre mean türbülans kinetik enerji ve yitim oranı.

4.1.2 Laminar ve türbülans alev yayılma hızı bağıntıları

Türbülans yanma hızının tahmini günümüzde yanma modellerinde hayati bir rol oynar. Genel itibariyle laminar yayılma hızı türbülans yayılma hızı bağıntıları için en önemli ölçü faktörlerinden biridir.

4.1.2.1 Laminar alev yayılma hızı

Laminar alev yayılma hızı yanmamış önkarişimli yakıt hava karışımının asıl özelliğidir.

Kompozisyon türetilen iki parametre kullanılarak (equivalence ratio, diluent fraction) karakterize edilmiştir. Yakıt fazlalık katsayısı (equivalence ratio) C, H ve O atomları kullanılarak tanımlanabilir ve Denklem (4.3) ile ifade edilmektedir.

$$\varphi = \frac{2[C] + 0,5[H]}{[O]} \quad (4.3)$$

Nötr çözücü karışımı (inert diluent mixture) tam yanma ürünleri gibi varsayılarak Çözücü katsayısı (diluent fraction) tahmin edilir. Çözücü (diluent) CO_2 , H_2O , N_2

bileşenlerinin yanı sıra O₂ den oluşabilir. Yakıt fazlalık katsayısı (equivalence ratio) CO₂, H₂O ve yakıtta bulunan C/H/O oranlarının bir fonksiyonudur.

Forté Laminar alev yayılma hızında kullanılan iki seçeneğe sahiptir;

- Power-Law Korelasyonu
- Alev Hız Tablosu

4.1.2.1.1 Power-Law korelasyonu

Power-Law denklemi Denklem (4.4) ile ifade edilmektedir [36].

$$S_L^0 = S_{L,ref}^0 \left(\frac{T_u}{T_{u,ref}} \right)^\alpha \left(\frac{p_u}{p_{ref}} \right)^\beta F_{dil} \quad (4.4)$$

Ref simgesi refereans koşullarına bağlı olarak değişir anlamına gelmektedir. Genellikle 298 K ve 1 atm deki değerler kullanılır. 0 simgesi alevin yüzeysel ve gerilmemiş olduğunu belirtir. F_{dil} simgesi ise çözücü etkisini (diluent's effect) belirtir.

4.1.2.1.2 Referans durumda laminar alev yayılma hızı

Referans Laminar alev yayılma hızı tespit edilirken iki formulden yararlanılır.

Metghalchi formülü Denklem (4.5) ile ifade edilmektedir.

$$S_{L,ref}^0 = B_m + B_\phi(\phi - \phi_m)^2 \quad (4.5)$$

Yakıt tiplerine göre seçilen B_m, B_φ, φ_m, Çizelge 4.1'de verilmiştir [37].

Çizelge 4.1: Metghalci formülasyonundaki B_m, B_φ, φ_m değerleri [37].

Fuel	B _m (cm/sec)	B _φ (cm/sec)	φ _m
metanol	36.9	-140.5	1.11
propan	34.2	-138.7	1.08
izo-oktan	26.3	-84.7	1.13
gazolin	30.5	-54.9	1.21

Metghalci formülasyonunda çok fakir ve zengin karışımlar için negatif alev yayılma hızlarından dolayı Gülder tarafından hiçbir zaman negatif sonuca ulaşılmayan Gülder formülasyonu türetilmiştir [38].

Gülder formülü Denklem (4.6) ile hesaplanmaktadır.

$$S_{L,ref}^0 = \omega\varphi^n \exp(-\xi(\varnothing - \sigma)^2) \quad (4.6)$$

ω , η , ξ ve σ girdi katsayılarıdır ve $0,65 < \varnothing < 1,6$ aralığında kabul edilir.

4.1.2.1.3 Sıcaklık ve basınca bağlı değişkenler

α ve β üsleri (Power-Law formülasyonunda geçen) sıcaklık ve basınca bağlı olarak değişen katsayılarıdır [37].

Bağlantı denklemleri aşağıdaki denklemler gibi ifade edilmektedir.

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2\varnothing^{\alpha_3} \quad (4.7)$$

$$\beta = \beta_1 + \beta_2\varnothing^{\beta_3} \quad (4.8)$$

En küçük kare metodu kullanılarak elde edilen değerler aşağıdaki gibidir.

$$\alpha_1 = 2,98 ; \quad \alpha_2 = -0,8; \quad \alpha_3 = 1$$

$$\beta_1 = -0,38; \quad \beta_2 = 0,22; \quad \beta_3 = 1$$

4.1.2.1.4 Diluent etkisi

Diluent katsayısının denklemleri aşağıdaki denklemlerle ifade edilmektedir.

$$F_{dil} = 1 - f_{x1}x_{dil}^{f_{x2}} \quad (4.9)$$

veya

$$F_{dil} = 1 - f_{y1}y_{dil}^{f_{y2}} \quad (4.10)$$

x_{dil} diluent mol oranı, y_{dil} diluent kütle oranı, f_{x1} , f_{x2} , f_{y1} , f_{y2} deneysel katsayılarıdır.

Deneysel çalışmalar sonucu $f_{x1} = 2,06$, $f_{x2} = 0,773$, $f_{y1} = 2,3$, $f_{y2} = 1$ olarak kabul edilebilir.

4.1.2.2 Türbülans alev yayılma hızı

Türbülans alev yayılma hızı ve laminar alev yayılma hızı arasındaki oran Denklem (4.11) ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{S_T^0}{S_L^0} = 1 + I_p \left\{ \left(\frac{a_4 b_3^2 l_I}{2 b_1 l_f} + \left[\left(\frac{a_4 b_3^2 l_I}{2 b_1 l_f} \right)^2 + a_4 b_3^2 \frac{u' l_I}{S_L^0 l_F} \right]^{1/2} \right) \right\} \quad (4.11)$$

I_p simgesi ilerleme değişkeni (progress variable) olarak adlandırılır, S_L^0 Laminer alev ilerleme hızı l_I ve l_F sırasıyla türbülans integral uzunluk ölçüsü ve laminar alev yayılma hızı kalınlığı Denklem (4.12) ile ifade edilmektedir.

$$I_p = \left[1 - \exp \left(-c_{m2} \frac{t - t_0}{\tau} \right) \right]^{1/2} \quad (4.12)$$

c_{m2} Alev gelişim katsayısı (sadece kıvılcım ateşlemeli motorlarda ilerleme değişkeni bulunurken hesaba katılır), b_1 , b_3 , a_4 değişkenleri tüm türbülanslı modellerde kullanılır.

Deneysel veriler sonucunda bulunan G-Equation yanma modelinde kullanılmak üzere önerilen değerler aşağıdaki gibidir [39].

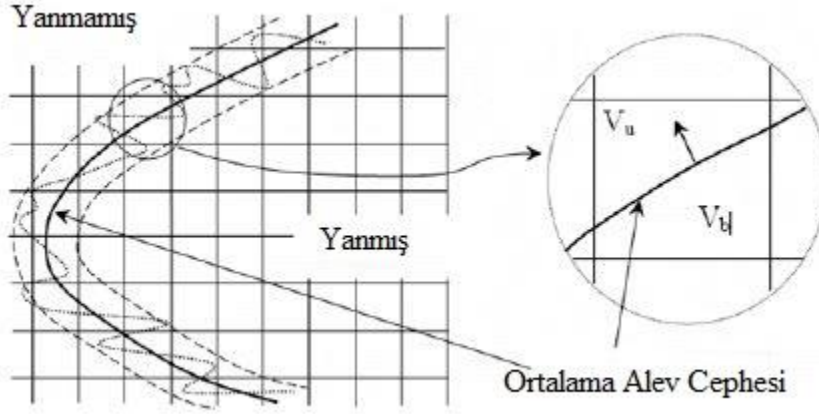
$$b_1 = 1,5$$

$$b_3 = 1,07$$

$$a_4 = 0,78$$

4.1.3 Alev cephesi ısı yayılımı (Heat Release) hesabı

Silindir içerisinde gerçekleşen ısı yayılımının (heat release) büyük çoğunluğu Türbülanslı alev cephesinin oluşumu sonucunda meydana gelir.



Şekil 4.1: Forte G-Equation yanma modeli alev yapısının sistematik yapısı [33].

Isı yayılımı (Heat Release) hesabı yapılırken, FORTE Şekil 4.1’de gösterilen alevin sistematik yapısını Liang tarafından ele alınan bir metodla gerçekleştirir. Bu metod alt ızgara ölçek modeli (çözünmemiş küçük ölçekli küçük türbülans, vorteksler gibi akış hareketlerinin etkilerini temsil etmek için kullanılır) kullanarak alev içeren hücrelerin yanan, yanmayan hacimlerinin ölçülerini belirler. Şekil 4.1’deki V_b yanmış hacim, V_u yanmamış hacimdir.

Ortalama alev cephesi ileriye doğru yayılır, süpürülen hacim içerisindeki karışım sabit basınç ve entalpiyle anlık termodinamik dengeye ulaşır. Basıncın alev alma dalga teorisi ile tutarlı, hücre içindeki alev boyunca sabit olduğu kabul edilir.

Tür dönüşüm oranı ve ilişkili olarak asıl ısı yayılım oranı ilk denge konsantrasyonunun saptanması sabit basınç, sabit entalpi altında adyabatik alev sıcaklığında hesaplanır. Daha sonra alev cephesi içeren hücreler için ortalama alev cephesinin yanmamış hacim (V_u) dt zaman adımında (time step) süpürüldüğü kabul edilir. Süpürülen hacim içerisinde karışımın bir kısmı göz önüne alınarak denge durumuna ulaşılır.

$$\frac{d\rho_k}{dt} = \frac{\rho Y_{k,b} - \rho_k}{dt} \quad (4.13)$$

ρ ve ρ_k toplam karışımın ortalama hücre yoğunluğu, k türlerinin dönüşüm oranıdır.

Yaklaşık olarak süpürülen hacim Denklem (4.14) ile ifade edilmektedir.

$$V_s = A_f S_T dt \quad (4.14)$$

A_f hücre içindeki ortalama alev cephesi alanı, S_T türbülans alev yayılma hızı

Son olarak türlerin dönüşüm oranı k Denklem (4.15) ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{d\rho_k}{dt} = (\rho Y_{k,b} - \rho_k) \frac{A_f S_T}{V_u} \quad (4.15)$$

4.1.4 Alev Sonrası ve gaz kinetiği bitişi

FORTE’de, dış bölgelerdeki türlerin dönüşümü ve ısı yayılımı türbülanslı alevin kimyasal kinetik kontrollü proseslerle modellenmesiyle gerçekleşir.

FORTE’de alev sonrası bölgelerde kimyasal prosesler kimyasal kinetik mekanizmasıyla tanımlanan reaksiyon yolu ile kontrol edilebilir [23].

4.1.5 Alev sönme modeli

Önkarışımli türbülanslı alevler için, bazı bölgelerdeki yanmamış karışım aşırı hava ile birlikte dışarı doğru eğilim gösterebilir, bu durumda alevin çoğalması tabakalaşma yüzünden durabilir.

FORTE’nin alev söndürme modelini kısaca açıklayacak olursak;

Laminar alevler için yanmamış karışımın alev özelliği kimyasal ısı yayılımıyla gerçekleşen önısıtma bölgesine olan ısı transferi ile önısıtma bölgesinden yanmamış karışıma olan ısı kaybı arasında bir dengeyle yönetilir. Türbülanslı alevlerde ise türbülanslı doğan çalkantı ısı transfer dengesinde önemli etkiye sahiptir. Bu yanma modeli, yerel alev söndürmenin ince reaksiyon modeli rejimi ile kırılmış reaksiyon bölgesi rejimi arasındaki sınır geçişi incelenerek modellenmiştir.

Yerel laminar alev kalınlığı laminar alev yayılma hızının (S_L) azalmasıyla artar. Bu da orantılı olarak iç tabakadaki kalınlığın (I_δ) artışıyla sonuçlanır. Yerel laminar alevin iç tabaka kalınlığı yeterince büyük olduğu durumlarda iç katman Kolmogorov türbülans tarafından rahatsız edilebilir. İç katmanda gerçekleşen kimyasal reaksiyonlar aşırı ısı ve önısıtma bölgesindeki aktif tür kayıpları yüzünden duracak ve alevin sonlanmasıyla sonuçlanacaktır.

Kısacası, iç tabaka kalınlığı (I_δ) ile Kolmogorov uzunluk ölçeği (I_K) arasındaki mukayese alevin sonlanma kriteri için kullanılır.

Alevin sonlanması için istenilen şart;

$$I_K < C_{m3} I_\delta$$

şeklindedir, I_K temel olarak türbülans modelinde tanımlanır, C_{m3} model sabitidir ve genellikle 1 değeri kullanılır [23].

5. SPREY MODELLERİ (SPRAY MODELS)

FORTE çok bileşenli yakıt-sprey dinamik ve çok bileşenli gazlarla meydana gelen spreylere etkileşimleri için gelişmiş modellere sahiptir. Modeller için alt süreç; lüle (nozül) akışı, spreylere parçalanma, damlacık dağılması, damlacık çarpışması ve birleşmesi, damlacık buharlaşması ve çarpma olarak sıralanabilir.

Solid cone spreylere modelleri için nozül çıkışındaki başlangıç spreylere koşulları boşaltım katsayısı (discharge coefficient) veya Nozül-Akış modeliyle saptanır ve Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor (KH/RT) model [40] damlacık dağılması için kullanılır. Hollow-cone spreylere modellerinde hem spreylere (püskürtme) başlangıç durumuna getirme hem de damlacık dağılma prosesleri Linearized Instability Sheet Atomization (LISA) model tarafından gerçekleştirilir [41].

Spreylere parçacıklara ayrılma, damlacık dağılması ve çarpışması modelleri çözüm ağı ve zaman adımı büyüklüklerine olan bağımlılığı azaltmak için gelişmiş teknikler kullanılarak oluşturulmuştur. Hem solid-cone hem de hollow-cone modelleri a radius-of-influence (ROI) çarpışma modeliyle birlikte çarpışma çözüm methodları içermektedir. Çözüm ağı ve zaman adımına olan bağımlılığı azaltmak geleneksel spreylere modellerine nazaran daha doğru sonuçlar vermektedir.

Spreylere modelleri kısmında ilk olarak dizel motorlarda sıklıkla kullanılan solid-cone spreylere modeli daha sonra ise hollow-cone spreylere modeli anlatılacaktır. Üçüncü bölümde ise her bu iki spreylere modeli için ek seçenekler ele alınacaktır. Son olarak da çok bileşenli buharlaşma modelinden bahsedilecektir.

5.1 Solid Cone Spreylere Modelleri

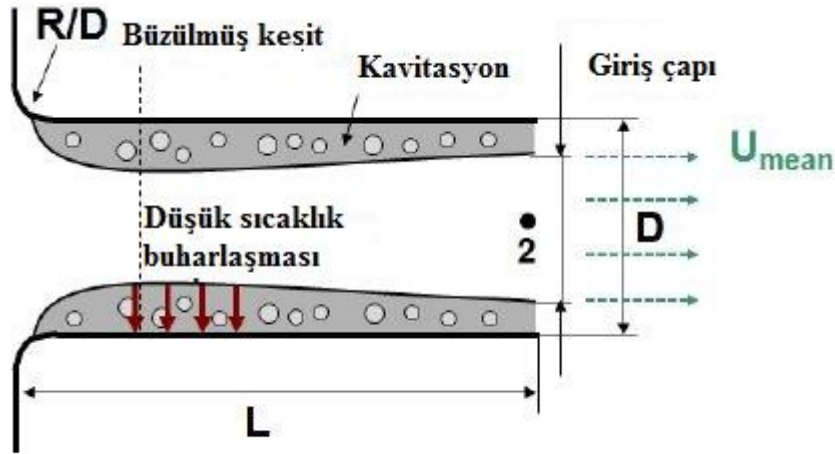
5.1.1 Lüle akış modeli (Nozzle flow model)

Nozül akış modeli nozül içerisindeki anlık akış koşullarını tanımlar. Nozül akış modelindeki amaç spreylere model için başlangıç koşullarını sağlamaktır. Nozül akış modeline giriş parametreleri;

- 1- Kütle debisi (mass flow rate)
- 2- Gaz giriş basıncı (ambient gas pressure)
- 3- Sıvı yakıtın fiziksel özellikleri
- 4- Geometrik delik çapı
- 5- L/D oranı
- 6- R/D oranı (R enjektör giriş bölgesinin eğrilik yarıçapı)

Bu verilerle nozul akış modeli anlık boşaltım katsayısı (C_d), sprey açısı, efektif enjeksiyon hızı ve efektif akış çıkış alanınının saptanmasını sağlar. Akış çıkış alanı da ilk enjektörde edilen sıvı damlacık büyüklüğünün belirlenmesini sağlar.

Şekil 5.1’de Nozul akış geçişi görülmektedir. Akış sırasında nozul çapı, kavitasyon gibi nedenlerden dolayı çıkış çapına eşit olmadığı durumlarda kayıplarında göz önünde bulundurularak ortalama akış hızının hesaplanması gerekir.



Şekil 5.1: Nozul akış geçişi [23].

5.1.1.1 Boşaltım katsayısı (Discharge coefficient)

Sıvı yakıtın nozul geçişinin başlangıcındaki ortalama akış hızı U_{mean} 'dir ve Denklem (5.1) ile hesaplanmaktadır.

$$U_{mean} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A} = \frac{4\dot{m}}{\rho_1 \pi D^2} \quad (5.1)$$

m yakıtın kütleli debisini, ρ_1 yakıtın yoğunluğunu, A kesit alanını ve D ise nozul çapını göstermektedir.

Nozul çıkışındaki ortalama kütle debisi her zaman Bernoulli denklemiyle tahmin edilen değerlerden akışta meydana gelen kayıplardan dolayı daha düşüktür. Bu kayıplar ivmelenme, girişteki hız profirinin oluşumu ve kesitin büzülmesi ve duvar sürtünmesi nedeniyle oluşan genişleme sonucu olarak meydana gelir. Bu farkın miktarı boşaltım katsayısı olarak adlandırılır C_d ile gösterilir ve Denklem (5.2) ile hesaplanmaktadır.

$$C_d = \frac{U_{\text{mean}}}{\sqrt{2 \cdot \frac{(p_1 - p_2)}{\rho_1}}} \quad (5.2)$$

p_1 ve p_2 1 ve 2 konumundaki basınç değerlerini göstermektedir.

Giriş kayıp katsayısı (K_{inlet}) ve Blasius veya laminar denklem duvar sürtünmesiyle oluşan kayıp için kullanıldığında C_d Denklem (5.3) ile ifade edilir.

$$C_d = \frac{1}{\sqrt{K_{\text{inlet}} + f \cdot \frac{L}{D} + 1}} \quad (5.3)$$

$$f = \text{Max}\left(0,316 \cdot \text{Re}^{-0,25}, \frac{64}{\text{Re}_D}\right) \quad (5.4)$$

Re_D , nozul çapına bağlı Reynolds numarasıdır.

Giriş basıncının ilk yaklaşımı, p_1 , Denklem (5.5) ile ifade edilmektedir.

$$p_1 = p_2 + \frac{\rho_1}{2} \cdot \left(\frac{U_{\text{mean}}}{C_d}\right)^2 \quad (5.5)$$

Nurick's ifadesinin yardımıyla Şekil 5-1'de süreklilik en küçük alandaki hızı verir ve Denklem (5.6) ile hesaplanmaktadır.

$$U_{\text{vena}} = \frac{U_{\text{mean}}}{C_c} \quad (5.6)$$

$$C_c = \left(2,6 - 11 \cdot \frac{4R}{D}\right)^{-0,5} \quad (5.7)$$

Kavitasyon durumunda is potansiyel akış teorisi Bernoulli denkleminin herhangi bir kayıp olmadan uygulanmasına izin verir ve Denklem (5.8) ile ifade edilmektedir.

$$p_{vena} = p_1 - \frac{\rho}{2} \cdot U_{vena}^2 \quad (5.8)$$

p_{vena} 'nın buhar basıncından düşük olması durumunda, akışın tamamen kavitasyonlu olduğu varsayılır ve boşaltım katsayısı (discharge coefficient) aşağıdaki denklemlerle ile hesaplanır.

$$p_1 = p_{vapor} - \frac{\rho}{2} U_{vena}^2 \quad (5.9)$$

$$C_d = C_c \cdot \sqrt{\frac{p_1 - p_{vapor}}{p_1 - p_2}} \quad (5.10)$$

5.1.1.2 Efektif enjeksiyon hızı ve efektif akış çıkış alanı

Kavitasyonun olmadığı türbülanslı akışlar durumunda, damlacıkların çıkış hızı ortalama hıza (U_{mean}) eşdeğerdir ve nozul çıkışının çapı nozul çapına eşittir.

Nozulda kavitasyonun meydana geldiği durumlarda efektif enjeksiyon hızı ve efektif çıkış alanı değerleri denklem 5.11 ve 5.12 ile hesaplanır.

$$U_{eff} = U_{vena} - \frac{p_2 - p_{vapor}}{p_1 \cdot U_{mean}} \quad (5.11)$$

$$A_{eff} = A \cdot \frac{U_{mean}}{U_{eff}} \quad (5.12)$$

$$D_{eff} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{eff}}{\pi}} \quad (5.13)$$

5.1.1.3 Sprey açısı

Nozul akışındaki sprej açısı bir aerodinamik model kullanılarak tahmin edilir. Bu yaklaşım yüzey dalgalarının büyüklüğünün değişken olması ve kütle azalması nedeniyle Taylor's yüksek hızlardaki sıvı dağılımı analizini esas alır.

Sprej açısı, θ , Denklem (5.14) ile ifade edilir.

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{4 \cdot \pi}{A} \cdot \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_1}} \cdot f(T) \quad (5.14)$$

f(T) fonksiyon yaklaşımı Denklem (5.15) ile açıklanır.

$$f(T) = \frac{\sqrt{3}}{6} \cdot (1 - \exp(-10 \cdot T)) \quad (5.15)$$

$$T = \left(\frac{Re}{We}\right)^2 \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (5.16)$$

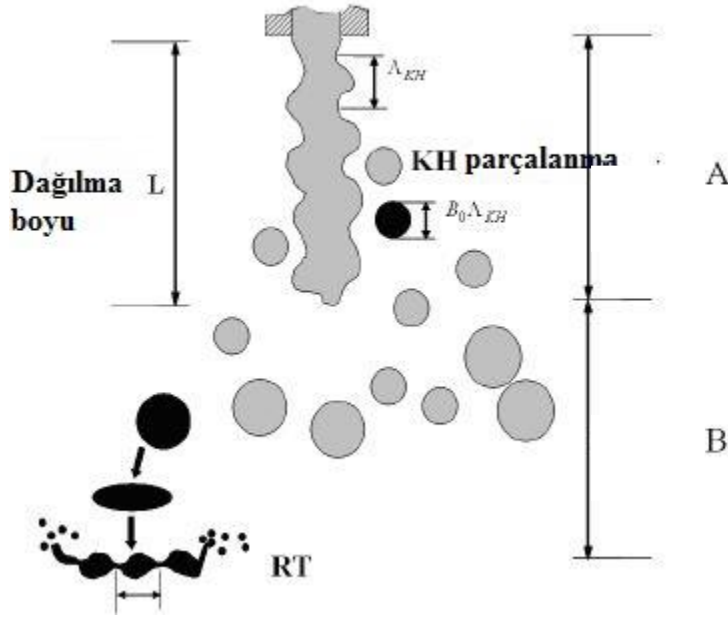
5.1.1.4 Deneysel nozul boşaltım katsayısı ve sprej açısı

Nozul akış modelinin yerine kullanıcılar genellikle özel deneysel değerleri boşaltım katsayıları ve sprej açıları için tercih ederler. Elde edilen deneysel boşaltım katsayısı (discharge coefficient) efektif enjeksiyon hızı ve nozul çıkışındaki ilk damlacık modelinin hesaplanması için kullanılır.

5.1.2 Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor parçalanma modeli

Sprej atomizasyonu (spray atomization) ve Solid-cone sprejlerin damlacık dağılımı Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor (KH-RT) hibrid dağılım modeliyle belirlenmiştir [40, 42].

Şekil 5.2’de KH parçalanma modeli nozul çıkışından (A bölgesi) itibaren özel bir dağılım boyu, L, boyunca uygulanır. Bu fişkıran küçük damlacık şerit halinde ilerler püskürtme kendini hala yoğun bir sıvı çekirdeği olarak korumaya devam eder. Bölge B’de ise RT model KH model ile birlikte ikincil damlacık dağılımı (parçalanması) için kullanılır [40, 43].



Şekil 5.2: KH/RT dağılma modeli solid-cone spreylerde [23].

5.1.2.1 Kelvin-Helmholtz dağılımı

Kelvin-Helmholtz (KH) modeli püskürtülen bir sıvının doğrusal kararlılık analizinin temeline bağlı olarak çalışır [44] ve püskürtmenin ana dağılım bölgesinde kullanılır. Büyüme hızı ve hızlı büyüyen dalga boyunun modu sayısal olarak Denklem (5.17) ve (5.18) ile hesaplanır [45].

$$\frac{\Lambda_{KH}}{r_p} = 9,02 \frac{(1 + 0,45Z^{0,5})(1 + 0,4T^{0,7})}{(1 + 0,87We_g^{1,67})^{0,6}} \quad (5.17)$$

$$\Omega_{KH} \left[\frac{\rho_1 r_p^3}{\sigma} \right] = \frac{(0,34 + 0,38We_g^{1,5})}{(1 + Z)(1 + 1,4T^{0,6})} \quad (5.18)$$

Burada Λ_{KH} hızla büyüyen dalganın boyudur, Ω_{KH} büyüme hızı, r_p jet çapı, σ yüzey gerilimi, We_g boyutsuz gaz Weber numarası olarak tanımlanır.

We_g Denklem (5.19) ile ifade edilir.

$$We_g = \frac{\rho_g U_{re1}^2 r_p}{\sigma} \quad (5.19)$$

U_{re1}^2 sıvı-gaz bağıntılı hızı büyüklüğüdür ve aşağıdaki Denklem (5.20) ile hesaplanır.

$$U_{re1} = |\vec{V}_{gas} + \vec{V}_{turb} - \vec{U}_d| \quad (5.20)$$

\vec{V}_{gas} , CFD gas hızı sabitidir. Benzer şekilde sıvı Weber numarası aşağıdaki denklemde gösterilmiştir.

$$We_1 = \frac{\rho_1 U_{re1}^2 r_p}{\sigma} \quad (5.21)$$

Boyutsuz Ohnesorge numarası Denklem (5.22) ile hesaplanır.

$$Z = \frac{\sqrt{We_1}}{Re_1} \quad (5.22)$$

Reynolds sayısı ise Denklem (5.23) ile bulunur.

$$Re_1 = \frac{\rho_1 U_{re1} r_p}{\mu_1} \quad (5.23)$$

μ_1 sıvının dinamik viskozitesini ifade eder.

Son boyutsuz sayı olan Taylor numarası ise aşağıdaki denklemde gösterilmiştir.

$$T = Z \sqrt{We_g} \quad (5.24)$$

Damlacıkların parçalanması sonucu oluşan yeni damlacıklar çapları (r_c ile gösterilir) esas parçalanma süreci boyunca oluşturulur ve dalga boyu ile bağlantılı olan Denklem (5.25) ile hesaplanır.

$$r_c = B_{KH} \Lambda_{KH} \quad (5.25)$$

B_{KH} KH parçalanma modelinin büyüklük sabiti.

FORTE, damla enjeksiyonu kavramını kullanır [46]. Bu kavram yardımıyla temel damlacıklardan (r_p) oluşan yeni damlacıkların (r_c) modellenmesi yapılır. Kütle kaybından dolayı temel damlacıklardan oluşan yeni damlacıklar aşağıdaki Denklem (5.26) ile hesaplanır [46].

$$\frac{r_p - r_c}{\tau_{KH}} \quad (5.26)$$

r_c ya da r_p 'ye eşittir ya da daha küçük bir değerdir. Parçalanma süresi ise aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\tau_{KH} = \frac{3,762 C_{KH} r_p}{\Lambda_{KH} \Omega_{KH}} \quad (5.27)$$

C_{KH} KH parçalanma modelinin zaman sabitidir. Bu değer genellikle FORTE'de sabit bir değer olarak kabul edilir.

Parseldeki damlacıkların (droplets in parcel) kavramı, yeni damlacıklar temel damlacıkların kütlesi damlacıkların ortalama kütlesinin %3 ulaştığı veya aştığı durumlarda temel damlacıklardan ayrılamaz. Bu kavram temel dağılma bölgesinde damlacıkların parçalanmasını tahmin etmemize yardımcı olur. %3 değeri FORTE'de model sabiti olarak kabul edilmiştir. Ancak bu değer modelde değiştirilebilir.

KH parçalanma modeli (KH breakup) için yukarıda yazılanlar özetlenecek olursa; KH modeli iki adımdan oluşur:

- 1- Temel damlacıkların boyutları denklem (R_p ve r_c deki) göre aşamalı olarak azalır.
- 2- Temel damlacıklardan yeni bir damlacık meydana gelir. Bu adımda 2 seçenek kullanılabilir:
 - a) İlk seçenek olarak ana parseldeki damlacıkların sayısı parçalanmadan önce ve sonra sabit kalır. Damlacıkların boyutu ana parseldeki yeni damlacıklar tarafından transfer edilen kütle miktarına dayanarak ayarlanır. FORTE'de bu seçenek önerilmiştir.
 - b) İkinci seçenek olarak da parçalanma damlacıkların sayısal olarak yeniden gruplaşmasına dayanır. Temel ve yeni parsellerin kütle korunumu Sauter Mean Diameter (SMD) ifadesiyle sağlanır. SMD korunumu daha yavaş parçalanma oranına neden olur.

5.1.2.2 Rayleigh-Taylor dağılımı (Rayleigh-Taylor breakup)

Rayleigh-Taylor (RT) model KH model ile birlikte ikincil sprey damlacıkların dağılımını tahmin etmek için kullanılır [40, 42]. Parçalanma uzunluğu (breakup length) Levich's teorisiyle ile tahmin edilir ve Denklem (5.28) ile hesaplanır [44].

$$L_{brk} = C_b d_{noz} \sqrt{\frac{\rho}{\rho_g}} \quad (5.28)$$

C_b RT uzaklık sabiti olarak kabul edilir.

RT model farklı yoğunluklara sahip iki sıvının dikey bir doğrultudaki ara yüzeylerinde oluşturulan ivme kararsızlığını inceler.

Frekans ve dalga boyu Bellman ifadesiyle Denklem (5.29) ve (5.30) ile gösterilmiştir.

$$\Omega_{RT} = \sqrt{\frac{2}{3\sqrt{3}} \frac{(-a(\rho_1 - \rho_g))^{\frac{3}{2}}}{\rho_1 + \rho_g}} \quad (5.29)$$

$$\Lambda_{RT} = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{-a(\rho_1 - \rho_g)}} \quad (5.30)$$

Yüksek hızlarda damlacığın havadaki hareketi durumunda a sürtünmeden dolayı yavaşlama sabiti olarak ifade edilir. KH modelde hızla büyüyen dalga boyunun damlacıkların parçalanmasına neden olduğu varsayılır. Yeni oluşan damlacığın çapı ve parçalanmanın zamanı Denklem (5.31) ve (5.32) ile ifade edilir.

$$r_c = B_{RT} \Lambda_{RT} \quad (5.31)$$

$$\tau_{RT} = \frac{C_{RT}}{\Omega_{RT}} \quad (5.32)$$

B_{RT} ve C_{RT} iki sabit olarak kabul edilir. B_{RT} RT dağılımının boyut sabiti, C_{RT} ise zaman sabitidir. RT model KH modelin aksine temel damlacıkların katastrofil parçalanma ile küçük damlacıkları meydana getirdiği varsayımı yapılır. Sıvı sütun en sonunda parçalara ayrılmış ve çevredeki gaz içerisinde dağılmıştır.

RT modelinin zaman adımı (time step bağıllığını azaltmak için) RT parçalanma prosesi KH modeline benzer bir denklem ile modellenmiştir ve Denklem (5.33) ile ifade edilir.

$$\frac{dr_p}{dt} = -\frac{r_p - r_c}{\tau_{RT}} \quad (5.33)$$

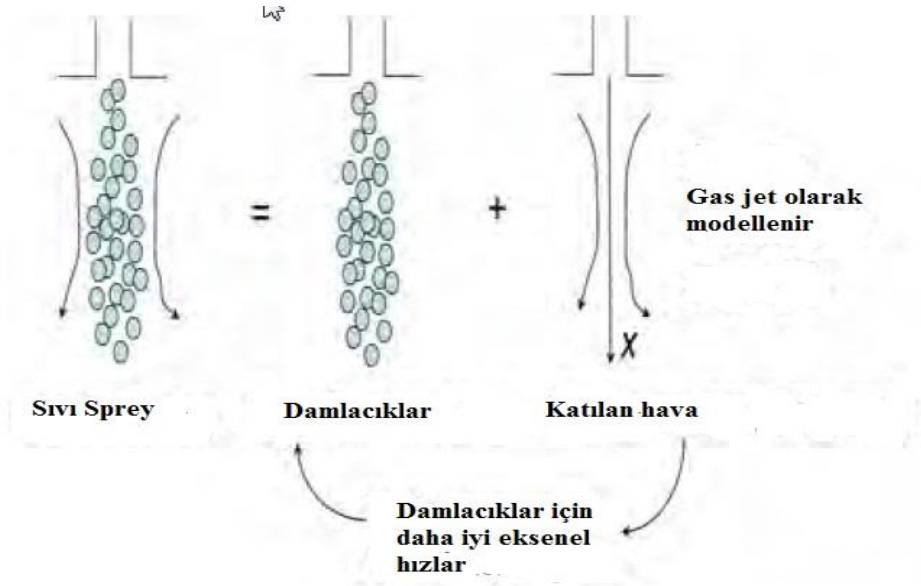
r_c ve τ_{RT} zamanla değişmez ve analitik olarak Denklem (5.34) ile ifade edilir.

$$r_p = r_c + (r_{p,0} - r_c) \exp\left(-\frac{t}{\tau_{RT}}\right) \quad (5.34)$$

Pratikte ne oran denklemi (r_p , r_c KH modeldeki) ne de dr_p/dt analitik olarak çözülebilir bu nedenle hem r_c hem de τ_{KH} veya τ_{RT} zamanla değişir ve r_p ve U_{rel} önemli ölçüde değişir. Bu nedenle sub-cycle yaklaşımı denklemlerin time-step bağımlılığını engellemek amacıyla denklemleri çözmek için kullanılır.

5.1.3 Kararsız gaz-jet modeli (Unsteady gas-jet model)

FORTE'de kararsız gaz-jet modeli [45, 47, 48] sıvı damlacık-gaz çifti çözüm ağı (mesh-size) bağımlılığını ortadan kaldırmak için kullanılır. Gaz-jet modelinin temeli kararsız gaz-jet teorisine bağlı olarak çalışır. Bu teoride CFD üzerinde herhangi bir ayrıştırma yapılmadan damlacık-gaz hızı modellenmiştir ve kararsız gaz-jet modeli Şekil 5.3'de görülmektedir.



Şekil 5.3: Kararsız gaz-jet modeli.

Gaz-Jet modelde, jet ucunun zamana göre gelişimi Denklem (5.35) ile hesaplanır.

$$\frac{dx}{dt} = \frac{3 U_{inj,eff}(y, t) d_{eg}}{K x} \quad (x \geq x_0) \quad (5.35)$$

x jet ucu girişi, y partikülün sprej-eksenel yerleşimi, K katılım sabiti, $U_{inj,eff}$ efektif enjeksiyon hızı, d_{eg} eşdeğer çaptır.

d_{eg} eşdeğer çapın nozul çapı (d_{noz}) ile bağıntısı Denklem (5.36) ile ifade edilir.

$$d_{eg} = d_{noz} \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_g}} \quad (5.36)$$

Akış aşağı aksenal sprej yerleşimi x_0 ile gösterilir ve Denklem (5.37) ile ifade edilir.

$$x_0 = \frac{3d_{eg}}{K} \quad (5.37)$$

Efektif enjeksiyon hızı enjeksiyon başlangıcından (t_0) son zamanına (t) kadar geçen sürede enjeksiyon değişikliklerinin bir integrali olarak ifade edilir ve Denklem (5.38) ile hesaplanmaktadır.

$$U_{inj,eff}(y, t) = U_{inj}(t_0) + \int_{t_0}^t R(y, t - \tau) \left(\frac{dU_{inj}(\tau)}{d\tau} \right)_{\tau} dt \quad (5.38)$$

Tepki fonksiyonu (R) Denklem (5.39) ile hesaplanır.

$$R(y, t - \tau) = 1 - \exp\left(-\frac{t - \tau}{\tau_v(y, \tau)}\right) \quad (5.39)$$

τ_v tepki zaman ölçümüdür ve yerel akış zaman ölçümü τ_f ile bağıntılıdır, Denklem (5.40) ile hesaplanır.

$$\tau_v(y, \tau) = St \cdot \tau_f(y, \tau) = St \cdot \frac{y}{U_{inj}(\tau)} \quad (5.40)$$

Sprej ekseni boyunca gaz-jet hızı Denklem (5.41) ile hesaplanır.

$$U_{jet,ax}(y, t) = \frac{3 U_{inj,eff}(y, t) d_{eg}}{K y} \quad (y \geq x_0) \quad (5.41)$$

Eksenin simetrik olduğu varsayımı yapılırsa, gaz-jet hızı herhangi bir radyal konumunda Denklem (5.41) ile ifade edilir [47].

$$U_{jet}(y, r, t) = \frac{3}{K} \frac{U_{inj,eff}(y, t) d_{eg}}{y \left(1 + \frac{12r^2}{K^2 y^2}\right)} \quad (y \geq x_0) \quad (5.41)$$

Denklem (5.41)'den yararlanılarak damlacık gaz hareketi Denklem (5.42) ile hesaplanır.

$$\frac{d\vec{u}}{dt} = \frac{3}{8} C_D \frac{\rho_1}{\rho_g} \frac{1}{d} |\vec{V}_{jet} + \vec{V}_{turb} - \vec{U}_d| (\vec{V}_{jet} + \vec{V}_{turb} - \vec{U}_d) + \vec{g} \quad (5.42)$$

\vec{U}_d damlacık hız vektörü, C_D sürtünme katsayısı, \vec{V}_{turb} türbülans dalgalı hız vektörü, g ivme, \vec{V}_{jet} gaz fazı ortalama akış hızıdır.

Radyal ve açısıl bileşen denklemde yer almamıştır, bu yüzden diğer hız bileşenleri denklemde yer almamalıdır.

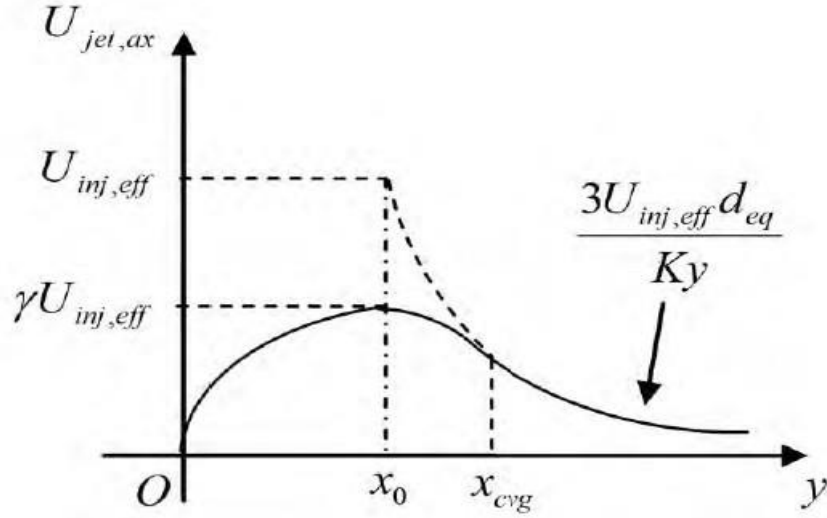
Gas-Jet düzeltilmiş hız denklemi Denklem (5.43) ile hesaplanır.

$$U_{rel} = |\vec{V}_{jet} + \vec{V}_{turb} - \vec{U}_d| \quad (5.43)$$

Nozula yakınlık ve uzaklık açısından jet hızı denklemlerini ifade edecek olursak;

$$U_{jet,ax}(y, t) = \begin{cases} \gamma U_{inj,eff}(y, t) \cdot \left(1 - \left(\frac{x}{x_0}\right)^2\right) & y \leq x_0 \\ \gamma U_{inj,eff}(y, t) \cdot \left(1 - \frac{1}{8} \left(\frac{x}{x_0}\right)^2\right) & x_0 < y < x_{cvg} \\ \frac{3U_{inj,eff}(y, t) d_{eg}}{Ky} & y > x_{cvg} \end{cases} \quad (5.44)$$

γ model sabiti olup değeri 0,6'dır. Parçalanma modellerinin çözüm ağı (mesh-size) bağımlılığını azaltmak için spray eksenli parabolik gaz-jet profilleri boyunca çok etkilidir. Şekil 5.4'de kararsız gez-jet modelinde efektif enjeksiyon hızı verilmiştir.

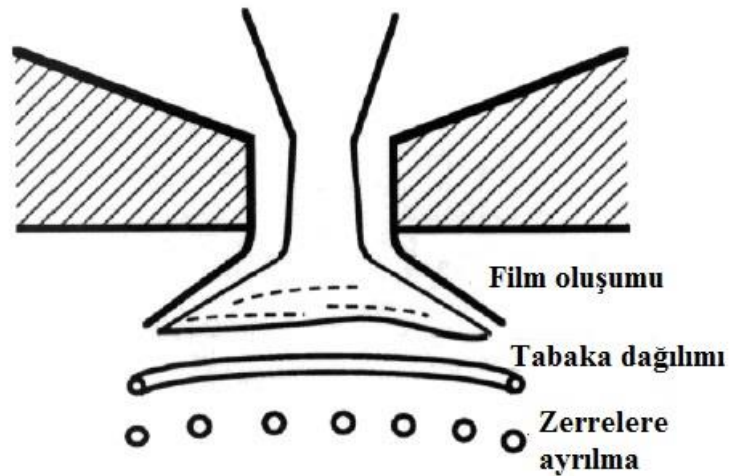


Şekil 5.4: Kararsız gaz-jet modelinde efektif enjeksiyon hızı [47].

5.2 Hollow-Cone sprej modeli

Hollow-cone sprejler genellikle basınç-swirl enjektörleri tarafından meydana gelir. Enjektör sıvıda dairesel hareketi sağlayan iç swirl kanatçık içerir. Sıvı merkezdeki hava özülüyle birlikte enjektörün iç duvarları boyunca bir film oluşturur. Sıvı film enjektörden çıkarken serbest bir tabaka, katman haline gelir ve sıvının teğetsel hızı radyala dönüşür. Merkez hattından tabakaya, katmana olan radyal uzaklık artar, radyal açısal momentumun korunumu yüzünden azalır. Kütle korunumuyla da tabaka inceler ve arkadan damlacıklar parçalara ayrılır, sonuç olarak hollow cone sprej modeli meydana gelir.

FORTE’de Hollow-Cone modeli Şekil 5.5’de belirtilmiştir.



Şekil 5.5: Hollow-cone sprej modeli prosesi [23].

5.2.1 Lisa (Linearized instability sheet atomization) model

Enjektör içindeki akışın modellenmesi LISA modeli kullanılarak geliştirilmiştir. [41]

LISA modelinde proses 3 bölüme ayrılır.

- 1- Film oluşumu (Film formation)
- 2- Tabaka, Katman dağılımı (Sheet breakup)
- 3- Atomlaşma, Zerrelere ayrılma (Atomization)

5.2.1.1 Film oluşumu

Enjektör içerisinde sıvının merkezkaç hareketi hava çekirdeğinin etrafında sıvı bir film oluşturur. Film kalınlığı t_f 'nin kütle debisiyle \dot{m} bağıntısı Denklem (5.45) ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{m} = \pi \rho_1 u t_f (d_0 - t_f) \quad (5.45)$$

ρ_1 sıvı yoğunluğu, u enjektör çıkışındaki hızın aksel bileşeni, d_0 enjektör delik çapıdır.

Enjektör çıkışındaki hızın aksel bileşeninin (u) bağıntısı toplam hızla (U) ile hesaplanmaktadır ve Denklem (5.46) ile ifade edilir.

$$u = U \cos(\theta) \quad (5.46)$$

θ enjektördeki konik açısıdır. Toplam hızın enjektör çıkışı boyunca basınç düşümüyle ilgili bağıntısı Denklem (5.47) ile hesaplanmaktadır.

$$U = k_v \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_1}} \quad (5.47)$$

k_v boşaltım katsayısıdır (discharge coefficient) ve Denklem (5.48) ile hesaplanır.

$$k_v = \max \left(0,7 \cdot \frac{4\dot{m}}{\pi d_0^2 \rho_1 \cos \theta} \sqrt{\frac{\rho_1}{2\Delta p}} \right) \quad (5.48)$$

5.2.1.2 Tabaka, katman dağılımı (Sheet breakup)

Formun sonsuz bozunumların spektrumu Denklem (5.49) ile hesaplanır.

$$\eta = \eta_0 \exp(ikx + \omega t) \quad (5.49)$$

η_0 ilk dalga büyüklüğü, $k = 2\pi\lambda$ dalga sayısı, ve $\omega = \omega_r + i\omega_i$ yüzey bozunumunun büyüme oranıdır. Kararsız bozunum ω_r 'nin en büyük değerine sahiptir, Ω ile ifade edilir. Sinus mode dalgaların her iki yüzeyde de tamamıyla eş fazlı olmasıdır ve genellikle sinuous mode motor koşullarını temsil etmek için yeterlidir ve bu nedenle dağılma ilişkisi ω_r (dispersion relation) basınç-swirl sıvı püskürtücü kullanımı için basitleştirilmiştir ve Denklem (5.50) ile ifade edilir [49].

$$\omega_r = -2v_1 k^2 + \sqrt{4V_1^2 k^4 + QU^2 k^2 - \frac{\sigma k^3}{\rho_1}} \quad (5.50)$$

v_1 sıvı kinematik viskozite, Q gaz/sıvı yoğunluk oranı ve σ yüzey gerilimidir.

Parçalanma zamanı (τ_b) Denklem (5.51) ile hesaplanmaktadır.

$$\tau_b = \frac{1}{\Omega} \ln \left(\frac{\eta_b}{\eta_0} \right) \quad (5.51)$$

Ω dağılmadaki kritik genliktir. Parçalanma uzunluğu (L) Denklem (5.52) ile hesaplanır.

$$L = \tau_b U = \frac{U}{\Omega} \ln \left(\frac{\eta_b}{\eta_0} \right) \quad (5.52)$$

$\ln \left(\frac{\eta_b}{\eta_0} \right)$ miktarı sabittir ve 12 kabul edilir. Dağılmadaki bağ çapı Denklem (5.53) ile gösterilir.

$$d_L = \sqrt{\frac{16h}{K_s}} \quad (5.53)$$

K_s maksimum büyüme hızına karşılık gelen dalga boyudur. Tabakanın kalınlığı (h) parçalanma uzunluğu L iken Denklem (5.54) ile hesaplanmaktadır.

$$h = \frac{h_0(d_0 - \tau_b)}{2L \sin \theta + d_0 - \tau_b} \quad (5.54)$$

$$h_0 \approx \frac{t_f}{2} \cos \theta \quad (5.55)$$

Parçalanma, en kararsız dalga boyunun genliği bağıın yarıçapına eşit olduğu durumda meydana gelir ve sonra kütle dengesi damla büyüklüğünü Denklem (5.56) ile hesaplanmasını sağlar.

$$d_D^3 = \frac{3\pi d_L^2}{K_L} \quad (5.56)$$

K_L en kararsız dalga boyu uzunluğudur ve Denklem (5.57) ile ifade edilir.

$$K_L = \frac{1}{d_L} \left(\frac{1}{2} + \frac{3\mu_1}{2(\rho_1 \sigma d_L)^{1/2}} \right) \quad (5.57)$$

5.2.1.3 Atomizasyon (Atomization)

Tabaka dağılımının sonucu olarak, yakıt damlacıkları kesin başlangıç koşulları ile birlikte hesaplamalı alan içerisinde uygulamaya konulur. Sonrasında damlacıklar ikincil parçalanma, dağılmaya (Taylor-Analog Dağılma modelini kullanarak), çarpışma ve birleşmeye, aerodinamik sürtünme, buharlaşma, ve duvar çarpmasına maruz bırakılır.

5.2.2 Taylor-Analog parçalanma modeli (Taylor-Analog breakup model)

Taylor-Analog-Parçalanma Modeli (TAB) [50] hollow-cone sprelerde damlacıkların ikincil parçalanması için kullanılır. TAB model karmaşık damlacıklar ve salımlı kütle sistemleri arasında bir karşılaştırmayla faydalanır. Damlacık üzerindeki kuvvet dengesi Denklem (5.58) ile hesaplanır.

$$\frac{d^2y}{dt^2} + \frac{5\mu_1}{\rho_1 r^2} \frac{dy}{dt} + \frac{8\sigma}{\rho_1 r^3} y - \frac{2\rho_g U^2}{3\rho_1 r^2} = 0 \quad (5.58)$$

t zaman, y damla bozunum parametresi, σ yüzey gerilim katsayısı, g ve l alt simgeleri ise gaz ve sıvı fazlarını belirtir. $y > 1$ [50] olduğu durumlarda parçalanma meydana gelir. Bu koşullar sağlandığı durumda damlacık parçalanması başlar ve boyutları enerji dengesiyle önce (1) ve sonra (2) şeklinde hesaplanır ve Denklem (5.59) Bu hesaplama belirtilmiştir.

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{7}{3} + \frac{1}{8} \frac{\rho_1 r_1^3}{\sigma} \left(\frac{dy_1}{dt} \right)^2 \quad (5.59)$$

Parçalanmadan sonraki damlacık boyutu r_2 Rosin-Rammler dağılımıyla saptanır [51].

5.3 Damlacık çarpışması ve birleşmesi (Droplet collision and coalescence model)

Yoğun püskürtmelerde damlacık çarpışması ve birleşmesi önemli fiziksel bir olaydır.

O'Rourke [50]'un modeli çarpışma sonucunda 3 ana olay gerçekleştiğini belirtmiştir ve bunlar;

- 1- Kalıcı birleşme
- 2- Damlacıklar çarpışmadan sonra ayrılır (Grazing)
- 3- Parçalama

şeklindedir.

Munnannur ve Reitz [52] ise yukarıdaki çarpışma sonuçlarına ek olarak birkaç çarpışma sonucu gerçekleşen aşağıdaki olaylarla ilgili öneride bulundu.

- 1- Sıçrama (Bounce)
- 2- Esneme (Stretching)
- 3- Dönüşümlü ayrılma (Reflexive separation)

Düşük Weber sayılarında, yüzey kuvvetleri sıvı üzerindeki atalet kuvvetleri domine eder ve damlacıklar kalıcı olarak birleşir. Yüksek Weber sayılarında ise, sıvı atalet kuvvetleri daha önemli olur ve çarpışmalar meydana gelir. Weber sayısının çok yüksek olması durumlarında ise atalet kuvvetleri çarpışan damlacıkların parçalanmasına yol açar ve küçük damlacık gruplarının oluşmasını sağlar.

Yukarıda bahsedilen bütün olaylar, FORTE'de doğru tahminler yapılmasını sağlamaktadır.

İki çarpışan damlacık parselinin çarpışma muhtemel sayısı denklem 5.60 ile hesaplanmaktadır.

$$v = \frac{N_1 N_2}{V_{col}} \pi (r_1 + r_2) |\vec{u}_{d,1} - \vec{u}_{d,2}| \quad (5.60)$$

N_1 ve N_2 damlacıkların sayıları, r_1 ve r_2 damlacıklar yarıçapı ve V_{col} damlacıkların kontrol hacmidir.

5.3.1 Etki çarpışma modeli yarıçapı (Radius of influence collision model)

O'Rourke'un çarpışma modelinde [50] aynı hesaplama hücresinde bulunan sprej partikülleri çarpışmaya izin verir. Silindirik bir çözüm ağı (mesh) sprej eksenine etrafındaki hücre boyutu çok küçük olabilir ve bu da çarpışmayı engeller.

Etki Çarpışma Modeli Yarıçapı (ROI) FORTE'de çarpışma damlacık prosesleri için hem çözüm ağı boyutu (mesh-size) bağımlılığını hem de zaman adımı (time-step) bağımlılığını ortadan kaldırmak için kullanılır. ROI methodunda bir partikül diğer partikülün etki yarıçapı içerisindeyse çarpışmaya izin verir. Belirli bir parselin çarpışma ortakları parselin merkez konumunda bulunan bir etki alanı içerisinde aranır. Bu alanda yer alan tüm parseller merkez parsel ile çarpıştığından dolayı olası parsel ortaklarıdır. Bu yaklaşım CFD üzerindeki çözüm ağı (mesh) boyutu bağımlılığını ortadan kaldırır [53].

Time-step bağımlılık sorunu da Munnannur tarafında 2007 yılında araştırılmış [54] ve bir partikülün ortalama yolu hücre uzunluğunun bir kısmı olacak şekilde seçilmelidir. ROI yaklaşımını kullanarak her hücre için ortalama çarpışma zamanı (mean collision time, MCT) Denklem (5.61) ile ifade edilir.

$$\Delta t_{col} = \frac{C_{col}}{u_{d,max,cell}} \cdot \frac{R_{inf}}{N_{cell}^{1/3}} \quad (5.61)$$

$u_{d,max,cell}$ bir hücredeki maksimum damlacık hızı, R_{inf} etki yarıçapı, N_{cell} hücredeki parsellerin sayısı ve C_{col} sabit bir sayıdır.

FORTE her hücre parselinde MCT için ROI yaklaşımını temel alarak hesaplama yapar.

$$\Delta t_{col} = \frac{C_{col}}{u_d} \cdot \frac{R_{inf}}{N_{ROI}^{1/3}} \quad (5.62)$$

u_d ortalama damlacık hızı, N_{ROI} etki alanındaki parsel sayısı. Δt_{col} hesaplamalı time-step'ten düşük olması durumunda Δt_{col} hesaplamalı time-step gibi seçilir. Eğer Δt_{col} time-step'ten daha büyükse, zaman Δt_{col} 'ya ulaştığı zaman çarpışma meydana gelir.

ROI modelinde etki yarıçapı giriş parametresi FORTE’de Munnannur [54] tarafından önerilen değer ile yapılmıştır.

5.3.2 Çarpışma mesh modeli (Collision mesh model)

ROI modeline ek olarak FORTE, çarpışma modelinin çözüm ağı (mesh) bağımlılığını azaltmak amacıyla alternatif bir yaklaşım içerir ve çarpışma mesh modeli olarak adlandırılır [55]. Bu model görünüşteki bir silindirik çarpışma çözümü (mesh) CFD hesaplamalı çözüm ağından (mesh) ayırır. Çarpışma mesh modeli eşeksenli sprey ile birlikte bir silindirik koordinat sistemini temel alır. Tahmin edilen sprey yapısının eksenel simetriğinin çok azalması durumunda, çarpışma mesh her adımında sprey eksenine etrafından rastgele bir açıyla döndürülür. Bu method da aynı örgü hücresinde bulunan parsellere çarpışma için izin verilir.

5.4 Çok Bileşenli Damlacık Buharlaşma Modeli (Multi-Component Droplet Vaporization Model)

FORTE sprey damlacıklarının buharlaşması için farklı bir çok bileşenli (DMC) yakıt-buharlaşma modeli kullanıyor [56]. DMC modelinde damla gaz arayüzünü saran gaz karışımından ısı akısının tespit denklemi yarı sürekli enerji denkleminin yaklaşık bir çözümünden elde edilir. Model yakıtın her bileşeninin proses yönüne bakılmaksızın izlenmesi için formüle edilmiştir.

DMC buharlaşma modeli buharlı bileşenlerin herhangi bir kimyasal reaksiyon geçirmeden sonlu bir sayısından oluşan küresel sıvı damlacıkların durumunu ele alır. Radyasyon ve Soret ve Dufour etkileri varsayımlarda göz ardı edilir.

5.4.1 Sıvı faz denge denklemi

Küresel sıvı damlacık içerisine çevredeki gazın emilmeden, sıvı yakıt dağılımındaki değişiklik için korunum denkleminin genel formu Denklem (5.63) ile ifade edilmiştir.

$$\frac{d}{dt} = \left(y_{i,1} \rho_1 \frac{4}{3} \pi R^3 \right) = \dot{m}_i 4\pi R^2 \quad (5.63)$$

y_i sıvı damlacıktaki bileşenin kütle oranı, ρ_1 sıvı yakıtın kütle yoğunluğu, R damlacık yarıçapı, \dot{m}_i türlerin birim alan başına buharlaşma oranı.

Damlacık ve çevredeki gaz karışımından oluşan iki faz sistem için sıvı damlacık enerjisinin değişikliği enerjinin korunum denkleminde oluşur ve Denklem (5.64) ile hesaplanmaktadır.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\int_0^R c_{v,1} \rho_1 4\pi^2 r^2 T(r) dr \right) &= \frac{d}{dt} \left(c_{v,1} \rho_1 \frac{4}{3} R^3 T_d \right) \\ &= 4\pi R^2 (q_i - \dot{m} c_{v,1} T_s) \end{aligned} \quad (5.64)$$

$c_{v,1}$ sıvı yakıtın özgül ısısı, ρ_i birim alan başına iç damlacık yüzeyinden ısı transfer oranı, T_d ve T_s ortalama damlacık sıcaklığı ve yüzey sıcaklığıdır.

5.4.2 Gaz fazı için korunum denklemleri

Gaz fazındaki türlerin korunum denklemlerinin taşınım bölümü Denklem (5.65) ile hesaplanır.

$$\frac{d}{dt} (\rho y_i) + \nabla \cdot (\rho y_i \mathbf{u}) = \nabla \cdot (\rho D_i \nabla y_i) + S_{g,i} \quad (5.65)$$

\mathbf{u} ve ρ gaz karışımının sırasıyla hız ve yoğunluğu, y_i ve D_i türlerin kütle oranı ve difüzyon katsayısı, i ve $S_{g,i}$ ise buharlaşma kaynak terimidir.

Denklem (5.65)'in basınç ve hava için düzenlenmiş hali Denklem (5.66) ile belirtilmiştir.

$$\frac{d}{dt} (\rho y_F) + \nabla \cdot (\rho y_F \mathbf{u}) = \nabla \cdot (\rho \bar{D} \nabla y_F) + S_g \quad (5.66)$$

y_F yakıt türlerinin toplam kütle oranı, \bar{D} yakıt türlerinin ortalama difüzyon katsayısı ve S_g ise toplam buharlaşma kaynak terimidir.

Enerji korunum denklemi gaz fazı için Denklem (5.67)'de gösterilmiştir.

$$\begin{aligned} \bar{C}_p \frac{\partial}{\partial t} (\rho T) + \bar{C}_p \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} T) \\ = \nabla \cdot \lambda \nabla T + (\bar{C}_{PF} \bar{D}_F - C_{PA} \bar{D}) + \rho \nabla y_F \cdot \nabla T \end{aligned} \quad (5.67)$$

T sıcaklık, k ısı iletkenlik katsayısı, \bar{C}_p karışım özgül ısısı, C_{PA} havanın özgül ısısı ve özgül ısı ve yakıt türlerin difüzyon katsayısının sonucunun ortalama değeridir.

5.4.3 Buhar-Yakıt Denge Durumu

Sıvı damlacık ve çevreleyen gaz arasındaki ara denge, sıvı faz (l) ve gaz fazı (v) kimyasal potansiyellerin eşit olduğu varsayımına dayanır. Yakıt buharının yüzey kütle oranı Raoult's kanunu kullanılarak saptanır. Raoult's kanunu Denklem (5.68) ile ifade edilmektedir.

$$p_{i,v} = x_{i,v}P = x_{i,l}P_{sat,i} \quad (5.68)$$

p_i türlerin kısmi basıncı, i damlacık yüzeyinde buhar fazı, $P_{sat,i}$ türlerin buhar basıncı x ise mol oranıdır ve alt simgeler v, l sırasıyla buhar ve sıvı fazlarının simgeleri. Türlerin buhar basıncı Clausius-Clapeyron denklemi ile verilir.

5.4.4 Yüzey sıcaklığının belirlenmesi

Damlacığın yüzey sıcaklığı damla ve çevreleyen gaz arasındaki ara yüzeyde kütle ve ısı transfer dengesi tarafından tespit edilir. Isı transferi, damlacığın içerisinden yüzeye doğru meydana gelen ısı transferi (q_i) ve dış gazdan yüzeye doğru gerçekleşen ısı transferi (q_o) olmak üzere iki rejime ayrılır. Yüzeydeki buharlaşma için gerekli olan ısının ısı transfer denge oranı Denklem (5.69) ile hesaplanmaktadır.

$$L(T_s)\dot{m} = q_i + q_o \quad (5.69)$$

$L(T_s)$ yüzey sıcaklığındaki yakıtın gizli ısı, T_s ve \dot{m} kütle buharlaşma oranıdır. Dış akı için efektif ısı transfer katsayısı iç difüzyon ve Stefan flow etkileriyle birlikte enerji denkleminin buhar fazından yaklaşık bir çözümle saptanmıştır ve Denklem (5.70) ile ifade edilmektedir [56].

$$\dot{m}L(T_s) = h_{i,eff}(T_d - T_s) + \frac{\kappa \bar{C}_p \dot{m}}{\exp\left(\frac{2r_o \bar{C}_m}{\lambda Nu} - \frac{(C_A)(y_{Fsur} - y_{Fo}) Sh}{\lambda Nu}\right) - 1} (T_{sur} - T_s) \quad (5.70)$$

$h_{i,eff}$ damlacık içindeki ısı transfer katsayısı, λ ısı sınır tabakanın kararsız eşdeğer kalınlığı, r_o damlacık çapı, Sh Sherwood sayısı, Nu Nusselt sayısı, C_p yakıt buharı içeren gaz karışımının ortalama özgül ağırlığı, K Ra ve Reitz tarafından tanımlanan [57] korelasyon faktörü (correlation factor), yakıt ve hava arasındaki enerji akısının iç difüzyon farkı, $\rho(\bar{C}_{PF}\bar{D}_F - C_{PA}\bar{D}_F)$, \bar{D}_F yakıt türlerinin ortalama difüzyon

katsayısı, y_{Fo} ve y_{Fsur} arayüzeydeki ve uzak yüzeydeki yakıtın sırasıyla kütle oranları, T_{sur} çevredeki gaz sıcaklığıdır.

Damlacık yüzeyindeki kütle transferi kütle transfer oranı denklemi ile Spalding's transfer sayısının [53] kullanılmasıyla hesaplanır ve Denklem (5.71) ile gösterilmektedir.

$$\dot{m} = g_m \ln(1 + B_m) \quad (5.71)$$

g_m kütle transfer katsayısı ve $g_m = Sh \bar{D}^2 R$ ile ifade edilir, B_m ise Spalding's transfer sayısındır ve $(y_{Fs} - y_{Fsur}) / (1 - y_{Fs})$ ile hesaplanmaktadır.

5.4.5 Kaynama modeli (Modeling boiling)

Kaynama modeli 3 temel yapıya dayanır ve bunlar:

- 1- Damlacık küresel formunu koruduğu taktirde yüzey bozunumu ihmal edilebilir.
- 2- Damlacıkların iç olaylar yüzünden (mikro-patlamalar) aniden parçalanması gerçekleşmez.
- 3- Damlacık yüzey sıcaklığı denge durumu geçerli olduğu sürece kaynama sıcaklığında kalır.

şeklindedir.

Kaynama formülasyonu Denklem (5.72) ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{m}L(T_b) = (h_{i,eff} + \alpha_{sh})(T_d - T_b) + \frac{\kappa \bar{C}_p \dot{m}}{\exp\left(\frac{2r_o \bar{C}_m}{\lambda Nu} - \frac{(C_A)(y_{Fsur} - 1) Sh}{\lambda Nu}\right) - 1} (T_{sur} - T_b) \quad (5.72)$$

$h_{i,eff}$ doyma sıcaklığındaki ısı transfer katsayısı, α_{sh} çekirdeklenme ile ısı transferin artışıdır.

6. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR (HAD) SİMÜLASYONU

6.1 Geometrik Özellikler

Tez çalışmasında 6 silindirli 14 litrelik turbo şarj direk enjeksiyonlu dizel kamyon motorun yanma analizi FORTE-Reaction Design programı kullanılarak yapılmıştır. Turbo-charger ve Intercooler sistemi mevcuttur. Modeli oluştururken ilk olarak genel motor özellikleri olarak bilinen silindir sayısı, silindir çapı (bore), strok, sıkıştırma oranı, biyel kolu uzunluğu, swirl sayısı, enjektör tipi, enjektör delik çapı, sprej açısı, Common rail basıncı, emme manifoldu açılması, ve egzoz manifoldu kapanması değerleri girilmiştir. Kullanılan motorun özellikleri Çizelge 6.1’de ve çalışma koşulları Çizelge 6.2’de verilmiştir.

Çizelge 6.1: Motor özellikleri.

Güç[kw]	91,5
Çap x Strok[mm]	136 x 160
Sıkıştırma Oranı	16
Biyel Kolu Uzunluğu[mm]	304
Swirl Sayısı	1
Valf Zamanlamaları	IVC = -165° aBDC EVO = 110° bBDC
Yakıt Enjektör Tipi	Common rail
Enjektör Delik Sayısı	8
Enjektör Delik Çapı[mm]	0,196
Rail Basıncı[bar]	1200
Sprej Açısı	152°

Çizelge 6.2: Çalışma koşulları.

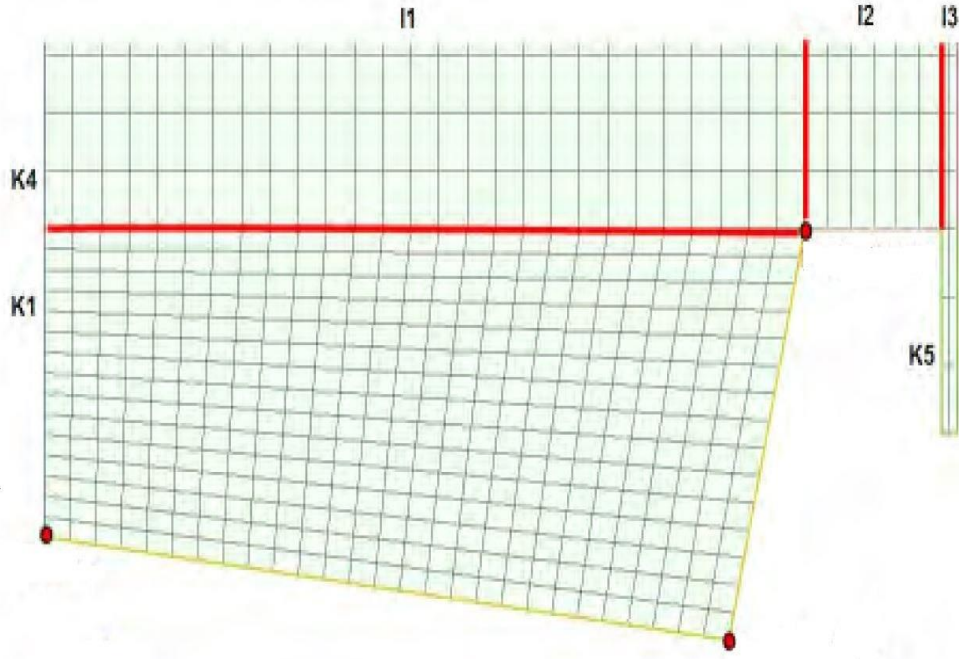
Motor hızı (rpm)	1300
Emme Subabı Kapandığı Andaki Sıcaklık, IVC (K)	385
Emme Subabı Kapandığı Andaki Basınç, IVC (bar)	1,8
Enjeksiyon Başlangıcı (dcA)	-20°
Enjeksiyon Süresi (dcA)	10°
Yakıt Kütlesi (mg/st)	0,68
EGR Yüzdesi (%)	%0
Yakıt Fazlalık Katsayısı (Equivalence Ratio)	0,50

FORTE’de yanma analizi yapılırken tam model yapıldığı gibi sektör model de yapılması mümkündür. Tam model yanma analizi çalışılırken ICEM-CFD veya KIVA gibi programlarda tam geometrinin yüzey ağı oluşturulduktan sonra model FORTE’ye aktarılabilir. Sektör çalışması sırasında ise programdaki çeşitli piston çanakları kullanılır.

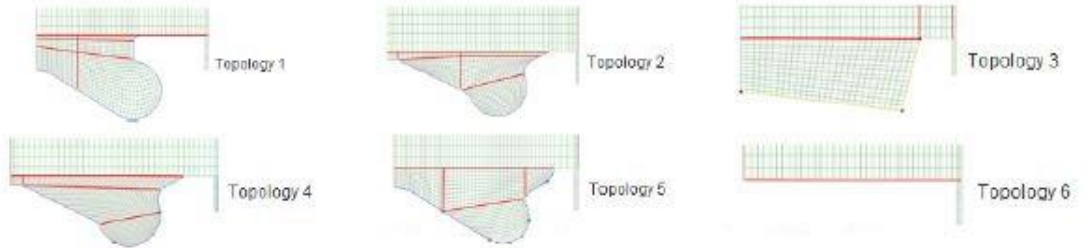
6.2 Piston Geometrisi ve Kinematığı

Piston geometrimizin ölçülerini FORTE’ye girerek istediğimiz piston çanak geometrisinin oluşumu yapılır. Bunun dışında gerekli parametreler girildiği koşulda analiz süreleri kısaltılabilir. Örneğin; sadece yanma prosesi incelenmek isteniyorsa yanma başlamadan önceki gerekli parametrelerin girilmesi analiz için yeterlidir.

Şekil 6.1 ve 6.2’de FORTE’deki piston çanak şekilleri (topology 1, topology 2, topology 3, topology 4, topology 5, topology 6) görülmektedir.

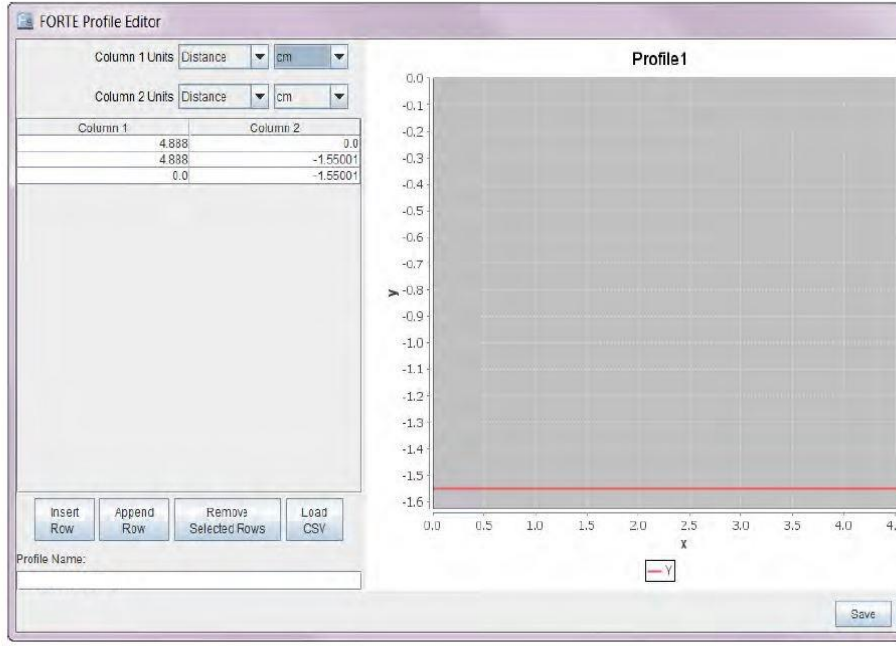


Şekil 6.1: Piston çanak şekli [58].



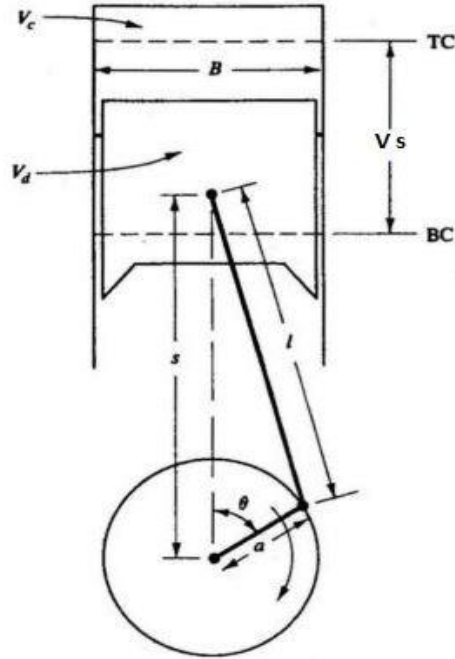
Şekil 6.2: Piston çanak şekilleri [58].

Şekil 6.3'de FORTE içerisinde piston çanak geometrisini oluşturmak gerekli olan parametrelerin girildiği kısım görülmektedir. Herhangi bir CAD programından alınan koordinatlar satır ve sütunlara girilerek piston çanak geometrisi oluşturulur.



Şekil 6.3: Piston çanak parametreleri [58].

Şekil 6.4'te piston-silindir sisteminin temel büyüklükleri gösterilmiştir. Burada B silindir çapını, TC üst ölü noktayı, BC alt ölü noktayı, S piston tarafından süpürülen silindir içi uzunluğu, a krank mili yarıçapını, l biyel kolu uzunluğunu, V_c açıklık hacmini ve θ ise krank açısını tanımlamaktadır.



Şekil 6.4: Silindir piston sistemi [23].

Süpürülen hacim Denklem (6.1) 'de ifade edilmiştir.

$$V_d = \frac{\pi B^2}{4} S \quad (6.1)$$

Motorun krank açısına bağlı olan hacmi $V(\theta)$ ise Denklem (6.2) ile verilmiştir.

$$V(\theta) = V_c \left\{ 1 + \frac{1}{2} (r_c - 1) \left[\frac{1}{a} + 1 - \cos \theta - \sqrt{\left(\frac{1}{a}\right)^2 - \sin^2 \theta} \right] \right\} \quad (6.2)$$

Piston tarafından süpürülen silindir içi uzunluk, S , ve anlık hız, U_p , sırasıyla Denklem (6.3) ve Denklem (6.4) ile gösterilmiştir.

$$S(\theta) = a \cos \theta + \sqrt{l^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad (6.3)$$

$$U_p = \bar{U}_p \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{R^2 - \sin^2 \theta}} \right] \quad (6.4)$$

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

6.3 Modelin Kurulması

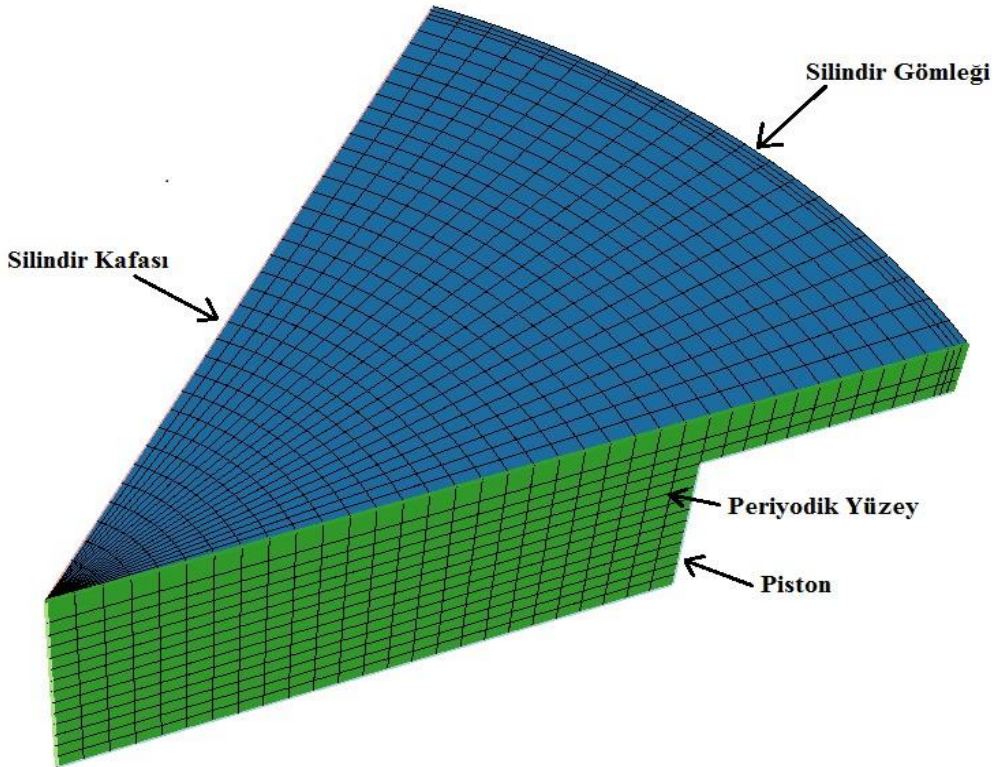
Tez çalışmasında sektör 45° analiz yapılmıştır. Dizel motor analizlerinde genellikle sektör yaklaşımı kullanılır. Böylelikle çözüm ağı çok daha küçük yaratılabilir ve simülasyon tam model simülasyona göre çok daha kısa sürede gerçekleştirilir. Ancak bu uygulamalar benzinli motorlarda bujinin simetriği bozduğundan dolayı yapılamaz. Sektör analizinde enjektörlerin silindir kafalarına dik ve merkez eksenlerine yerleşimi ile piston geometrisinin simetrik olması imkanı sağlanmıştır. Yapılan analizin süresi emme valfinin kapandığı krank açısından başlayıp egzoz valfinin açıldığı krank açısına kadarki geçen süredir. Analizlerde farklı türbülans modelleri kullanılmış olup elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bunun dışında yanma sonucu oluşan emisyonlar elde edilmiş ve farklı EGR sistemlerinin

hem bu emisyon değerlerine hem de yanma performansına etkileri incelenmiştir. Analizlerde çözümleri kısıltmak amacıyla 4 silindirin tamamının yaklaşık aynı verimde olduğu kabul edilmiştir. Bu sayede tek silindir incelenmiştir. Enjektör özelliklerinin tanımlanması ve çözümleri aşamaları FORTE programında gerçekleştirilmiştir. Giriş manifoldlarından biri swirl (yatay) hareketi arttırken diğeri ise tumble (dikey) hareketi arttıracak şekilde tasarlanmiştır.

6.4 Ağ Yapısı

FORTE’de 3 boyutlu ağ çalışması kalın ve ince olmak üzere iki çözümleri oluşturulmuş olup sırasıyla 50000 ve 500000 hücre kullanılmıştır. Deneysel sonuçlarla karşılaştırma sonucu ince çözümleri ağının vermiş olduğu sonuçlar deneysel verilere daha yaklaşık olduğu için analize ince çözümleri ağıyla devam etme kararı alınmıştır. Örnek piston çanak geometrilerinden piston, üç boyutlu geometrisinin ölçülerine göre oluşturulmasından sonra gerekli çözümleri ağ parametreleri girilerek FORTE’de otomatik olarak çözümleri ağ yapısı kurulur.

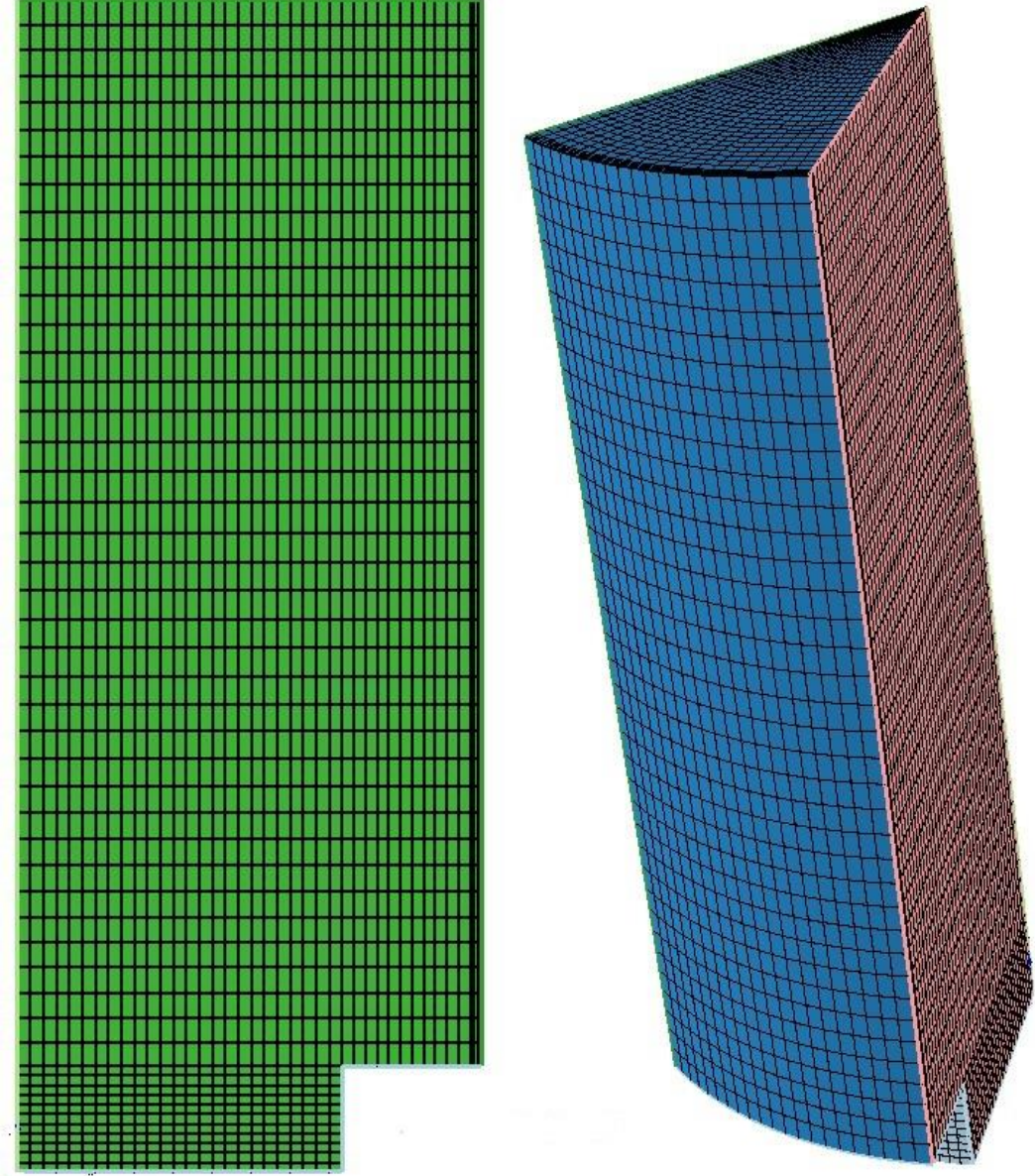
Sekizde birlik sektör alınarak gerçekleştirilen çözümlerde çözümleri ağ ve sınır şartları Şekil 6.5 ile belirtilmiştir.



Şekil 6.5: Sektör çözümleri ağ.

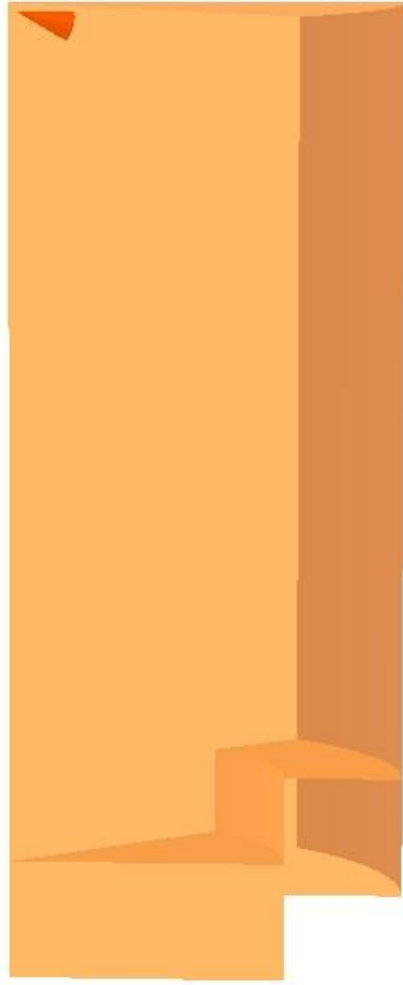
Piston sıcaklığı, liner sıcaklık ve silindir kafası sıcaklığı 500 K seçilmiştir. Genellikle dizel motorların yanma analizinde yapılan optimizasyonlar sonucu bu değerler yaklaşım olarak kullanılmaktadır.

Piston emme subabı kapandığı durumda (-165° CA) iken çözüm ağı görünüşü Şekil 6.6'da gösterilmiştir.



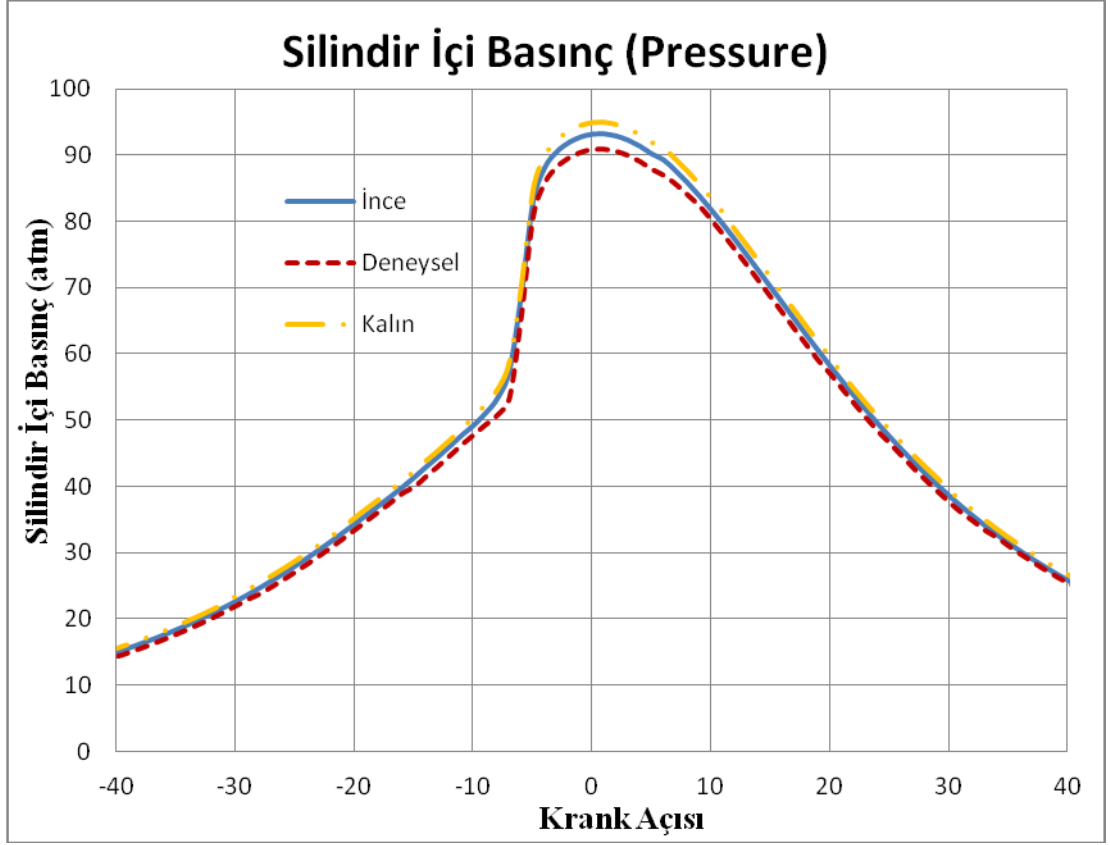
Şekil 6.6: Piston AÖN'da iken çözüm ağı.

Enjektörün Silindir içerisindeki konumu Şekil 6.7’de belirtilmiştir.



Şekil 6.7: Enjektörün silindir içindeki konumu [58].

Çözüm ağının uygulanması sonucu elde edilen basınç (pressure) ve açığa çıkan ısı miktarı (Net Heat Release) deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış buna göre yorumlanması yapılmıştır.



Şekil 6-8: Kalın ve ince çözümler için silindir içi basınç.

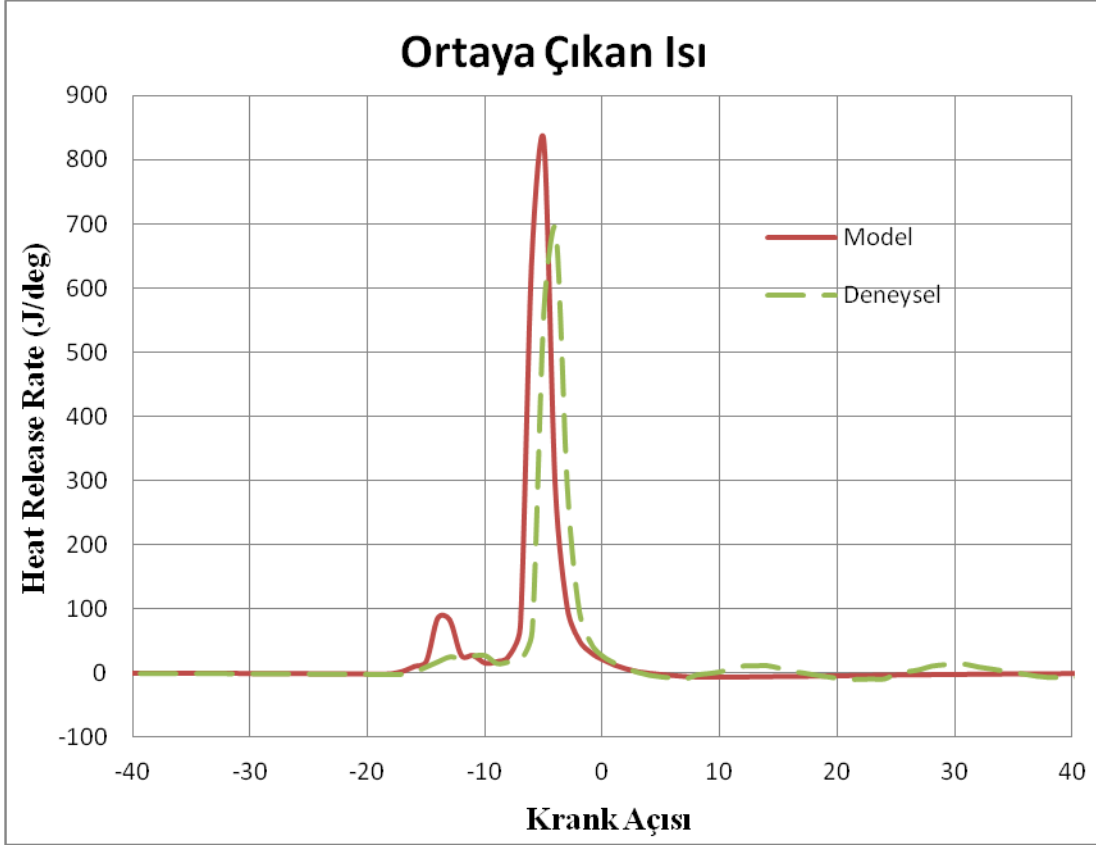
Şekil 6.8 incelendiği zaman tutuşma başlangıcından yanma oluşuncaya kadar geçen sürede kalın çözüm ağı, ince çözüm ağı ve deney arasındaki silindir içi basınç değerleri farkı görülmektedir. Kalın çözüm ağı ile deneysel arasında %6,66'lık bir hata görülmektedir. İnce çözüm ağına bakıldığı durumda ise deney ile arasında %4'lük bir hata mevcuttur. Bu yüzden analize ince çözüm ağı ile devam edilmiştir.

FORTE'de açığa çıkan ısı miktarı basınç profilinden otomatik olarak hesaplanır ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılması gereklidir.

Açığa çıkan ısı miktarı Denklem (6.5) ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{dQ}{dCA} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dCA} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dCA} \quad (6.5)$$

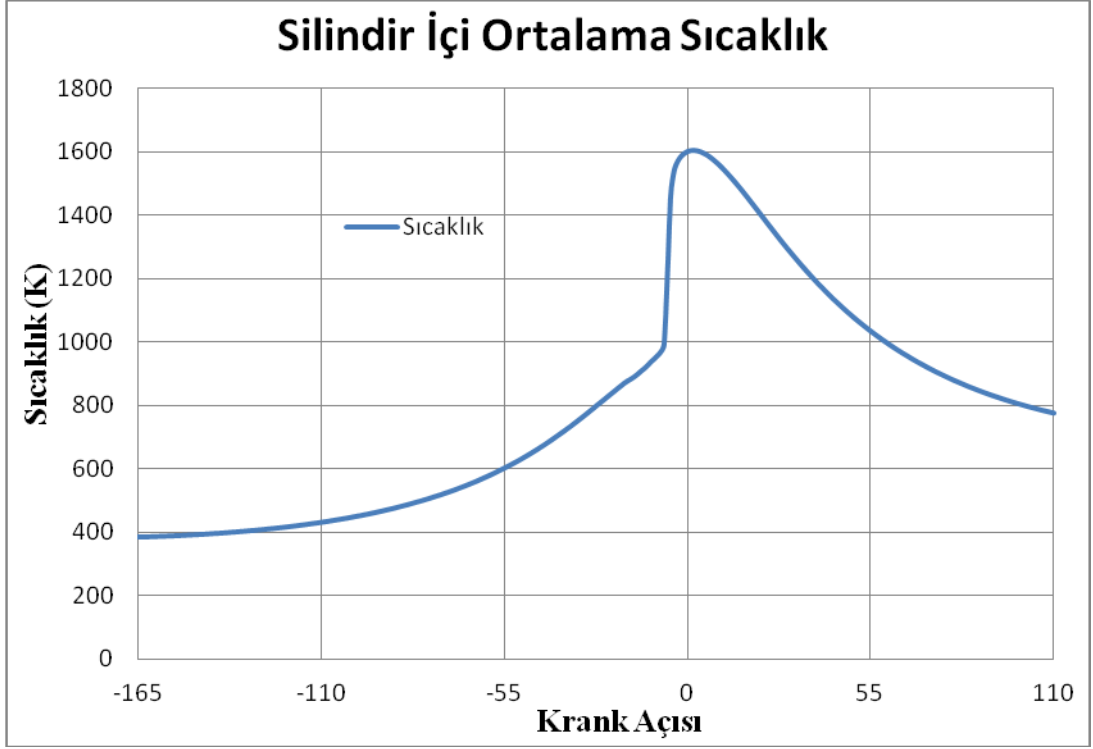
Q toplam ısı miktarı, dQ/dCA krank açısı başına ortaya çıkan ısı miktarı ve birimi genellikle J/derece V silindir içi hacim (anlık hacim), p silindir içi basınç ve γ özgül ısı oranı olarak kabul edilmektedir.



Şekil 6.9: Krank açısı başına ortaya çıkan ısı miktarı.

Model ile deneysel sonuç arasındaki ortaya çıkan ısı miktarındaki farklılıklar Şekil 6.9'da görülmektedir. Deneysel sonuçlar ile model arasındaki silindir içi maksimum basınç farkları ortaya çıkan ısı miktarında açık bir şekilde görülmektedir. Tutuşma başlangıcındaki model ile deneysel sonuç arasındaki silindir içi basınç farkı düşük olmasına rağmen ortaya çıkan ısı miktarında bu fark net bir biçimde görülmektedir.

Şekil 6.10'da silindir içi ortalama sıcaklık, Şekil 6.11'de ise silindir içi oluşan maksimum sıcaklıklar görülmektedir. Üst ölü noktaya yakın yanmanın başladığı ve buna bağlı olarak sıcaklık değerlerindeki yüksek artış her iki şekilde de görülmektedir.



Şekil 6.10: Silindir içi ortalama sıcaklık.



Şekil 6.11: Silindir içi maksimum sıcaklık.

Genellikle dizel motorlarda enjeksiyonun başladığı krank açısı -30 ile -12 arasındaki erken enjeksiyon, -12 ile 0 arasında standart enjeksiyon, 0 ile 15 arasında ise geç enjeksiyon olarak kabul edilir. Model incelendiği zaman enjeksiyonun erken enjeksiyon zamanında gerçekleştiği görülmektedir. Erken enjeksiyonun avantajı homojen karışımın daha iyi bir seviyede olmasıdır. Dizel motorların belki de en büyük dezavantajı yakıtın buharlaşarak hava ile yeteri kadar homojen karışım oluşturması için gereken sürenin olmamasıdır. Erken enjeksiyon durumunda bu yönde bir iyileşme gerçekleşir. Günümüzde geleneksel dizel motorlarında is ÜÖN'ya (TDC) çok yakın olarak enjeksiyon başlangıcı gerçekleşir [21].

Şekil 6.11 incelendiğinde -7° CA'da patlama başlangıcı olduğu görülüp maksimum sıcaklığa ulaşan eğrinin benzinli motor karakteristiğini andıran bir doğrultu içerisinde olduğu görülebilir.

Şekil 6.12'deki konturlar ise yakıt damlacıklarının sıcaklıklarının artmasının ve damlacıkların buharlaşmasını göstermektedir. Yakıt püskürtülmeye başladığı andan itibaren sıcaklık artışlarına ve buna bağlı olarak yakıt damlacıklarının buharlaşmaları ve buharlaşan yakıt ile havanın karışımı sonucunda karışımın tutuşma sıcaklığına ulaşmasıyla patlama başlangıcı ve yanmanın gerçekleşmesi görülebilir. Yakıt püskürtülmeye başladığı andan itibaren silindir içi sıcaklığın yüksek olmasıyla ısınır ve buharlaşır. Bunun sonucunda yakıt hava karışımı meydana gelir ve karışım içerisindeki yakıt buharının kendi kendine tutuşma sıcaklığına ulaşması sonucunda tutuşma başlar, patlama gerçekleşir ve yanma başlar.

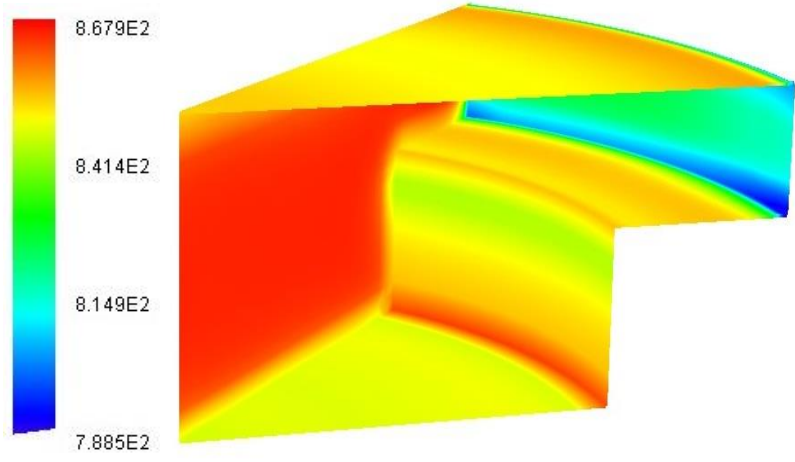
Parçacık Sıcaklığı

Contour : Temperature
Units: K

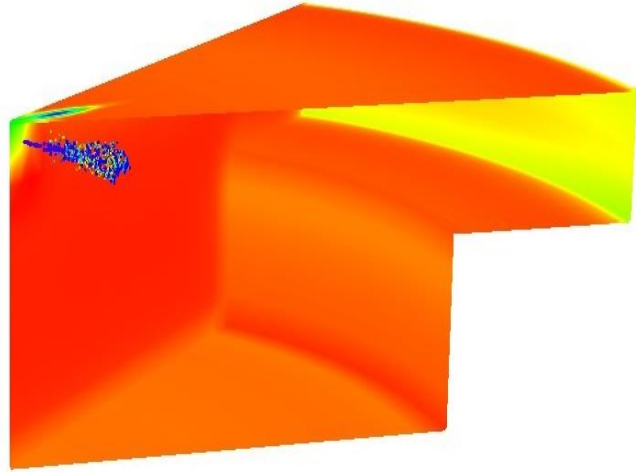
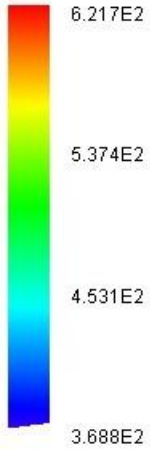
Silindir İçi Sıcaklık

Contour : Temperature
Units: K

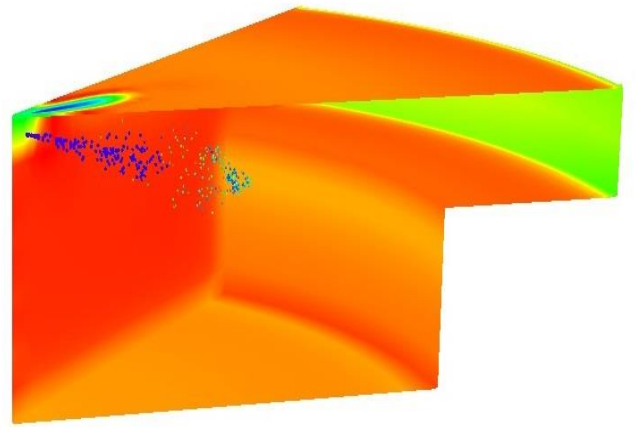
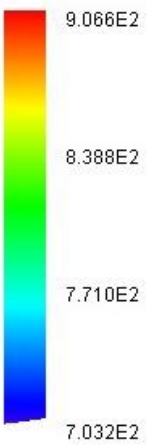
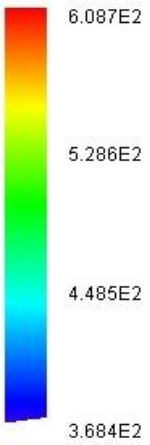
-20° CA



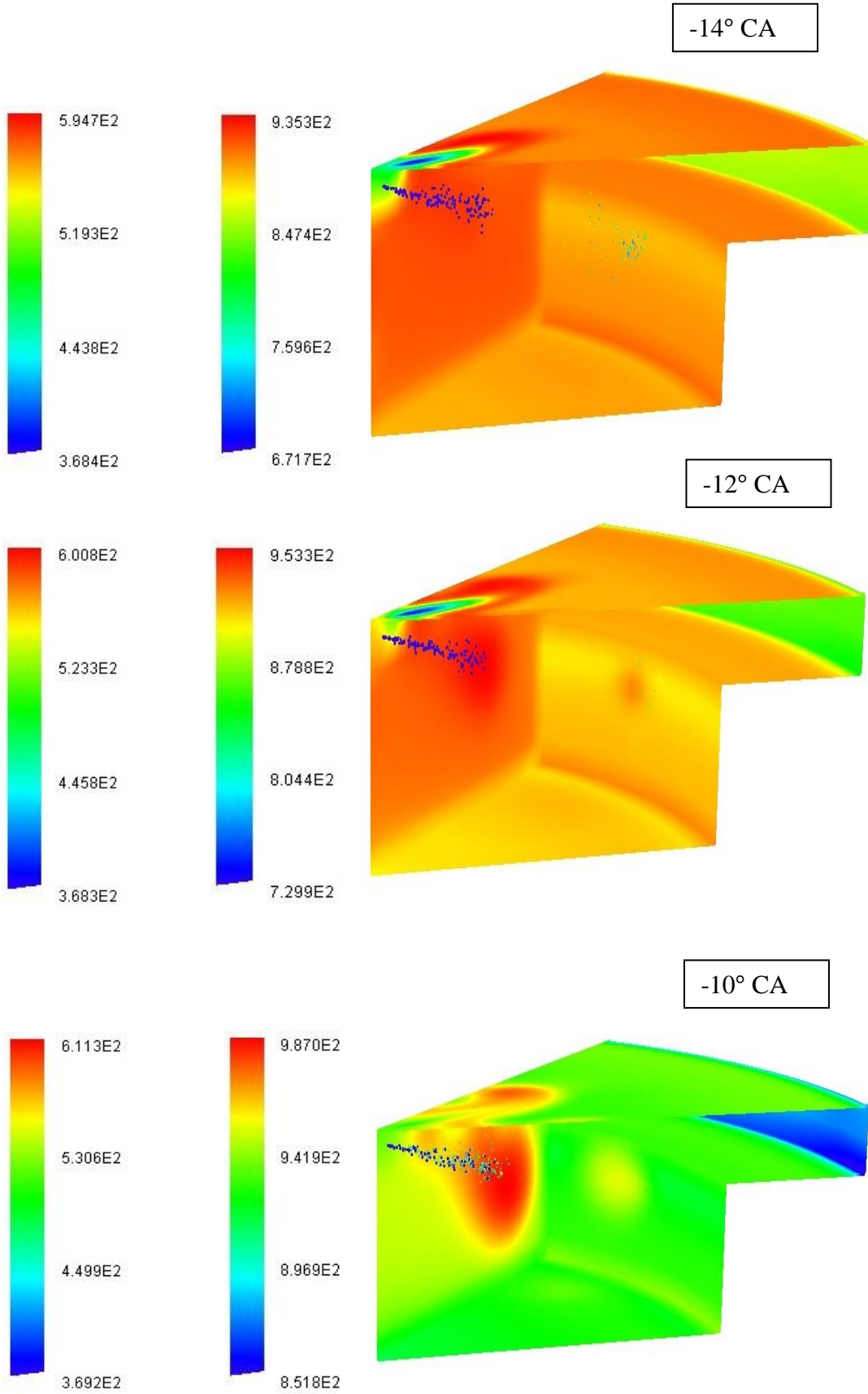
-18° CA



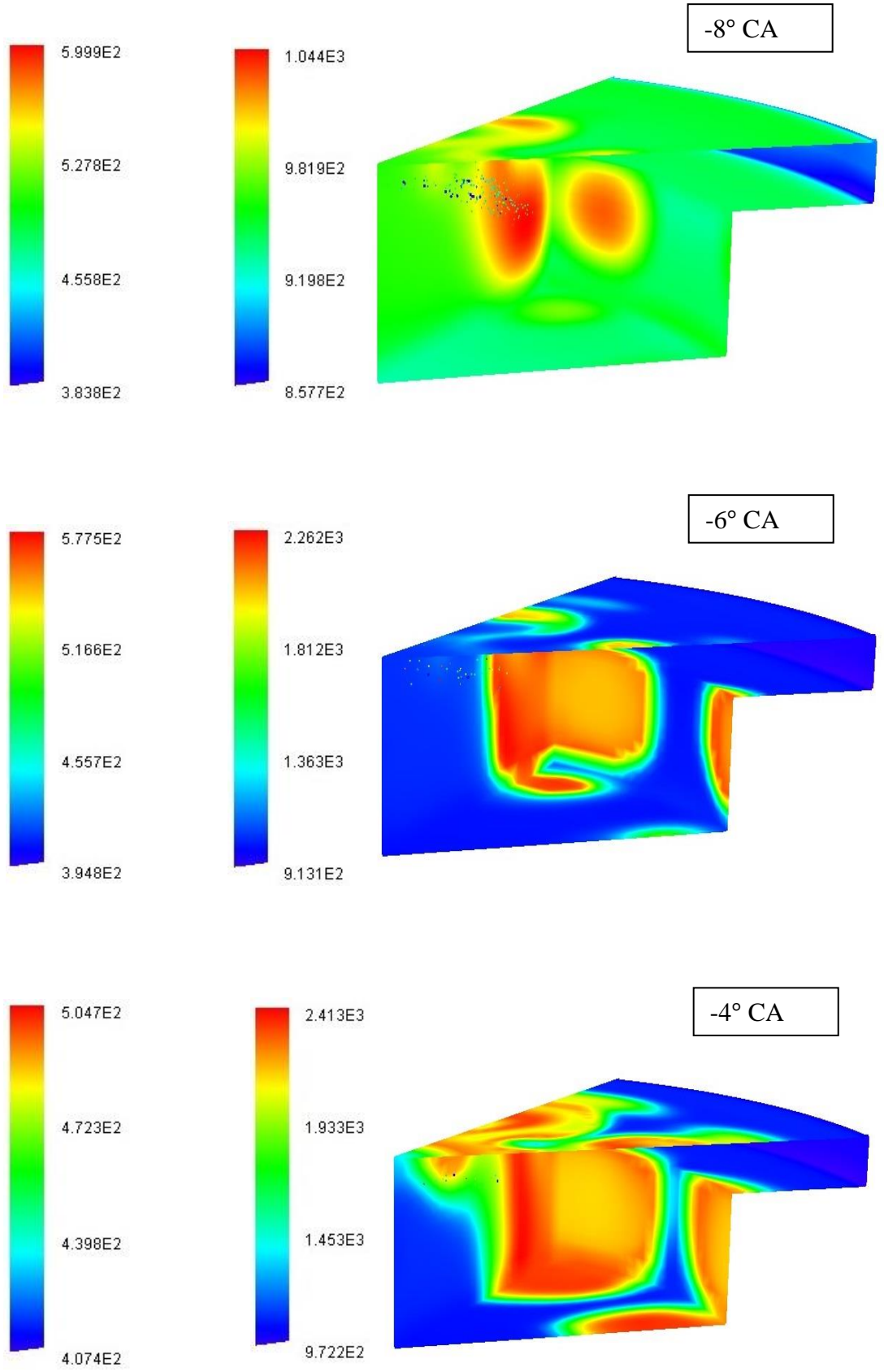
-16° CA



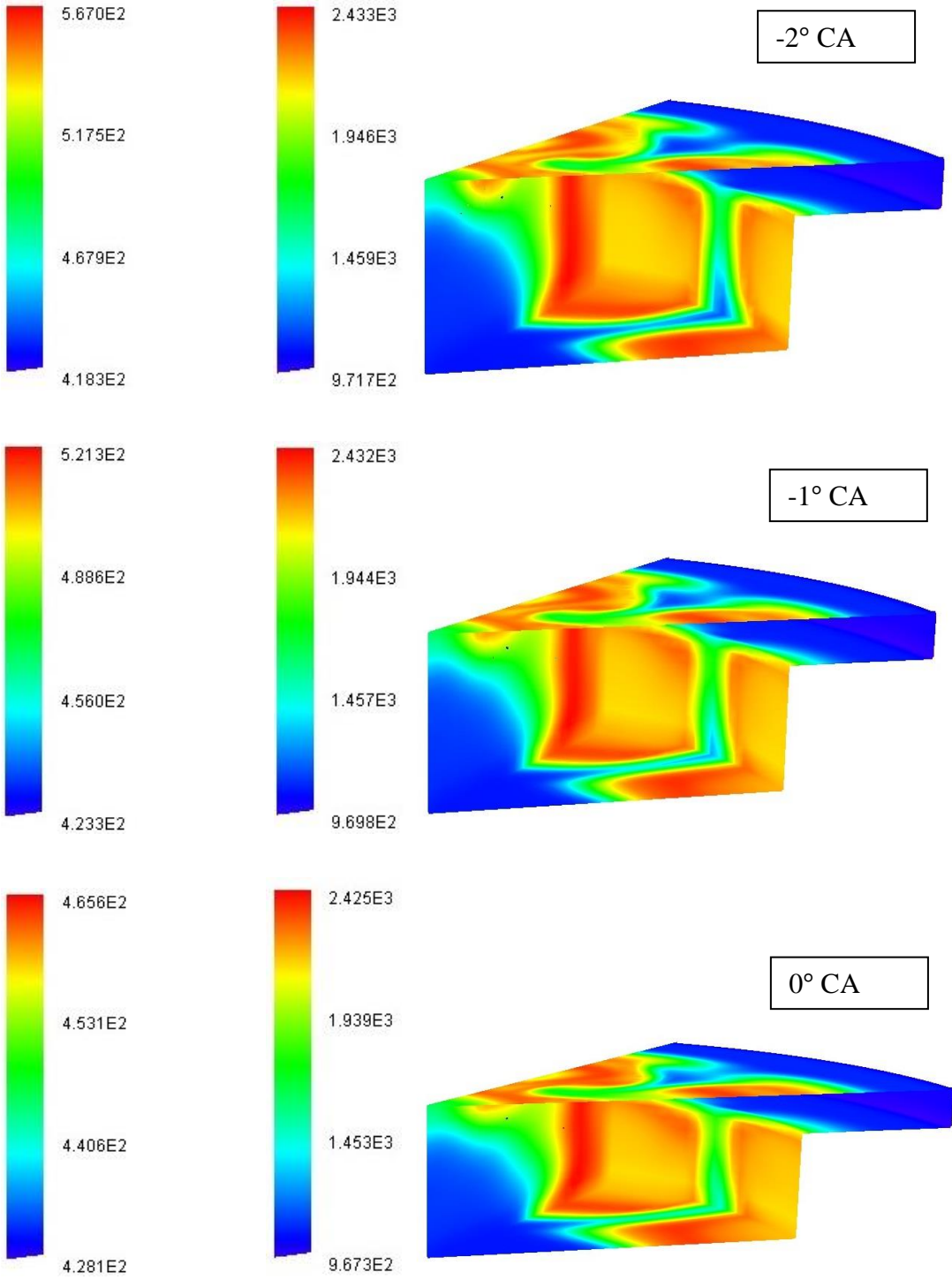
Şekil 6.12: Yakıt parçacık ve silindir içi sıcaklık konturları.



Şekil 6.12 (devam): Yakıt parçacık ve silindir içi sıcaklık konturları.



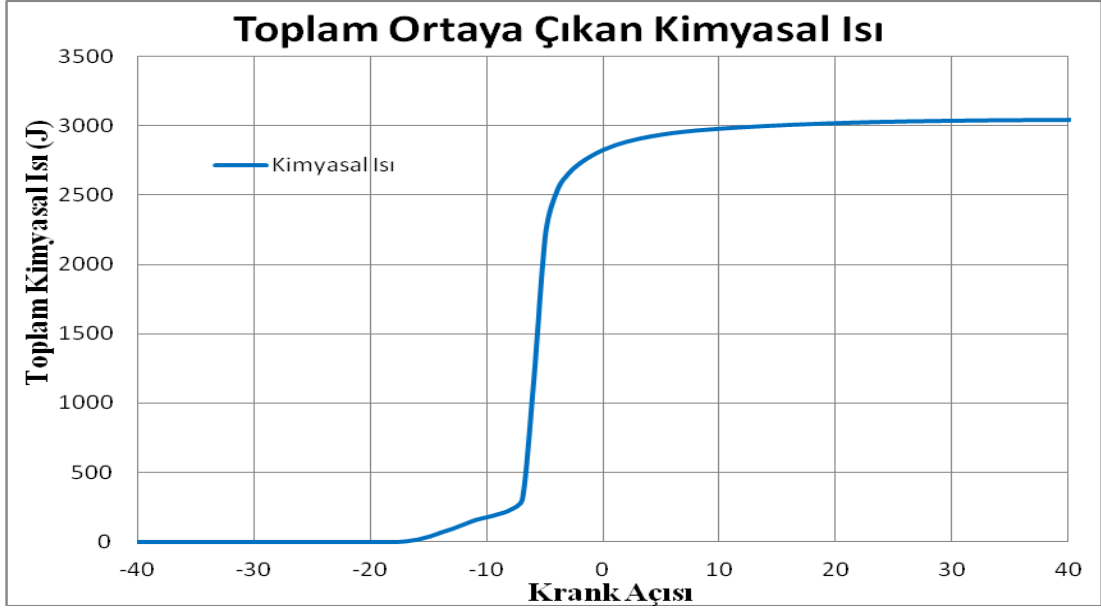
Şekil 6.12 (devam): Yakıt parçacık ve silindir içi sıcaklık konturları.



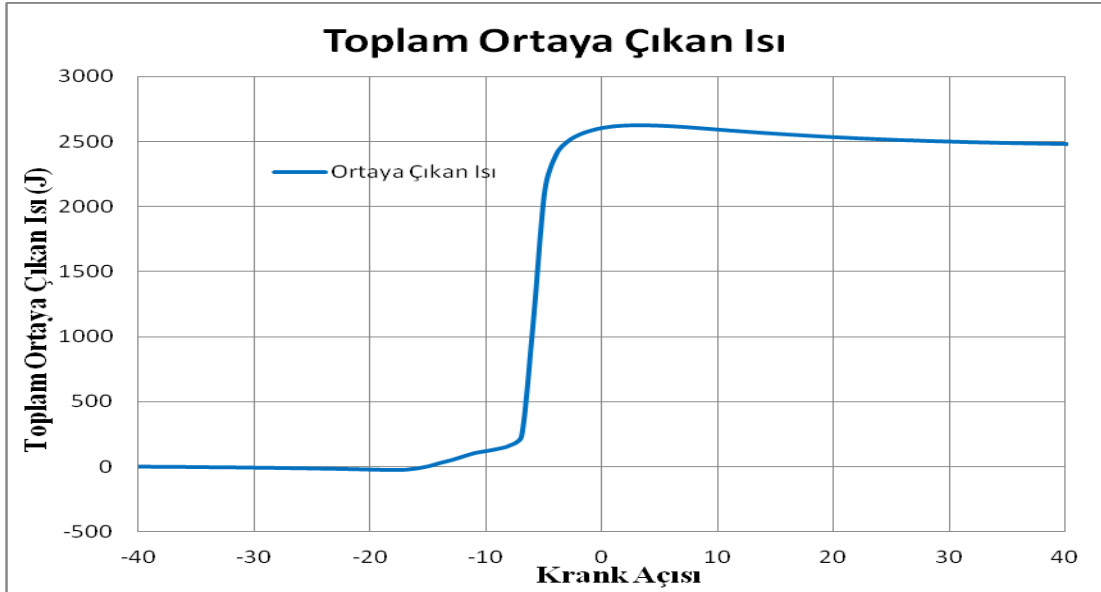
Şekil 6.12 (devam): Yakıt parçacık ve silindir içi sıcaklık konturları.

Yanma sırasında toplam ortaya çıkan kimyasal ısı ve toplam ortaya çıkan ısı sırasıyla Şekil 6.13 ve Şekil 6.14'te verilmiştir. Enjeksiyon yapıldıktan sonra yakıtın tutuşması ve yanmanın başlamasıyla ortaya çıkan ısı miktarlarının arttığı

görülmektedir. Ortaya çıkan ısı miktarları yanmanın sona ermesi sonucu sabitlenmiştir.



Şekil 6.13: Silindir içi ortaya çıkan kimyasal ısı değişimi.

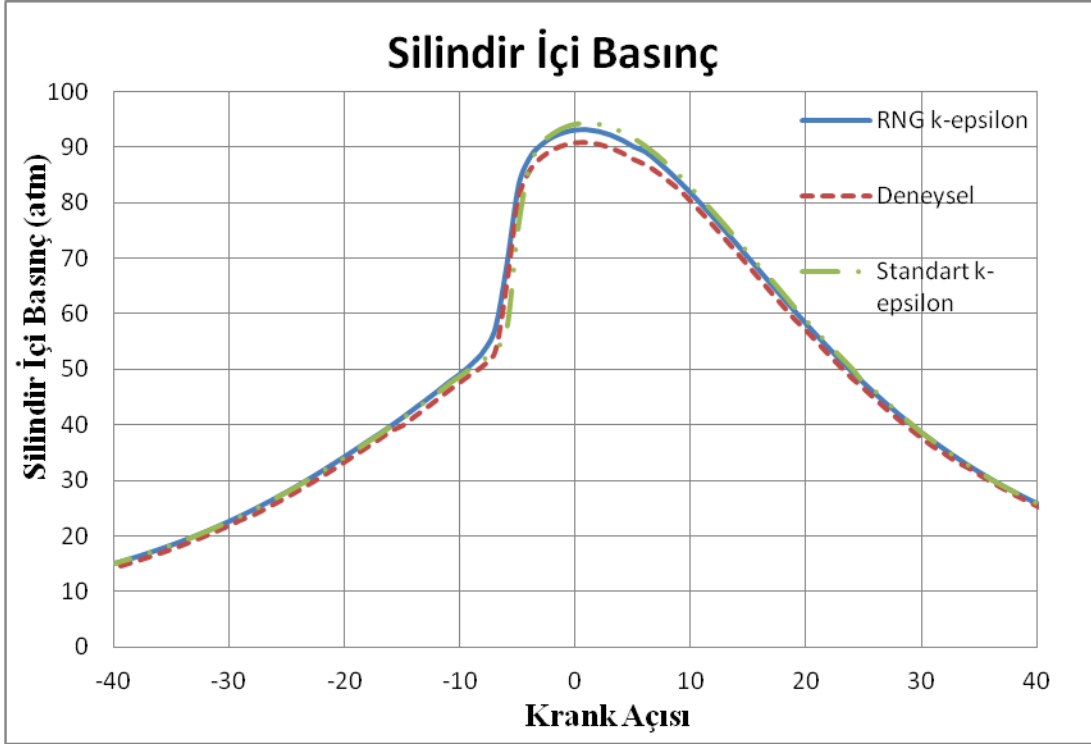


Şekil 6.14: Silindir içi toplam ortaya çıkan ısı miktarı değişimi.

6.4.1 Türbülans modelleri arasında karşılaştırma

FORTE'de daha önceden de Türbülans modelleri kısmında ayrıntılı olarak bahsedilen RNG k-epsilon ve Standart k-epsilon türbülans modelleri mevcuttur. Genellikle reaktif tasarımlarda RNG k-epsilon modeli sprey ve motor simülasyonları için daha çok tercih edilir. Bunun nedeni ise sprey modelleri yıllarca bu model için kalibrasyon yapılarak motor yanma simülasyonlarında daha doğru sonuçlar verir hale

getirilmiştir. Bu kısımda Standart k-epsilon türbülans modeliyle de çalışma yapılmış olup RNG k-epsilon türbülans modeliyle arasındaki farklar incelenecektir.

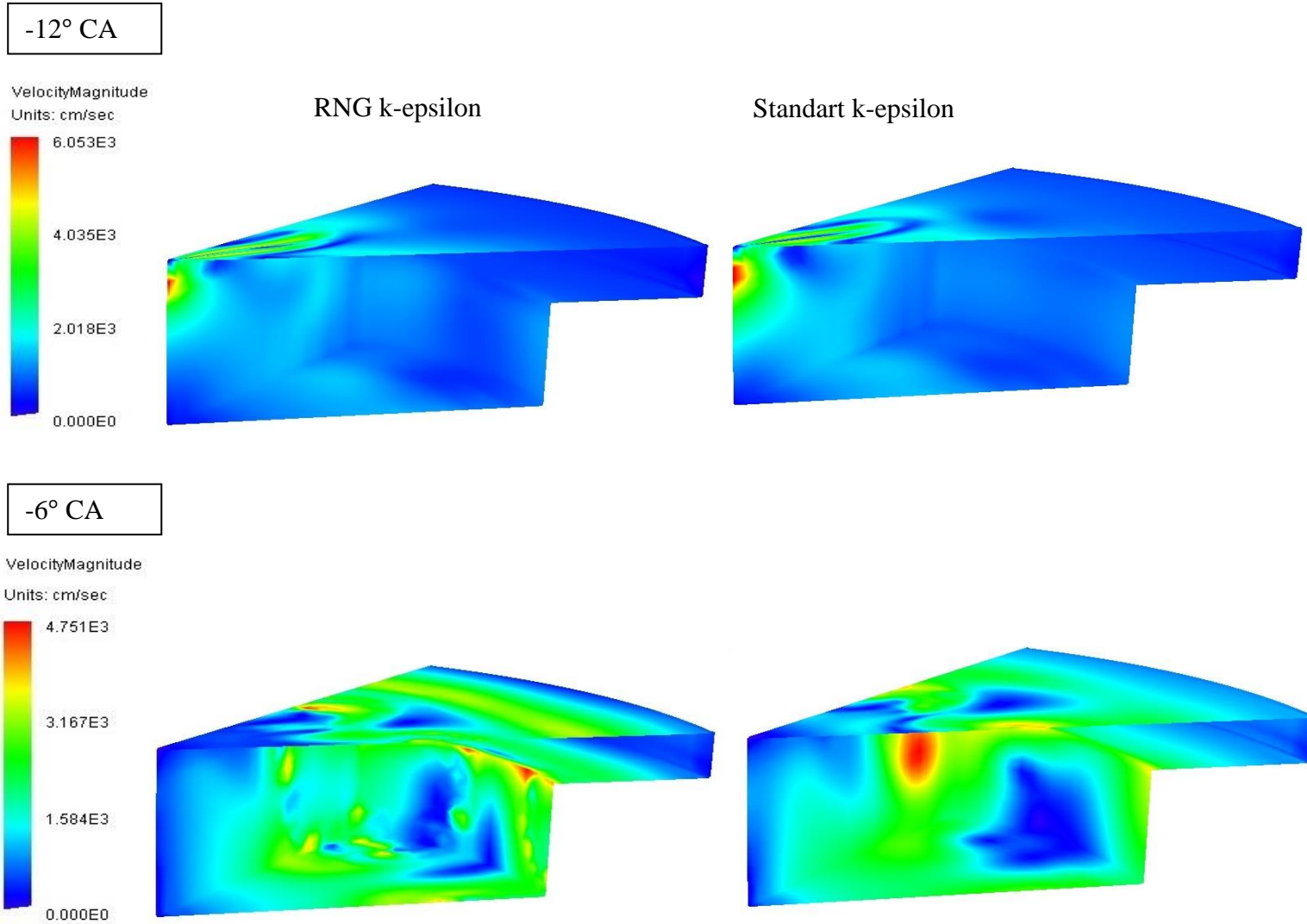


Şekil 6.15: RNG ve Standart k-epsilon türbülans modellerine sahip çözüm ağlarının silindir içi basınç karşılaştırmaları.

Şekil 6.15'e bakıldığında RNG k-epsilon ve Standart k-epsilon türbülans modelleri arasındaki fark özellikle en yüksek silindir içi basınç değerlerinde görülmektedir. RNG k-epsilon türbülans modeline dikkat edilecek olursa Standart k-epsilon türbülans modeline göre yaklaşık %2'lik bir iyileşme meydana gelmiştir. Bu yüzden RNG k-epsilon türbülans modeli bu tez çalışmasında tercih edilmiştir.

Zaman adımı sıkıştırma stroku esnasında $6,41 \times 10^{-5}$ saniye seçilip enjeksiyon başlangıcı, yanma süresi ve genişleme stroku esnasında zaman ayrıştırma hatalarını en aza indirmek amacıyla $1,28 \times 10^{-5}$ saniye seçilmiştir.

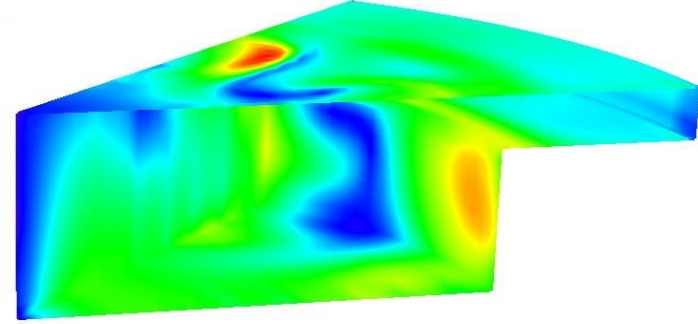
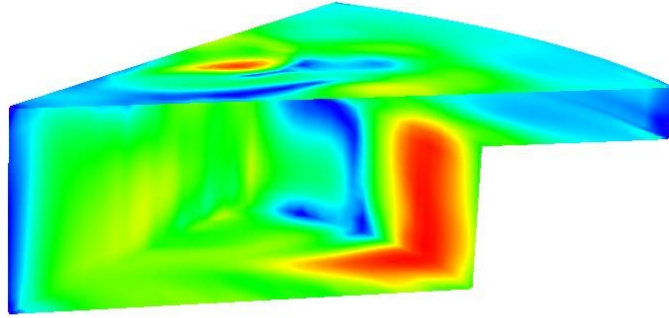
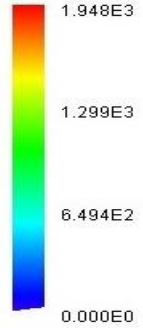
Şekil 6.16'da farklı türbülans modellerindeki hız konturları görülmektedir. RNG k-epsilon türbülans modeline bakıldığı zaman hız kontur değerlerinin daha yüksek olduğunu ve daha iyi bir türbülans meydana getirdiği görülmektedir.



Şekil 6.16: Farklı türbülans modellerindeki hız konturları

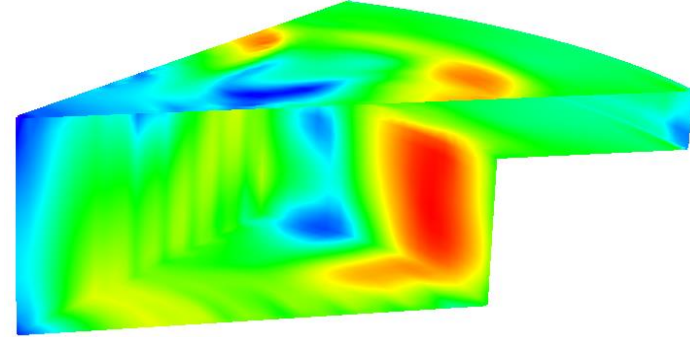
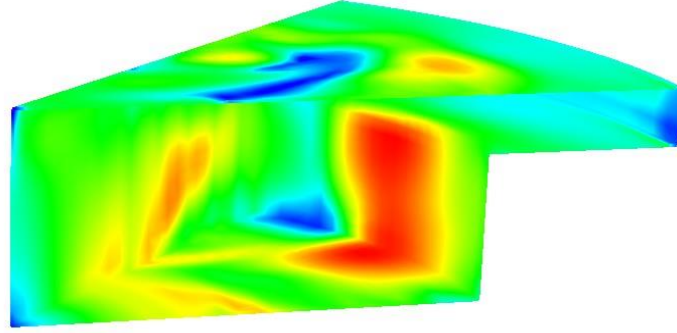
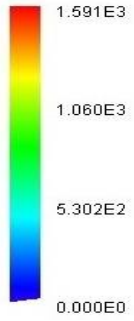
-0° CA

VelocityMagnitude
Units: cm/sec

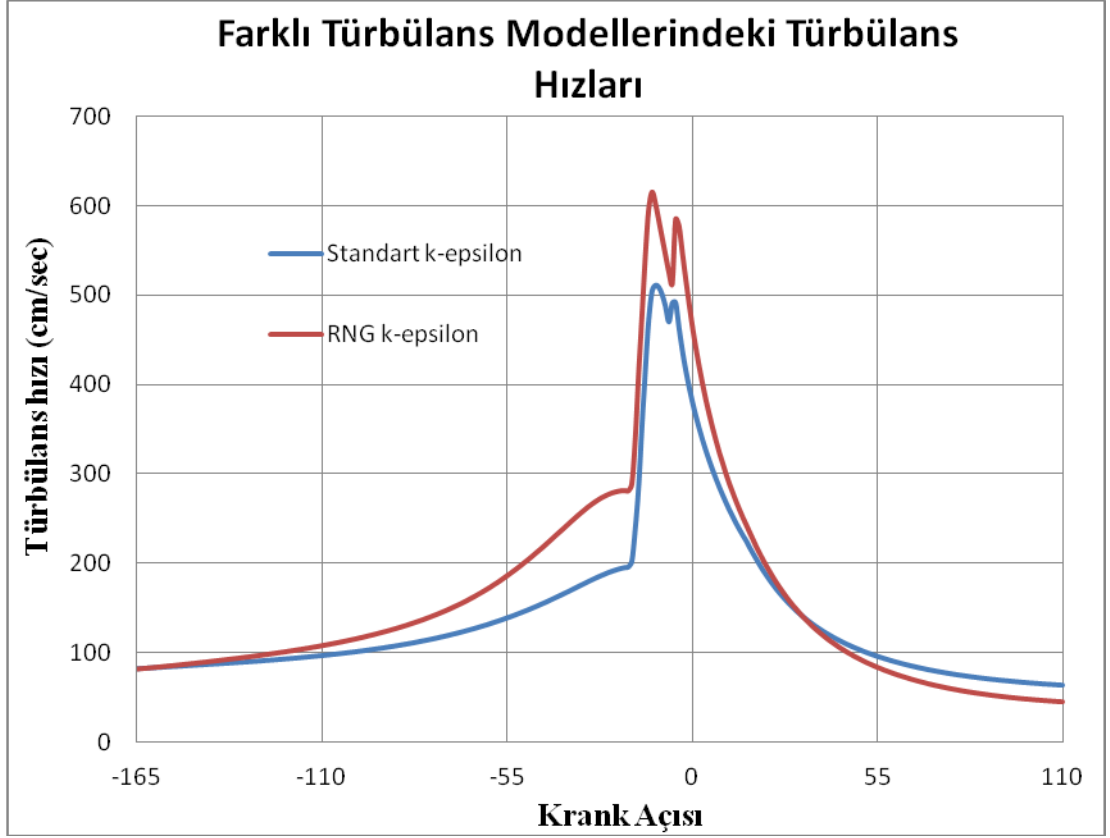


6° CA

VelocityMagnitude
Units: cm/sec



Şekil 6.16 (devam): Farklı türbülans modellerindeki hız konturları.

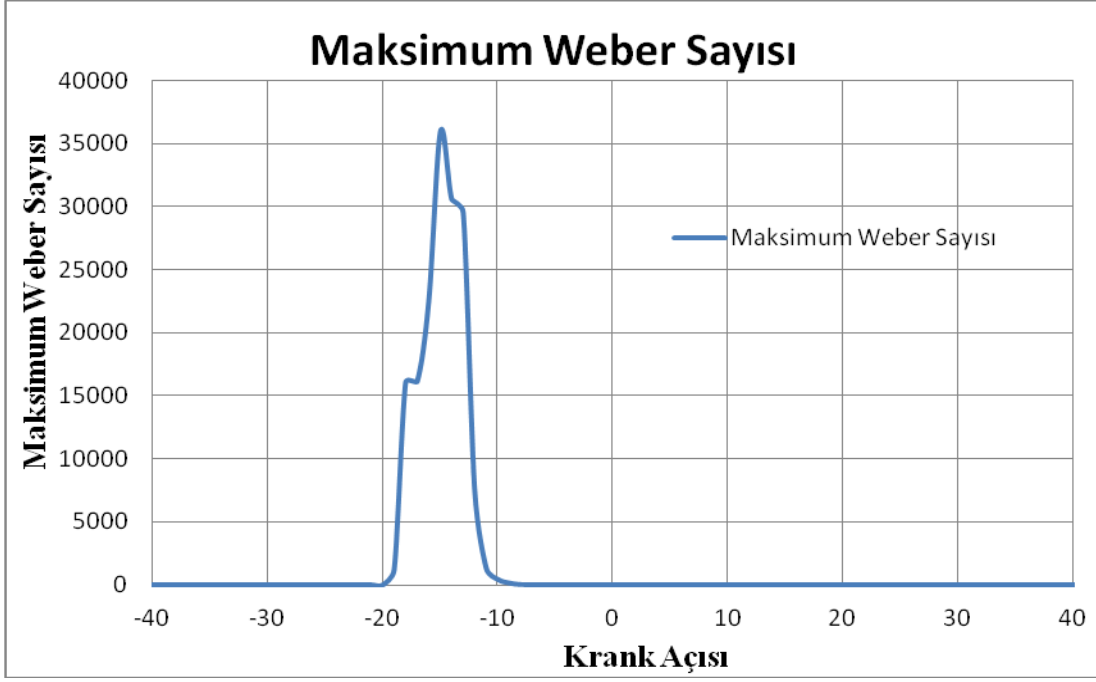


Şekil 6.17: Farklı türbülans modellerindeki hız profilleri.

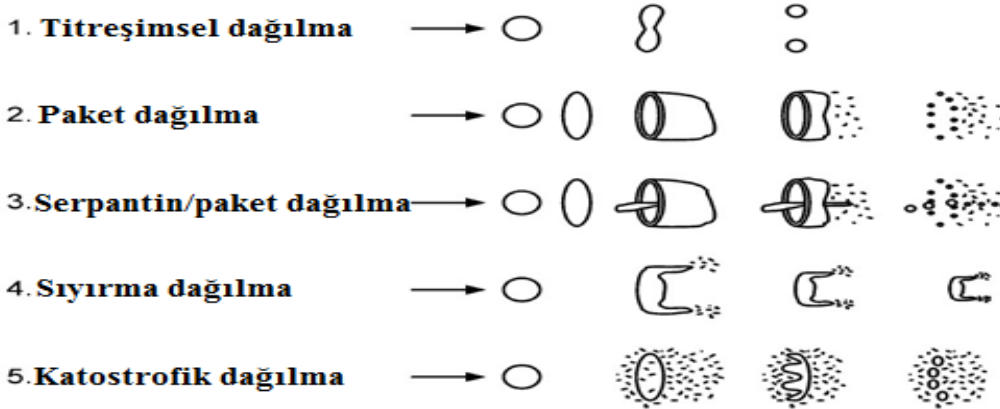
Şekil 6.17’de RNG k-epsilon türbülans modelinin türbülans hızının Standart k-epsilon türbülans modelinin türbülans ızından yanma sırasında daha yüksek olduğu görülmektedir. RNG k-epsilon türbülans modelinin hava yakıt karışımının Standart k-epsilon modeline göre daha homojen bir hale getirdiği söylenebilir.

6.4.2 Sprey özellikleri

Damlacık Çarpışması ve Birleşmesi bölümünde anlatıldığı üzere Weber sayısı aerodinamik (dinamik basınç) ve yüzey gerilim kuvvetlerinin oranını temsil eder. Şekil 6.18’de maksimum weber sayısının değerleri görülmektedir. Weber sayısının değerine göre damlacık parçalanmaları çeşitlidir. Weber sayısının >1000 olması durumunda temel damlacıkların katstrofil parçalanmasıyla çok küçük çaplı damlacıkları oluşturduğu düşünülür. Şekil 6.19’da katstrofik parçalanmanın nasıl meydana geldiği görülmektedir.



Şekil 6.18: Maksimum Weber sayısı.



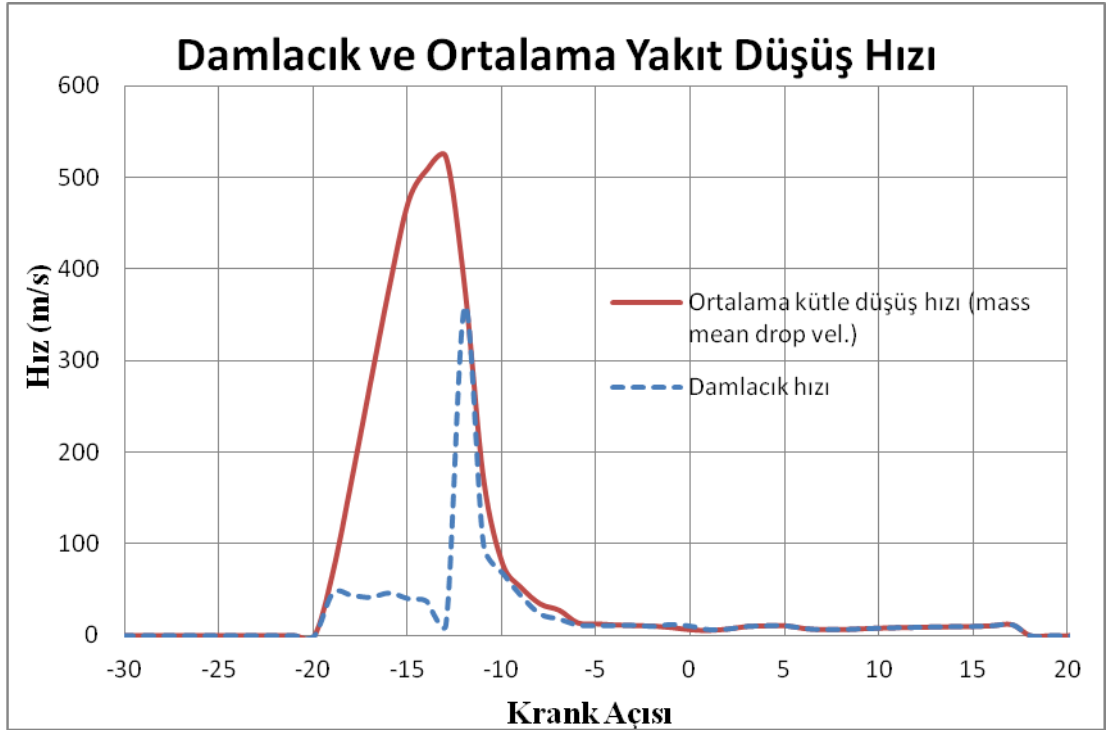
Şekil 6.19: Wierzba'ya göre damlacık parçalanma rejimleri.

Şekil 6.20'de damlacık oluşum hızlarının püskürtme başladıktan belli bir zaman sonra çok hızlı bir şekilde arttığı, bu artıştan sonra da damlacıkların buharlaştığı görülmektedir ve buna bağlı olarak da damlacık oluşum hızının azaldığı görülmektedir.

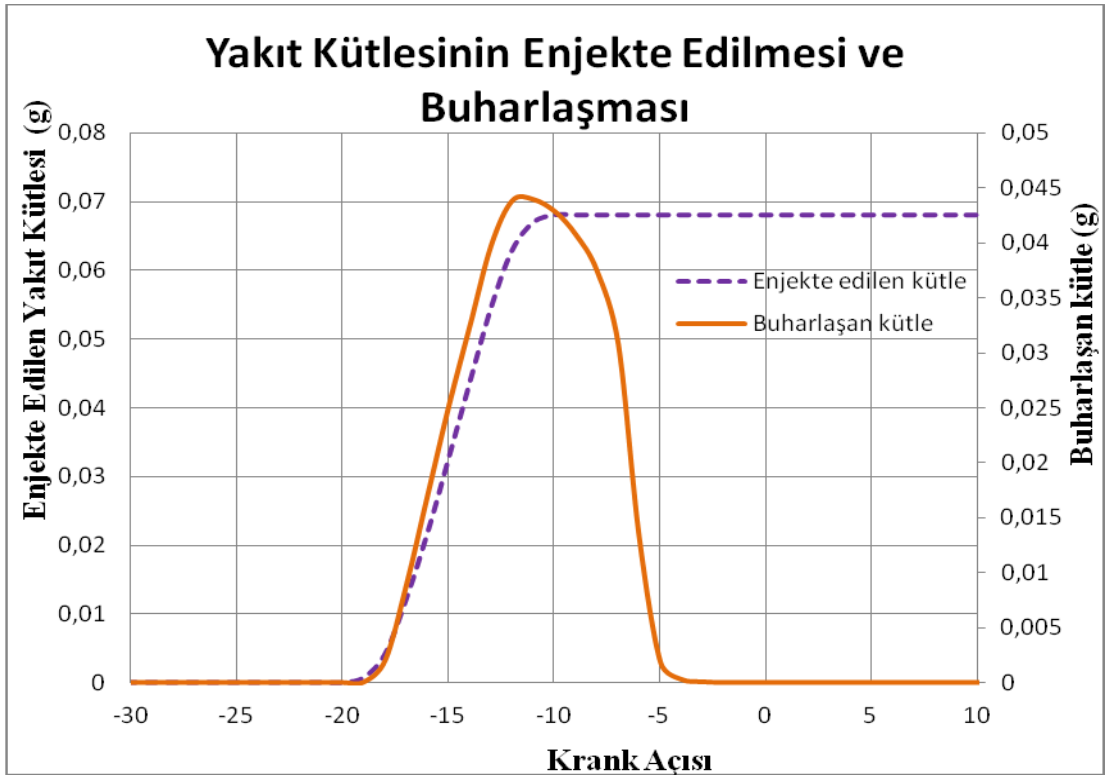
Yakıtın silindir içerisindeki dağılımının iyi olabilmesi için ortalama yakıt kütlesi düşüş hızlarının da yüksek mertebelerde olduğu görülmektedir.

Şekil 6-21'de püskürtme esnasında yakıt damlacıkları silindir içerisindeki yükselen sıcaklık sayesinde hızlı bir şekilde buharlaşmaya başladığı ve patlama esnasında

buharlaşan yakıt kütesinin minimum olduğu görülmektedir. Yanma esnasında ise damlacıkların hepsi buharlaştığı için buharlaşan kütenin olmadığı görülmektedir.

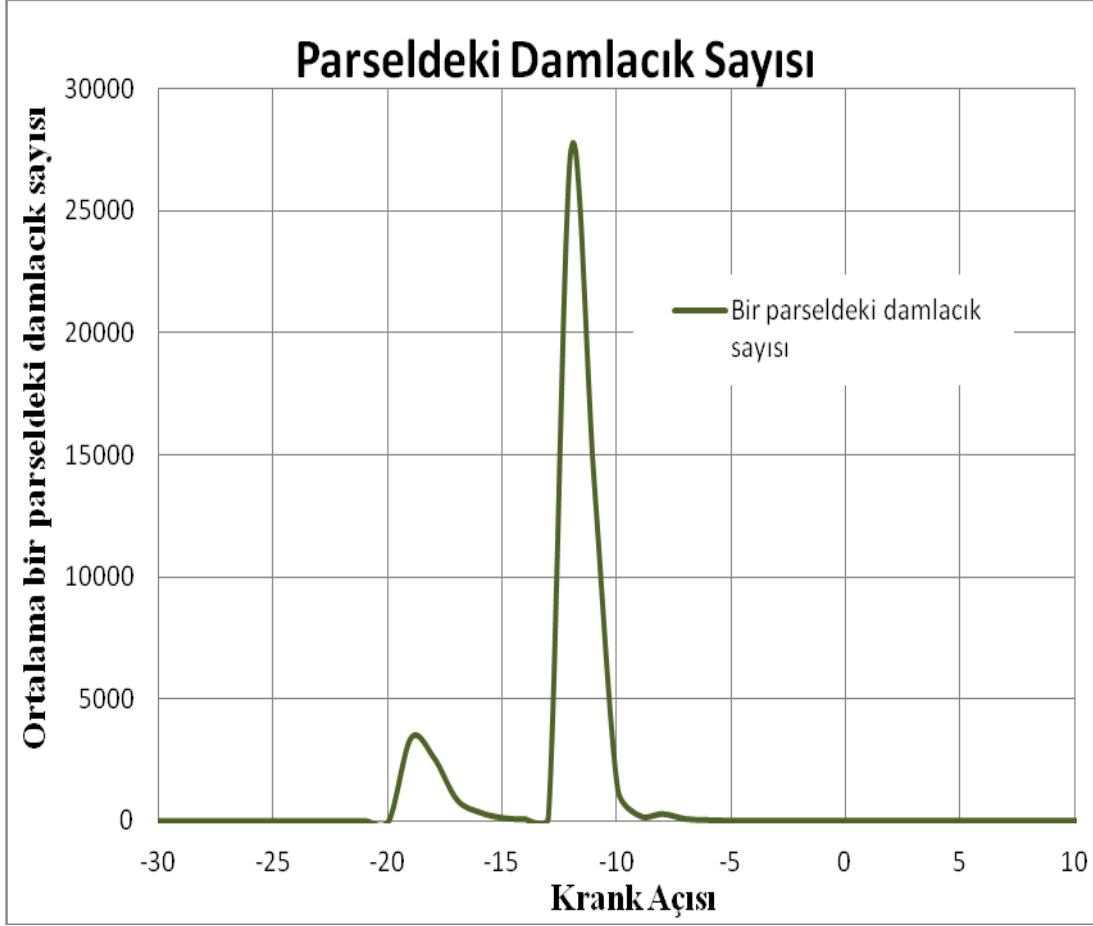


Şekil 6.20: Damlacık ve ortalama yakıt düşüş hızı.



Şekil 6.21: Enjekte edilen yakıt kütle ve buharlaşması.

Şekil 6.22’de Damlacık sayısının özellikle -13 ile -11 krank açıları arasında hızlı bir artışta olduğu görülmektedir. Temel damlacıklardan oluşan küçük damlacıklar özellikle bu aralıkta çok sayıda görülür.



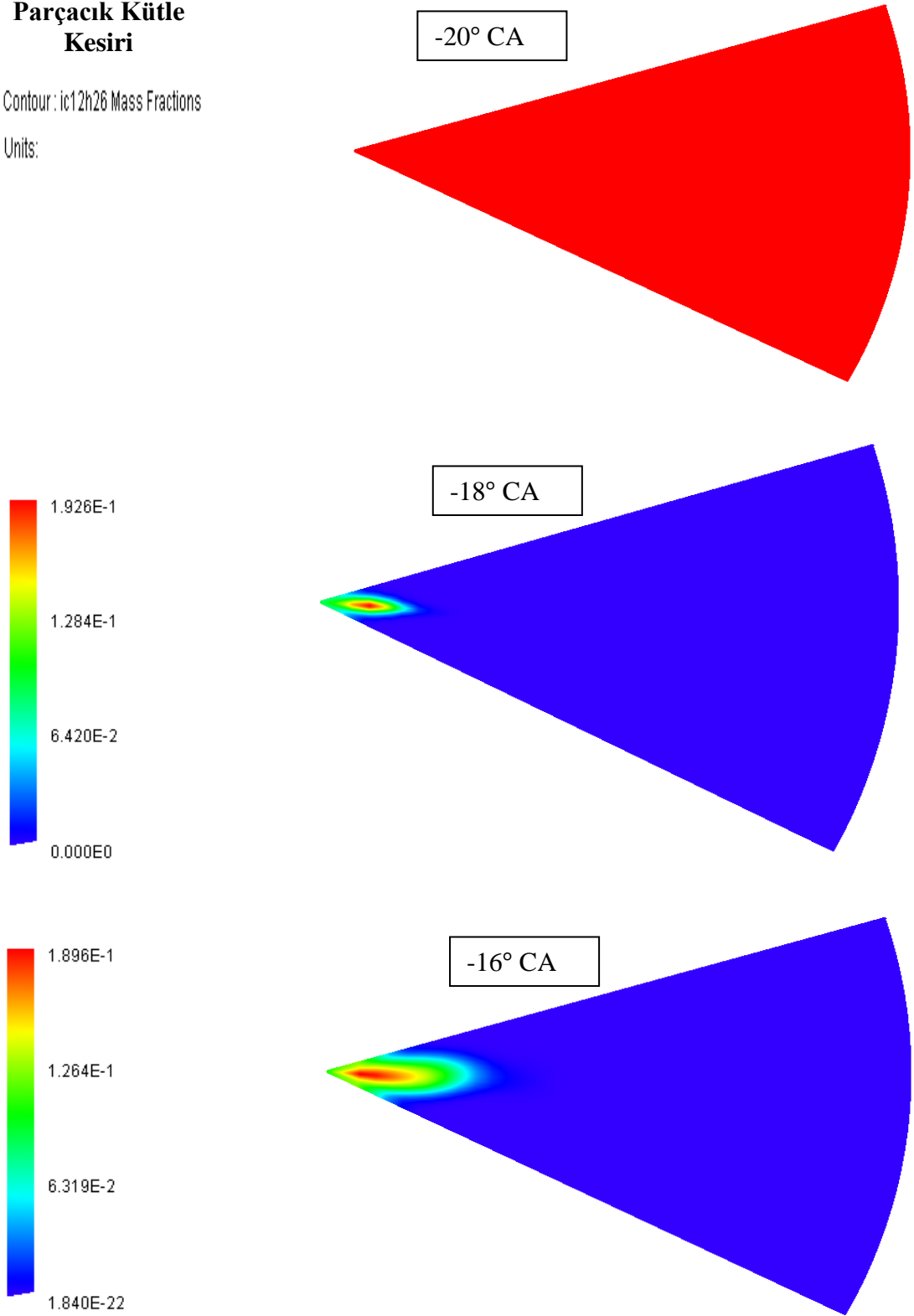
Şekil 6-22: Ortalama bir parseldeki damlacık sayısı.

Şekil 6.23’de püskürtme sırasında yakıt kütle kesrinin sprey eksenine dik düzlemdeki konumları verilmiş olup püskürtme dağılımı incelenmiştir. Aynı zamanda silindir içindeki yatay hava hareketinin etkileri de görülmektedir.

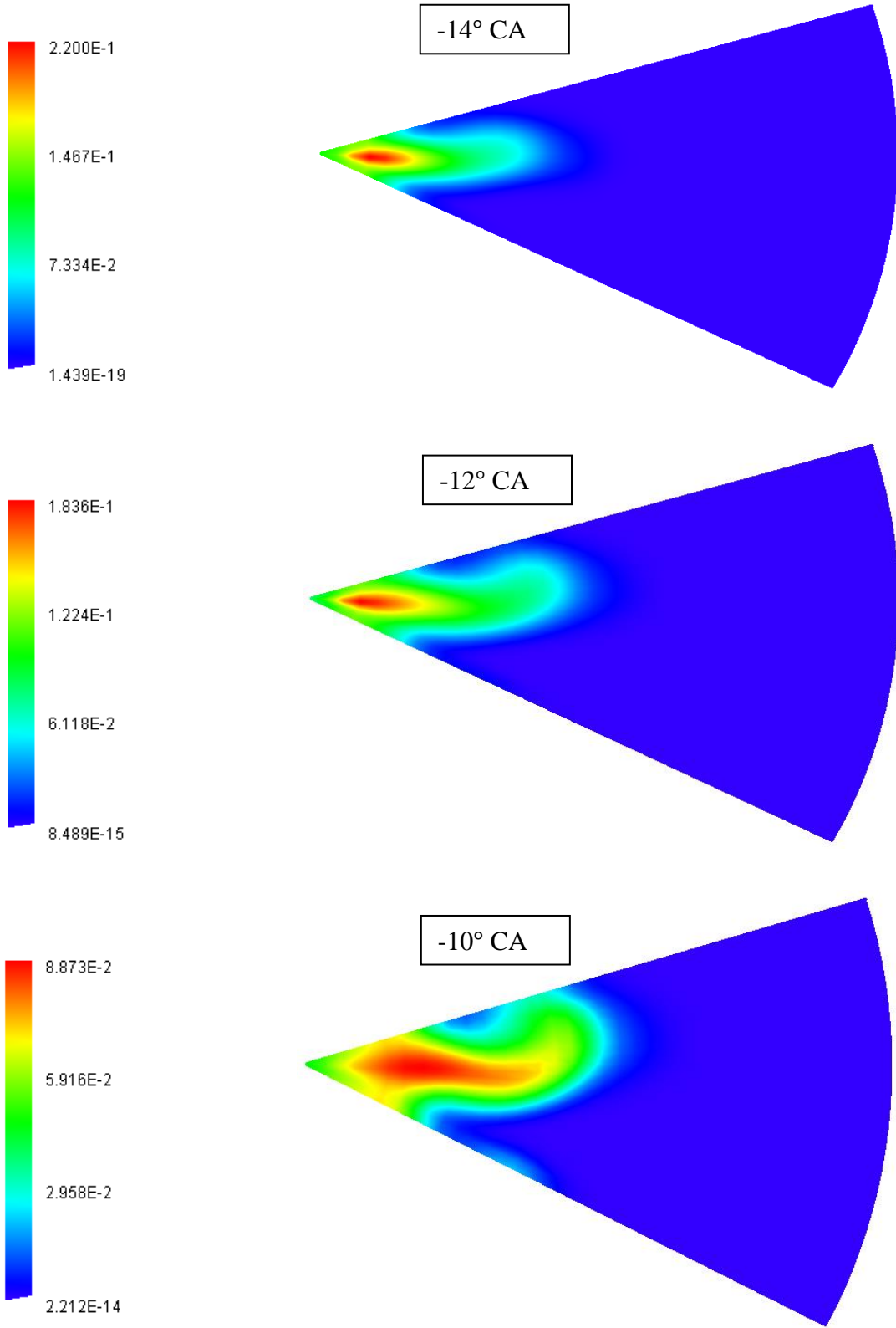
Parçacık Kütle Kesiri

Contour : ic12h26 Mass Fractions

Units:

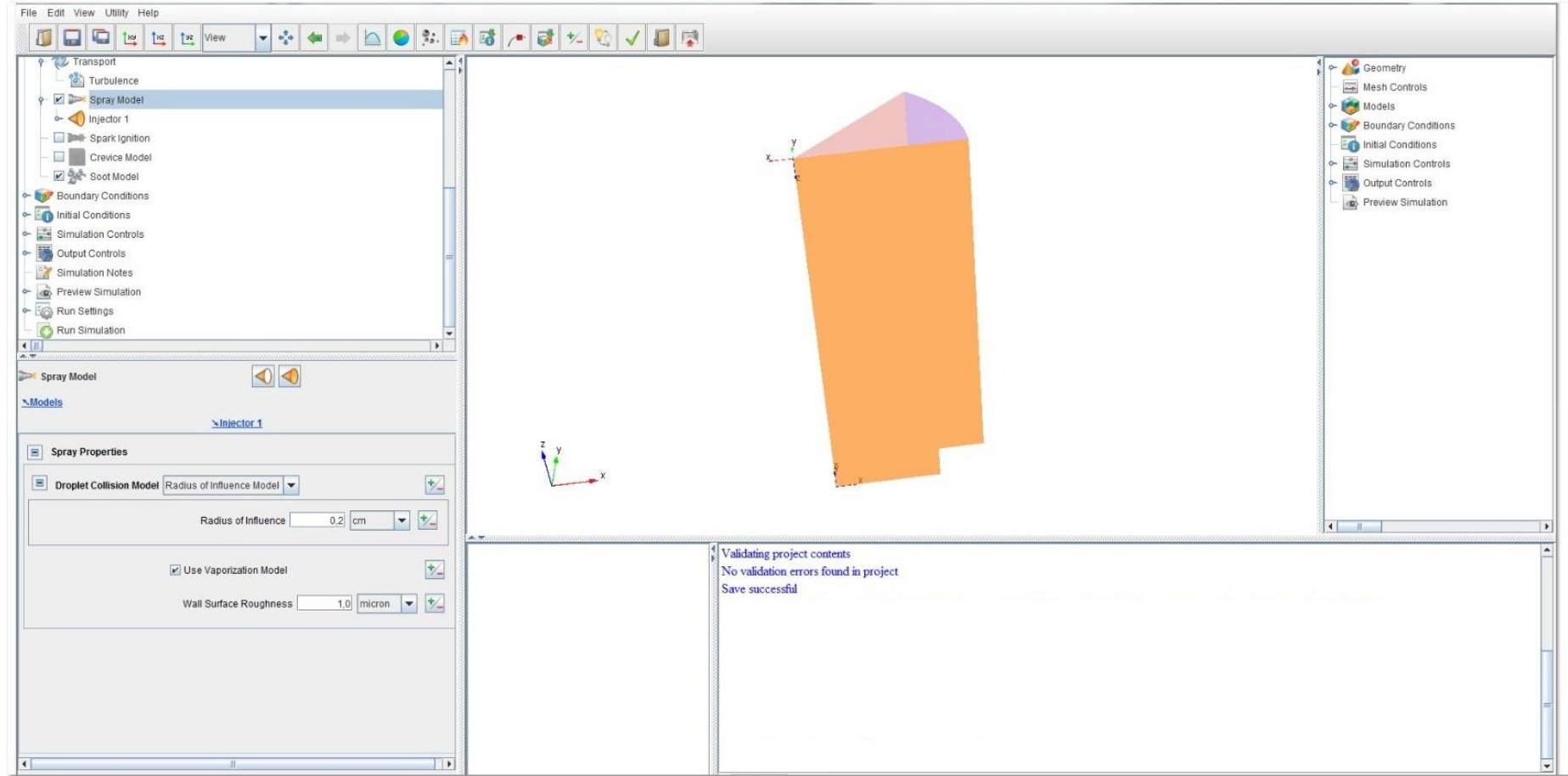


Şekil 6.23: $C_{12}H_{26}$ kütle kesiri (mass fractions).

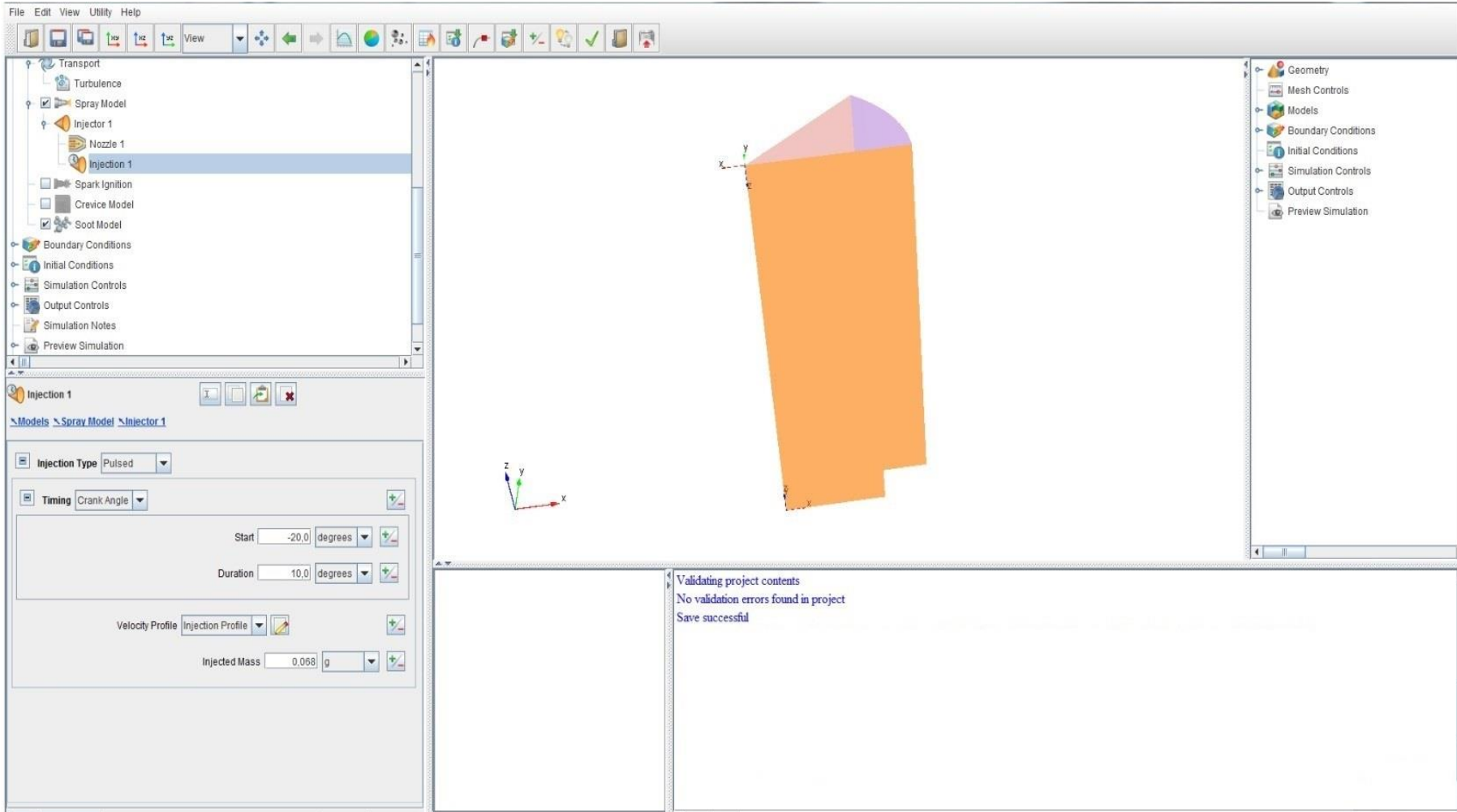


Şekil 6.23 (devam): $C_{12}H_{26}$ kütle kesiri (mass fractions).

Şekil 6.24 ve Şekil 6.25'te FORTE programından sprey ve enjeksiyon ara yüzleri verilmiştir.



Şekil 6.24: Forte model sprey arayüzü.



Şekil 6.25: Forte model enjeksiyon arayüzü.

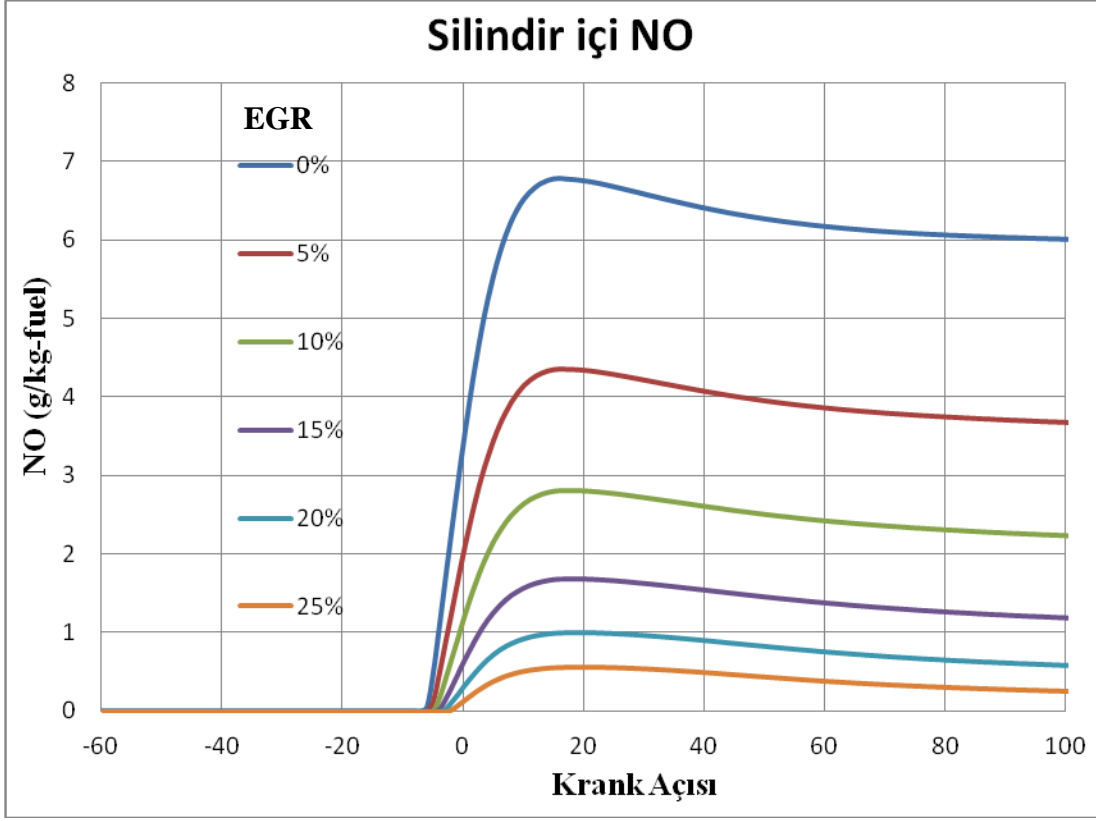
6.4.3 Egzoz geri dönüşümü (Exhaust gas recirculation, Egr)

Egzoz geri dönüşümü, geleneksel dizel motorlarında EGR egzoz gazlarını yanma odasına göndererek yanma sıcaklığını ve NO_x emisyonunu düşüren bir metottür. NO_x oluşumu yeterli sıcaklığa sahip oksijenin zengin bulunduğu bölgelerde meydana gelir. EGR ise silindir içerisine egzoz gazlarını göndererek (N₂, CO₂, H₂O) oksijen konsantrasyonunu azaltır. Bu durum yanma süresini uzatır ve ortaya çıkan ısı miktarını da düşürür [59]. CO₂, H₂O özgül ısıları temiz havaya göre daha yüksek olduğundan dolayı silindir içerisine gönderilen egzoz gazları taze havayla özgül ısı normalde göre daha büyük olan bir karışım meydana getirir. Oluşan bu özgül ısı yüksek olan karışım yanma sıcaklığının daha düşük olmasına neden olur. Büyük miktarda EGR kullanıldığı takdirde ısı kapasite yüksek oranda etkilenecektir [60, 61].

Günümüzde dış ve iç EGR kavramı olmak üzere EGR iki çeşittir. Dış EGR durumunda, egzoz gazlarının bir kısmı emme manifolduna iletilir ve buradan silindir içerisine verilir. Bu uygulamalarda soğutucu da kullanılabilir. İç EGR durumu ise silindir içerisindeki giriş ve çıkış valf zamanlarına bağlı olarak bir önceki çevrimden kalan sıcak egzoz gazlarının kullanılmasıdır [61, 62].

Soğutucu uygulaması olmayan EGR sistemlerinde egzoz gazlarının silindir içerisindeki taze havayı ısıtıcı etkisi kendiliğinden tutuşma zamanlaması için ana etkidir.

Yanmış gazlar içerisinde bulunan aktif yanma ürünleri EGR sayesinde silindir içerisine verildiği durumda yanma çevriminin kimyasal reaksiyonları içerisine katılabilir. Özellikle dış ve soğutucu kullanılan EGR bu yönde bir katkıda bulunmaz. Ancak iç EGR durumunda yanmış geri kazanılmış gazlar kısa ömürlü kimyasal olarak aktif bileşenler içerebilir ve bu kendinden tutunma süresini etkiler.

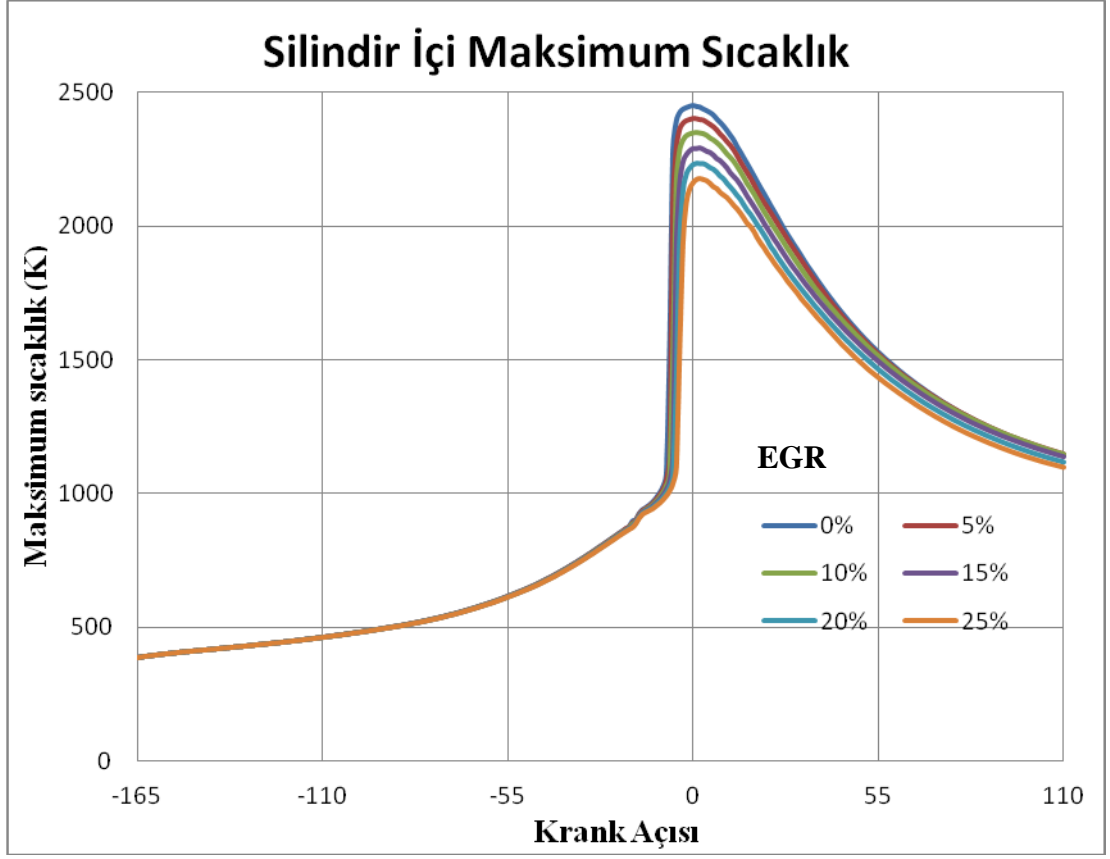


Şekil 6.26: EGR oranlarına bağlı olarak silindir içerisinde oluşan NO miktarları.

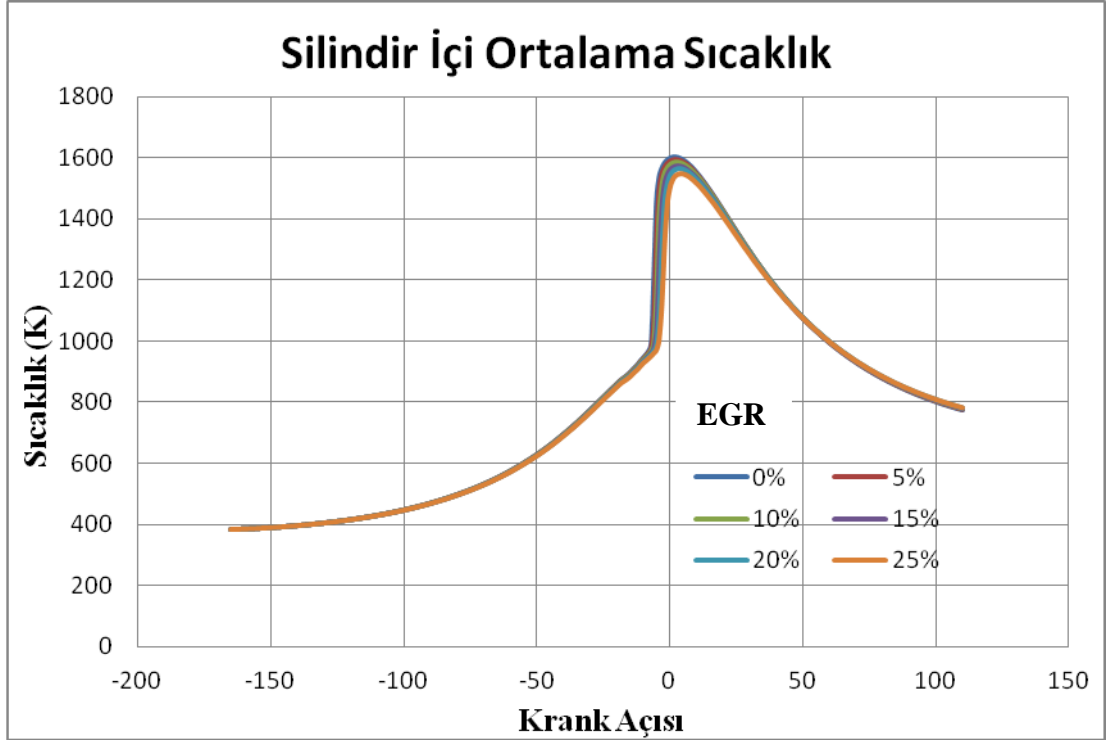
Şekil 6.26’da EGR’ın Silindir içerisinde oluşan NO miktarlarını ciddi anlamda düşürdüğü görülmektedir. Özellikle EGR’sız sistem ile %5 EGR kullanılan sistemin arasındaki farkın büyük olduğu görülmektedir. Bu fark EGR oranı arttıkça azalarak düşmektedir. %15 EGR kullanımından sonraki EGR oranlarının (%15, %20, %25) NO emisyonunu düşürücü etkileri çok azdır.

Silindir içerisindeki maksimum sıcaklık farkı Şekil 6.27’de görülmektedir. EGR’sız sistem ile %25 EGR’lı sistem arasında 275 K olarak bulunmuştur. Bu farklar ve Sıcaklık düşümüne bağlı olarak düşen NO miktarları Şekil 6-29’da daha iyi anlaşılır.

Şekil 6.28’de ise silindir içi ortalama sıcaklık farkı EGR’sız sistem ile %25 EGR’lı sistem arasında 61,84 K olarak bulunmuştur. Bu durumda EGR’ın yanma sırasında silindir içerisinde oluşan sıcaklıkları düşürdüğü tespit edilmiştir.

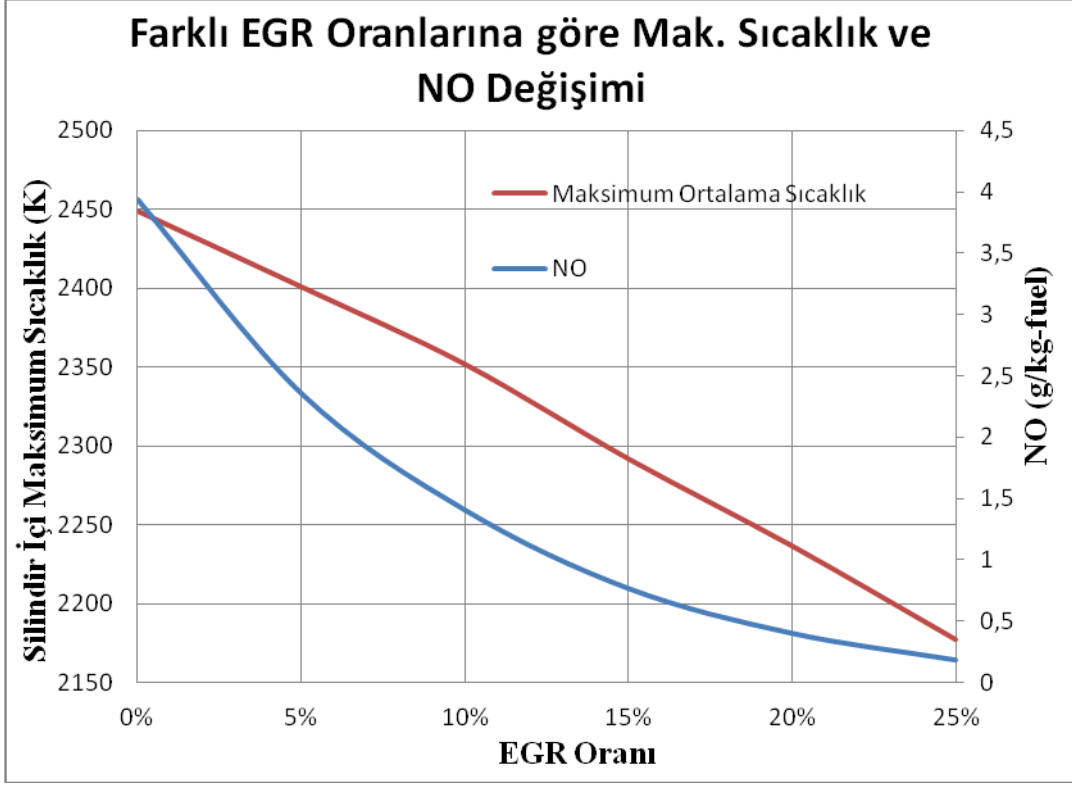


Şekil 6.27: Farklı EGR oranlarında silindir içi maksimum sıcaklıklar.



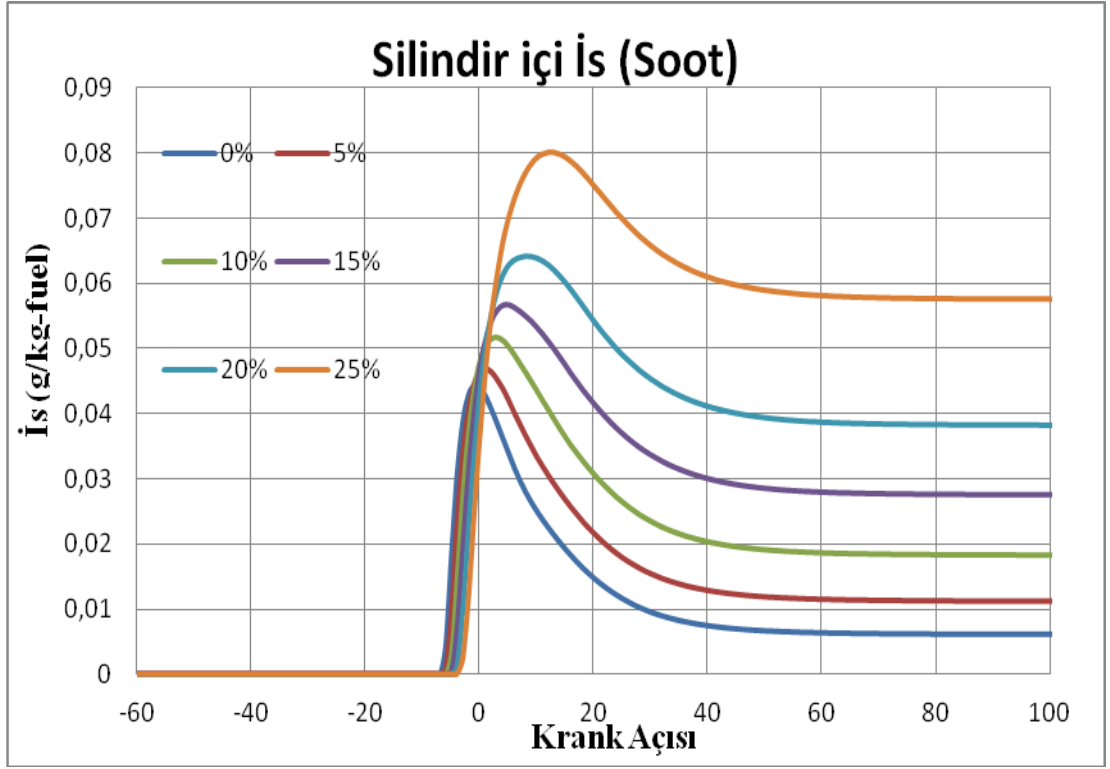
Şekil 6.28: Farklı EGR oranlarında silindir içi ortalama sıcaklıklar.

Şekil 6.29’da silindir içi maksimum sıcaklıkların düşüşüne bağlı olarak oluşan NO miktarlarındaki azalışlar görülmektedir. NO (Azot oksit) yüksek sıcaklıklarda kimyasal reaksiyonlar sonucu oluştuğu için silindir içerisindeki sıcaklık miktarının azalışına bağlı olarak NO oluşum miktarlarında da azalışlar meydana gelmektedir.

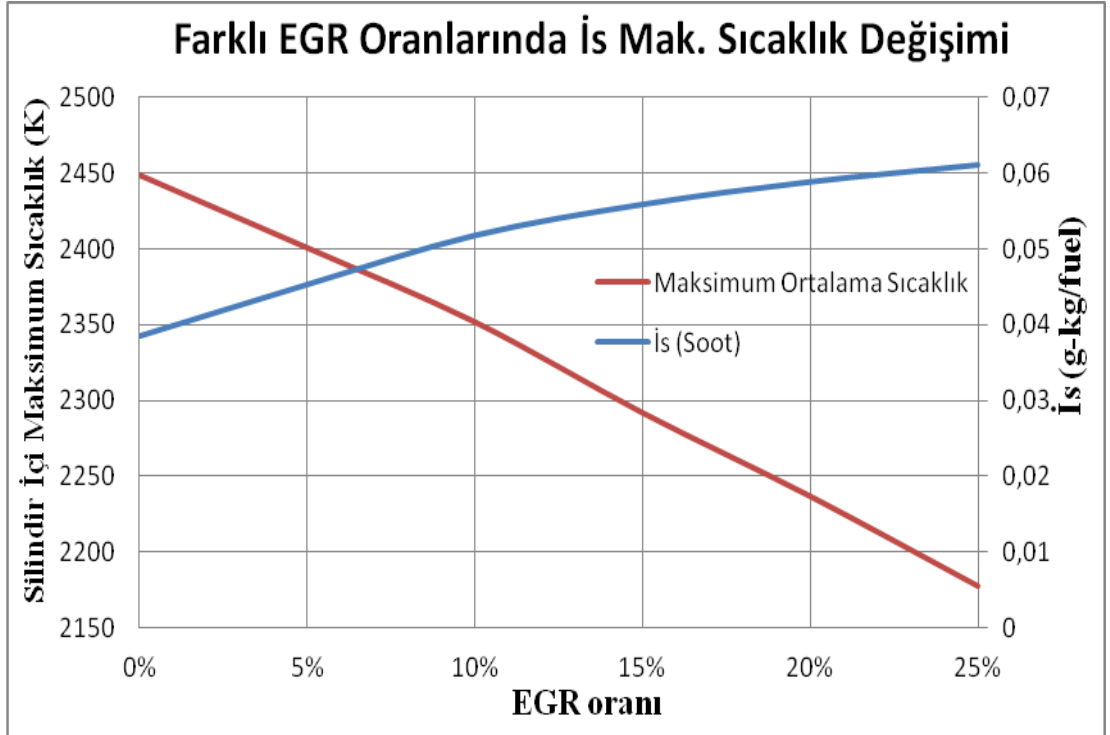


Şekil 6.29: EGR oranlarına göre maksimum sıcaklık ve NO değişimi.

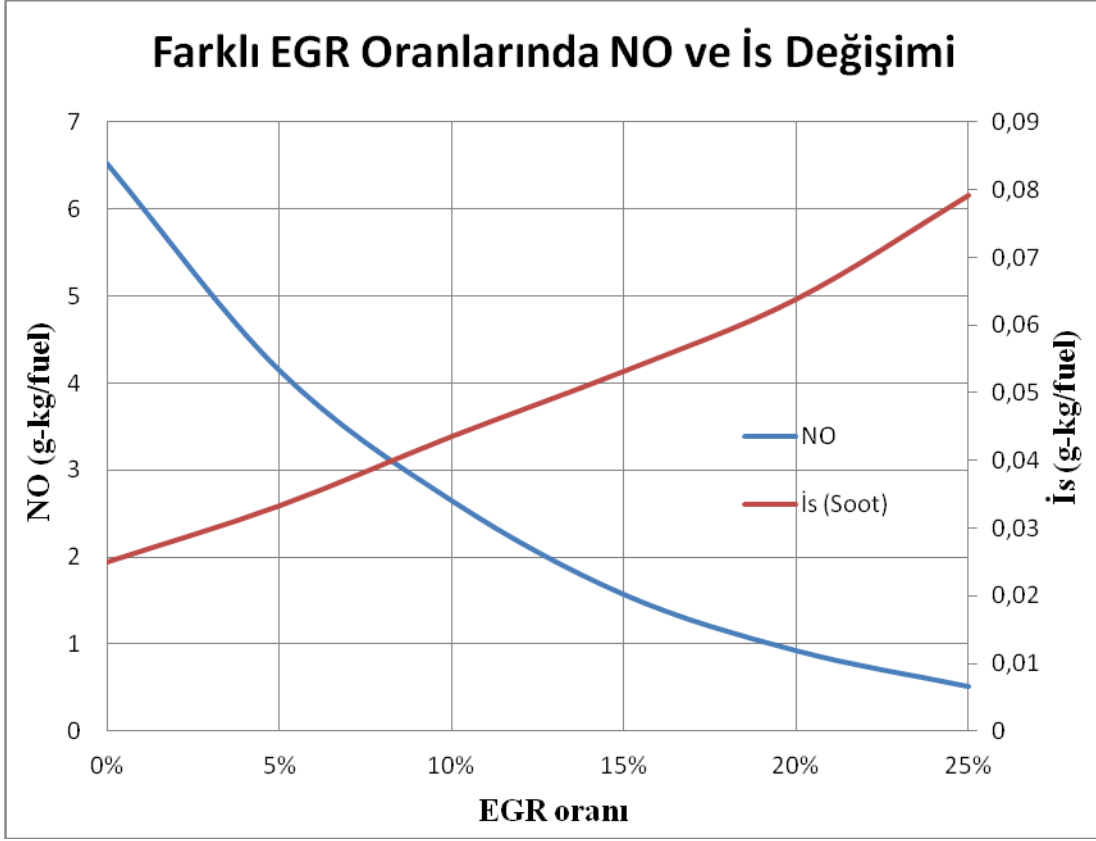
Şekil 6.30’da EGR oranı arttıkça İS partiküllerinin oluşumundaki artışlar görülmektedir. Bunun nedeni ise EGR kullanımında azalan maksimum sıcaklıklardan dolayı İS partikülleri yakılamaz, bunun sonucunda ise İS miktarında artışlar meydana gelir. Azalan maksimum sıcaklığın İS partiküllerine etkisi Şekil 6.31’de daha iyi anlaşılmaktadır.



Şekil 6.30: Farklı EGR oranlarında is oluşumu.



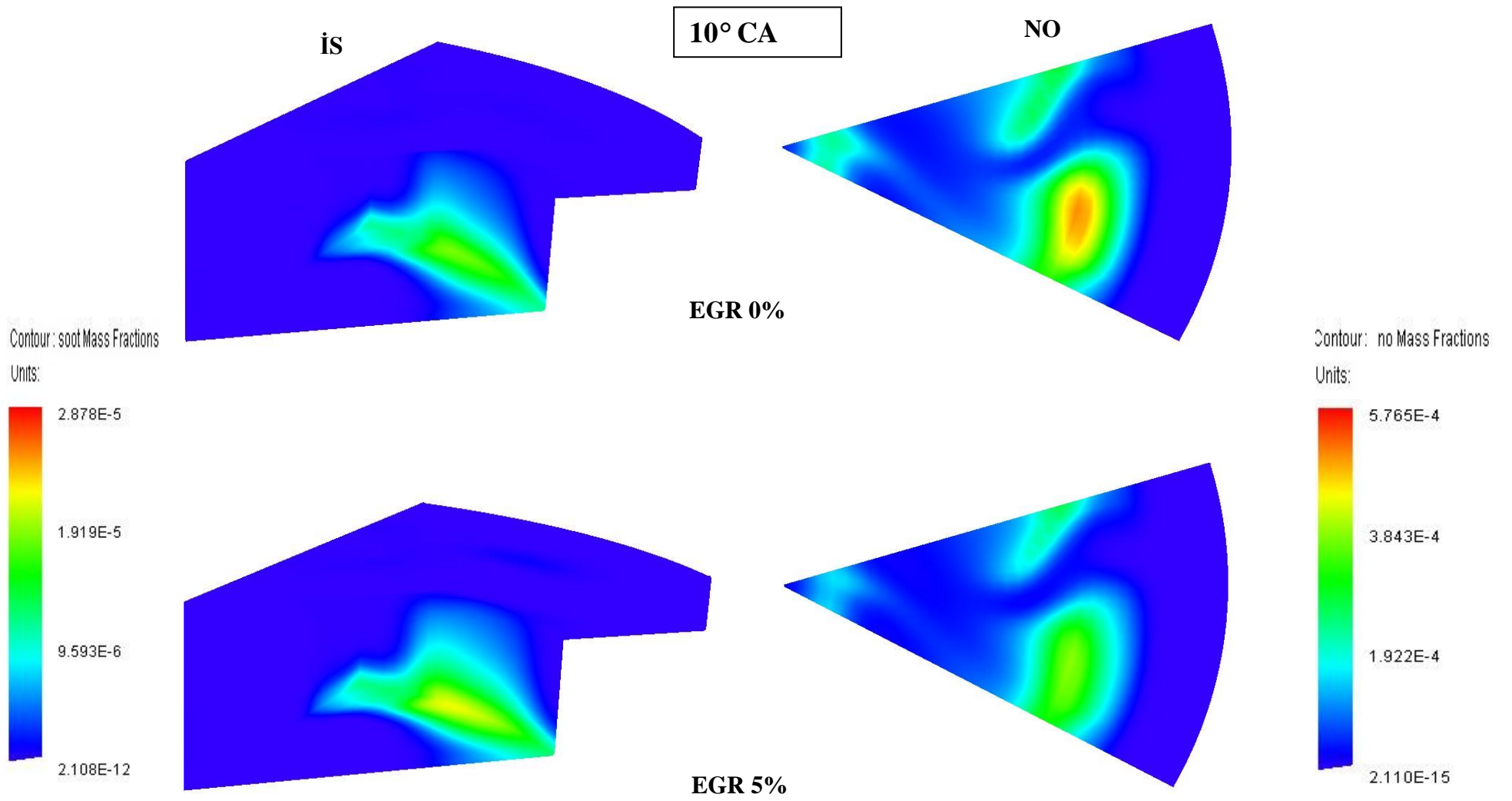
Şekil 6.31: EGR oranlarına göre is partikül oluşumu ve sıcaklık değişimi.



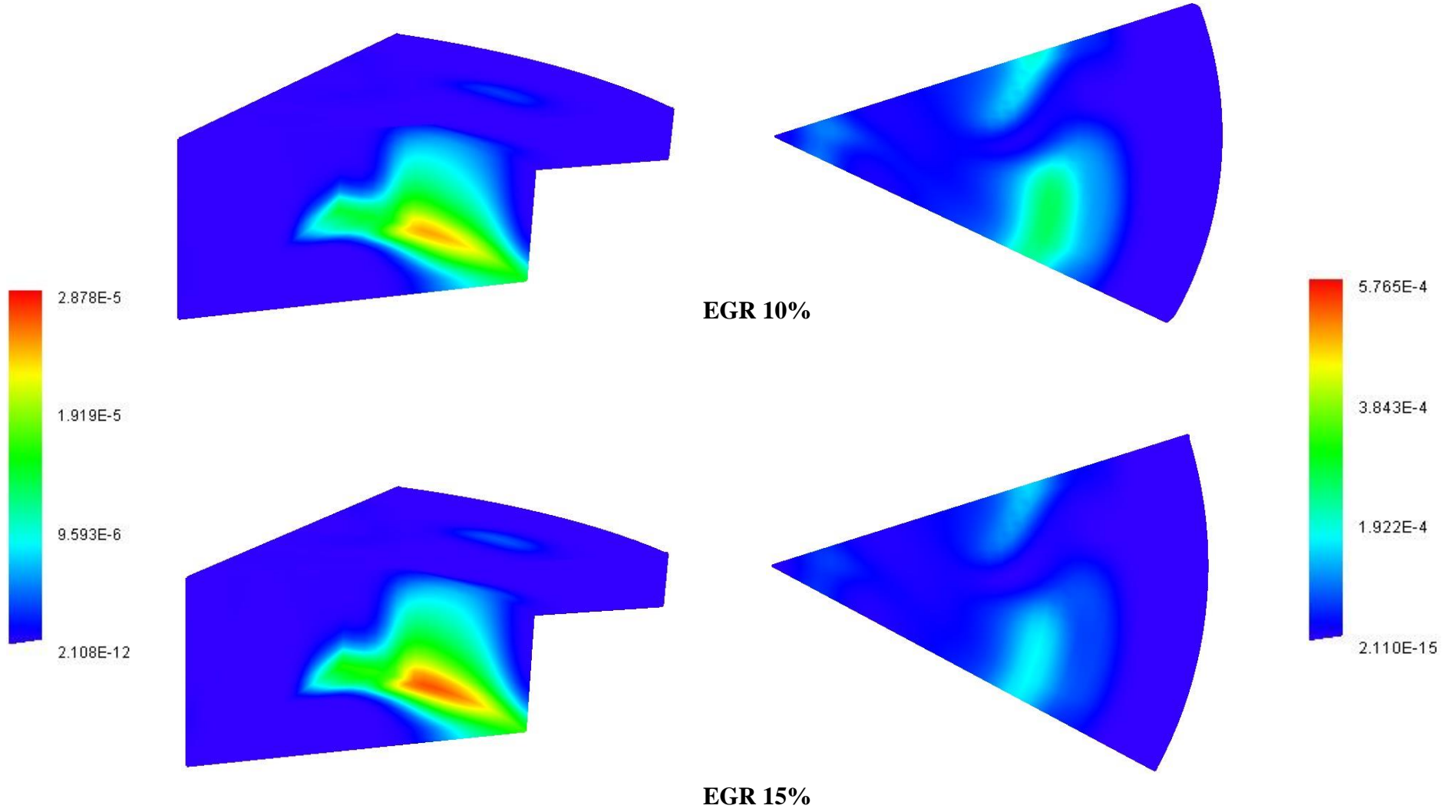
Şekil 6-32: Farklı EGR oranlarına göre is ve NO oluşumu.

Şekil 6.32’de görüleceği üzere EGR kullanımının artışıyla birlikte NO düşmekte ancak İs oluşumunda artış meydana gelmektedir. Silindir çıkışında İs emisyonunun yüksek olması tercih edilmemelidir. Özellikle EGR %15’den sonra NO düşüşündeki fark az olmasına rağmen is partikül oluşumu aynı seyirde devam etmektedir. EGR oranı seçilirken bu faktör göz önünde bulundurulmalıdır. Bu yüzden iki eğrinin kesiştiği yer optimizasyon değeri olarak kullanılabilir ve EGR oranı %8,5 seçilebilir.

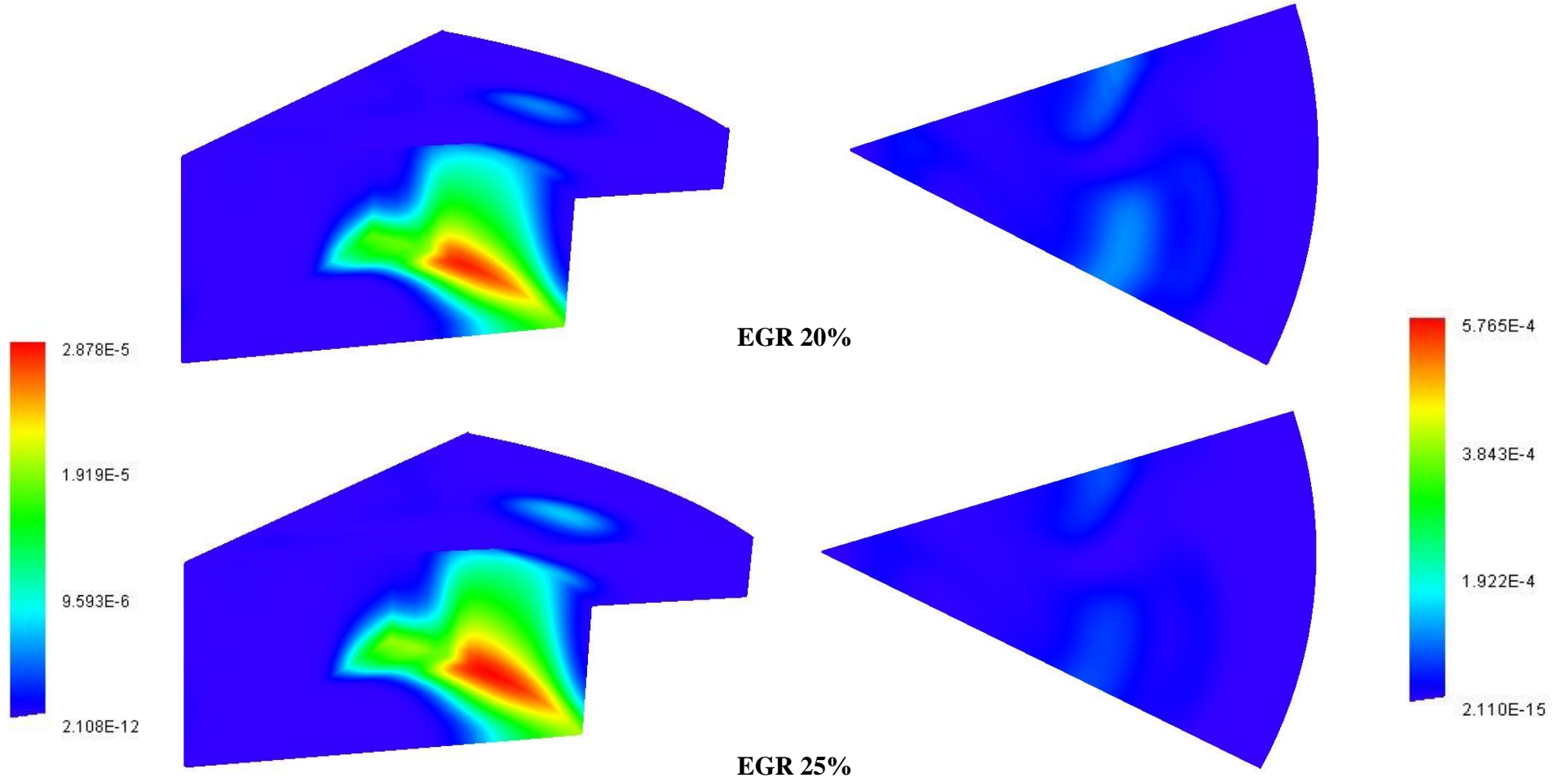
Şekil 6.33’deki konturlara dikkat edildiğinde EGR oranlarındaki artışa bağlı olarak oluşan İs partikül artışı ve NO azalışı açık bir şekilde görülmektedir. Bu yüzden EGR oranı seçilirken optimizasyon yapıp is ve NO_x arasında denge sağlanmalıdır.



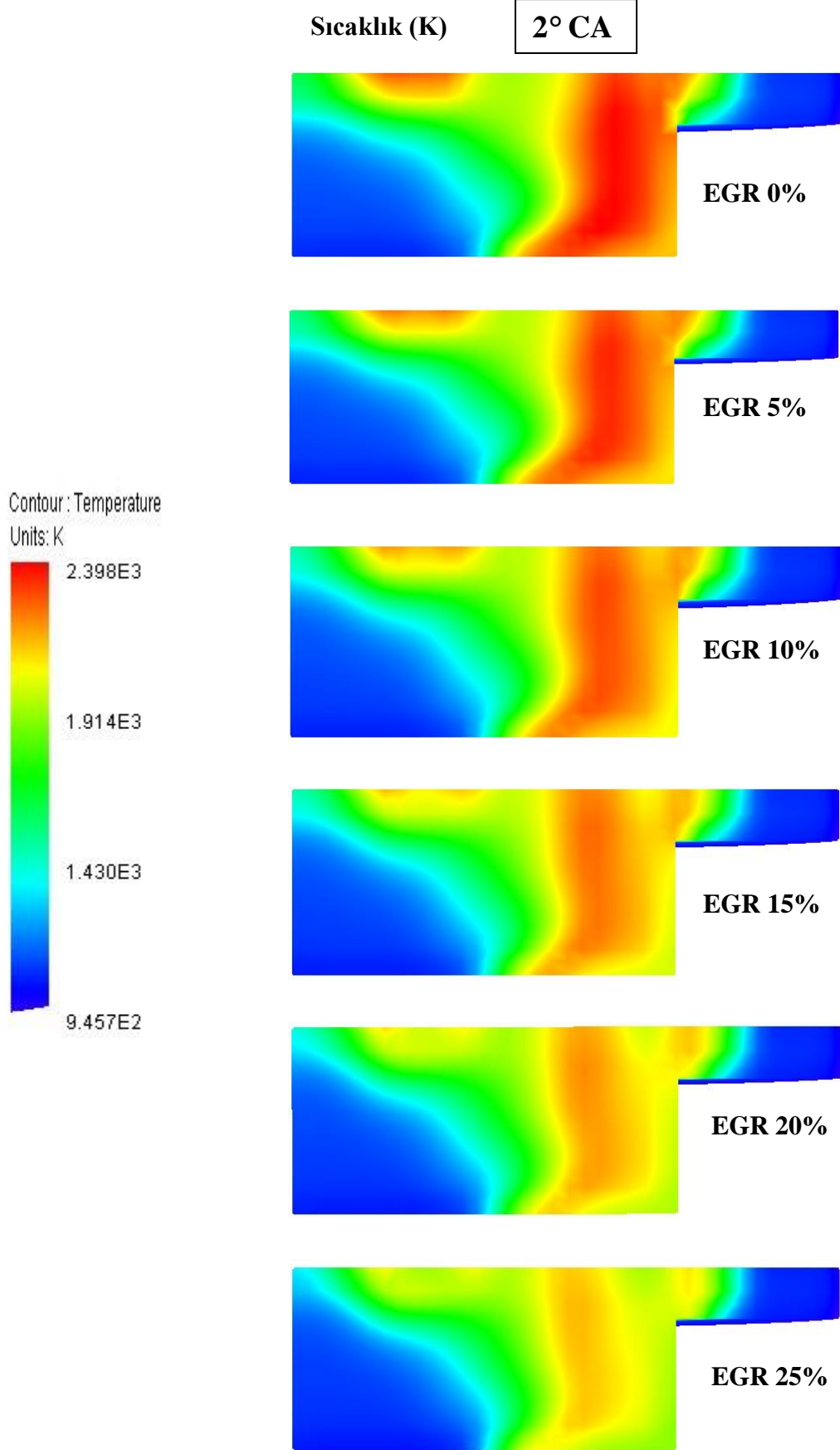
Şekil 6.33: Farklı EGR oranlarında is ve NO değişimi.



Şekil 6.33 (devam): Farklı EGR oranlarında is ve NO değişimi.



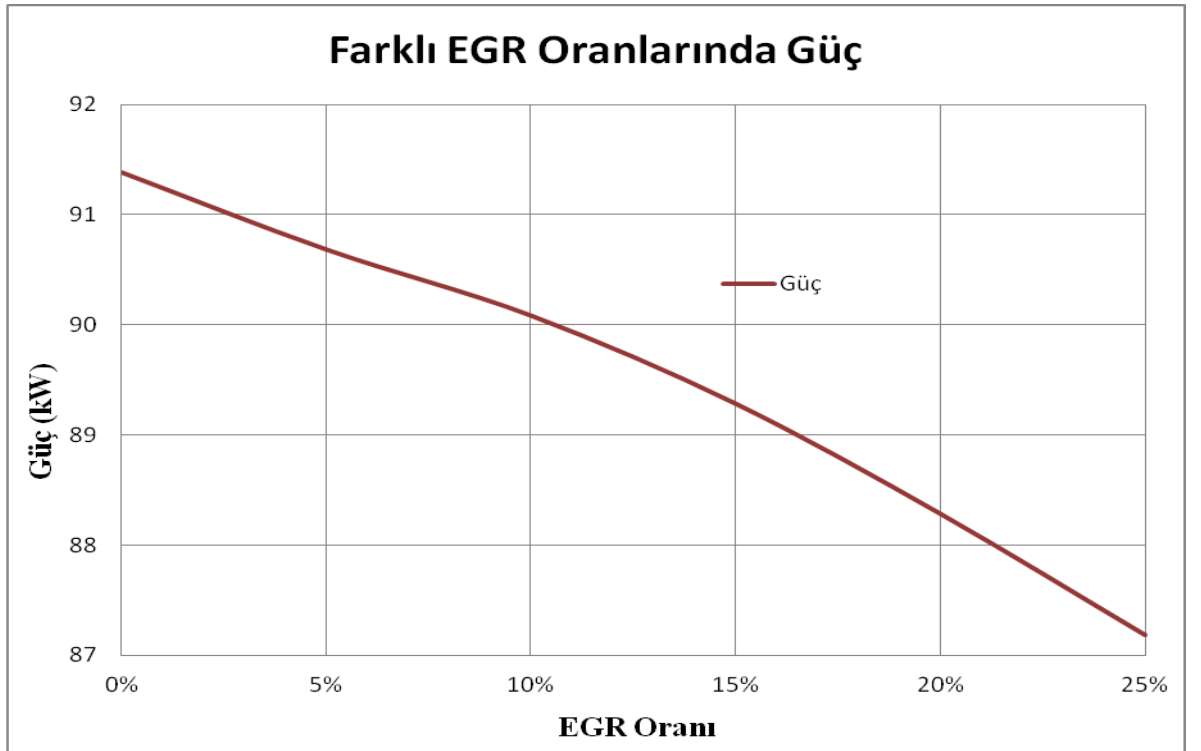
Şekil 6.33 (devam): FARKLI EGR oranlarında is ve NO değişimi.



Şekil 6.34: Farklı EGR oranları için sıcaklık konturları.

Şekil 6.34'deki sıcaklık konturları incelendiği zaman ise EGR oranına bağlı olarak silindir içi maksimum sıcaklıkların düştüğü görülmektedir. Bu yanma verimini de etkiler ve EGR oranının yüksek seviyelerde kullanılması motorun performansını da düşürmektedir.

Şekil 6.35'e bakıldığında EGR oranına bağlı olarak motorun performansının değiştiği görülmektedir. EGR oranının artışına bağlı olarak güç miktarındaki düşüşler grafikte yansıtılmıştır.

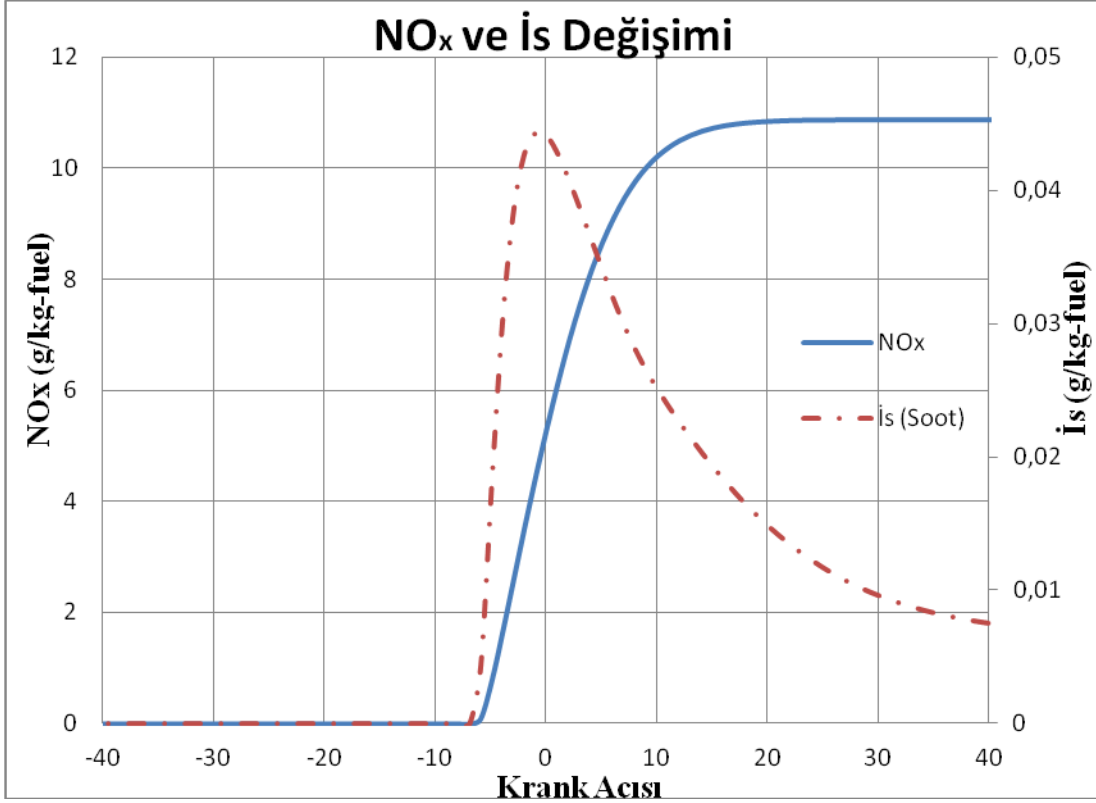


Şekil 6.35: Farklı EGR oranlarına göre güç miktarındaki değişim.

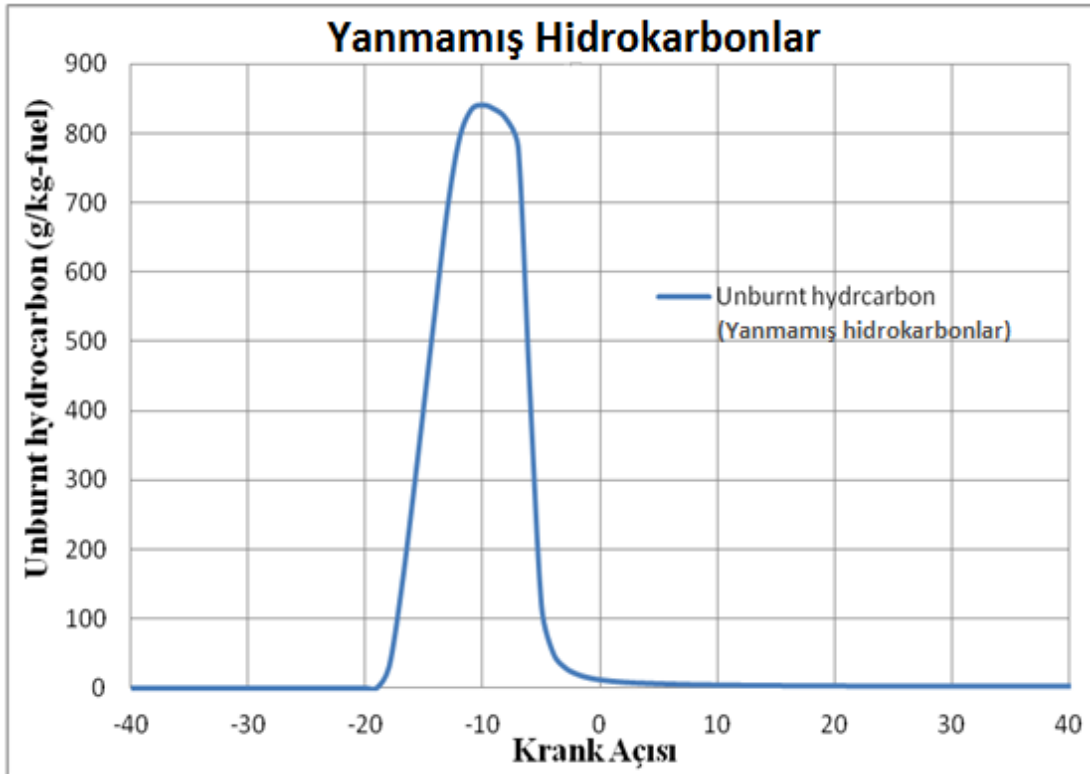
6.4.4 Emisyonlar

İs partiküllerinin yanma sırasında oluşan yüksek sıcaklıklarda yakıldığı ve bu yakılmalar sonucu is miktarının sıfıra doğru yaklaştığı Şekil 6.36'da görülmektedir. NO_x 'in ise yüksek sıcaklıklarda oluştuğu ve oluşan miktarın yanma tamamlandıktan sonra sabit kaldığı (kimyasal tepkimeler sonuçlandığı için) görülür.

Şekil 6.37'de Püskürtme sırasında yakıt türü olan $C_{12}H_{26}$ (Dodecane)'in Silindir içi sıcaklığın kendi kendine tutuşma sıcaklığına ulaşması sonucu miktarındaki azalışlar belirtilmiştir.

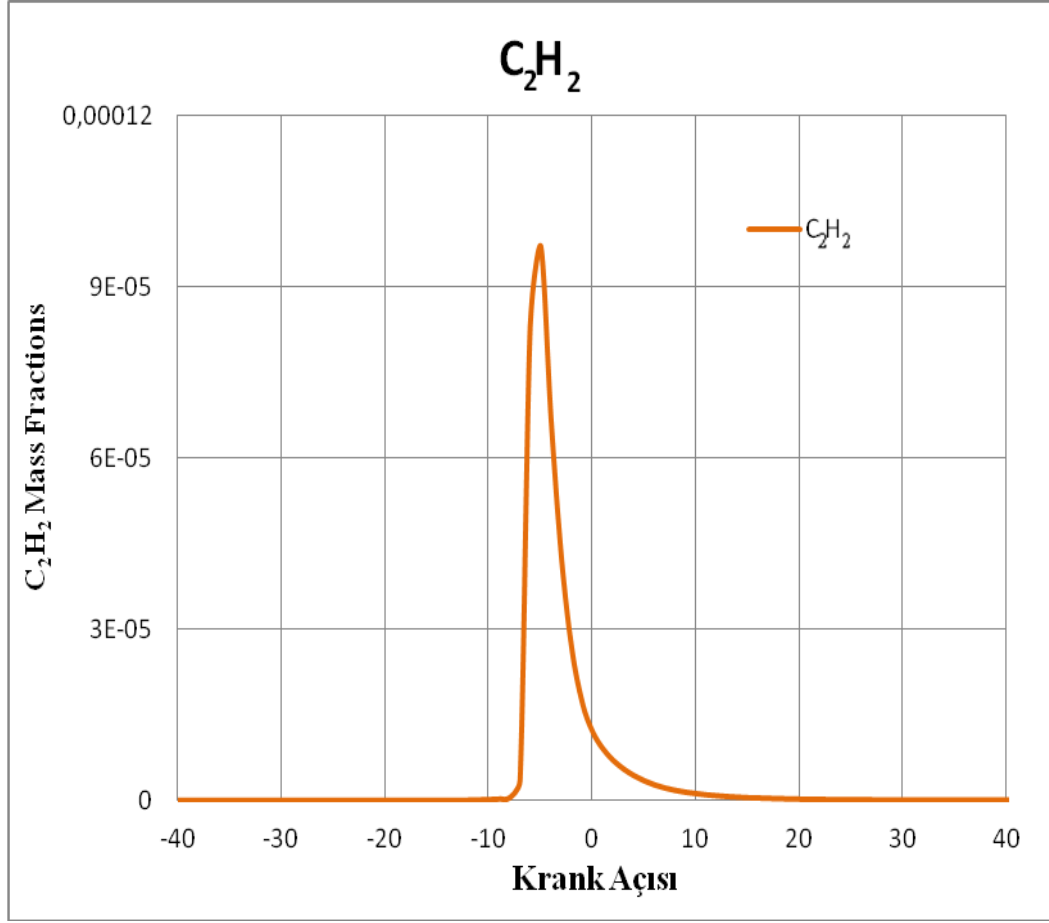


Şekil 6.36: NO_x ve is partikül değişimi.



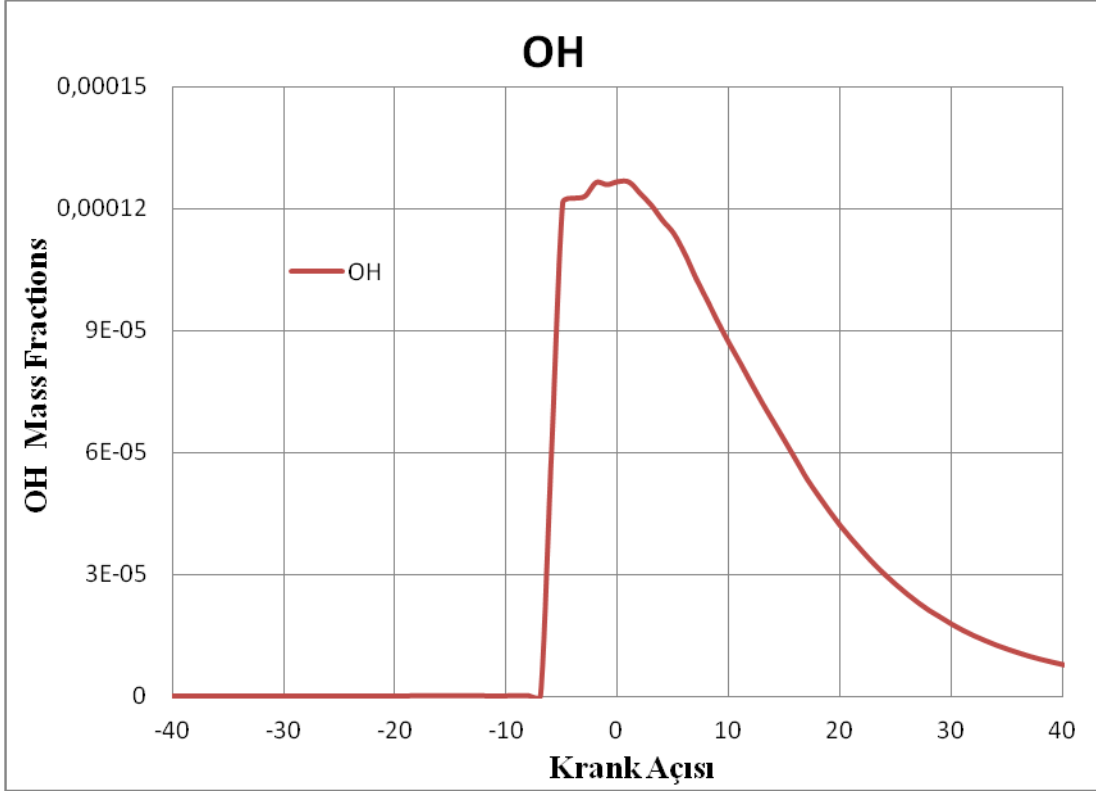
Şekil 6.37: Yanmamış hidrokarbonlar.

Şekil 6.38’de İs partiküllerinin öncüsü olarak kabul edilen asetilen miktarının yanma sırasındaki değişimi belirtilmiştir.



Şekil 6.38: C_2H_2 değişimi.

Şekil 6.39’da yanma sırasında oluşan Hidrojen Oksit (OH) miktarındaki değişimler görülmektedir. Yanmanın başlangıcıyla OH miktarının arttığı yanmanın etkisini kaybetmeye başlamasıyla OH miktarının düştüğü görülmektedir.



Şekil 6.39: OH değişimi.

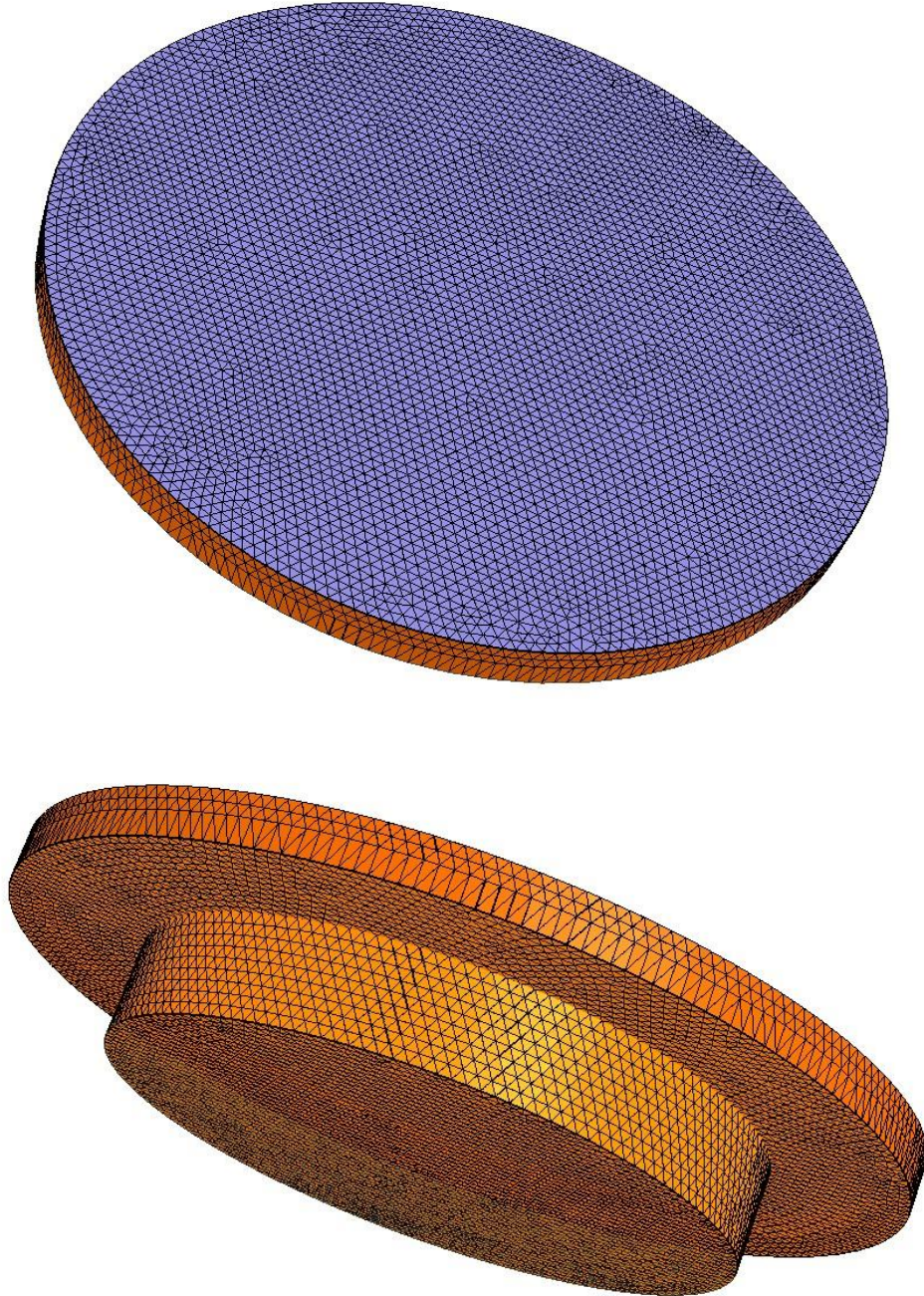
6.4.5 Phi-T kontur (Phi-T Plots)

Phi-T genellikle yakıt fazlalık katsayısı (equivalence ratio) ve sıcaklığın bir fonksiyonu olarak kullanılan is, is öncü ve NO_x konturları için kullanılır. Phi-T konturları genellikle nerede ne zaman is ve NO_x oluştuğu hakkında bir bilgi verir. Şekil 6.40'da farklı EGR oranlarında yakıt fazlalık katsayısı ve sıcaklık değerlerine bağlı olarak NO_x ve is partikülü oluşumları hakkında değerlendirmeler yapılmıştır. %0 EGR Oranına sahip Phi-T konturlara dikkat edildiğinde NO_x oluşumunun fazla is partikülü oluşumunun ise az olduğu görülmektedir. EGR oranı arttıkça maksimum sıcaklıkların düşmesinin etkisiyle NO_x yoğunluğun düştüğü aynı şekilde is partikülünün arttığı görülür. Yakıt fazlalık katsayısının (equivalence ratio) artışına bağlı olarak maksimum sıcaklık 2100 K'den düşük olduğu durumlarda (yüksek sıcaklıklar nedeniyle is partikülleri yakılamaz) yakıt türü hidrokarbonların ortamda yeteri miktarda oksijen bulunamamasından dolayı yakılamaması is artışına neden olduğu Phi-T konturlarında açık bir şekilde belirtilmiştir.

6.4.6 Tam yanma odası

Bu kısımda tam yanma odasını görüntülemek amacıyla sektör tamamlanmış olup püskürtme ve yanma dağılımı incelenmiştir. Sektörden farklı olarak çözüm ağı 2000000 hücre kullanılmıştır.

Şekil 6.41’de tam yanma odasının püskürtme başlangıcındaki çözüm ağı verilmiştir.



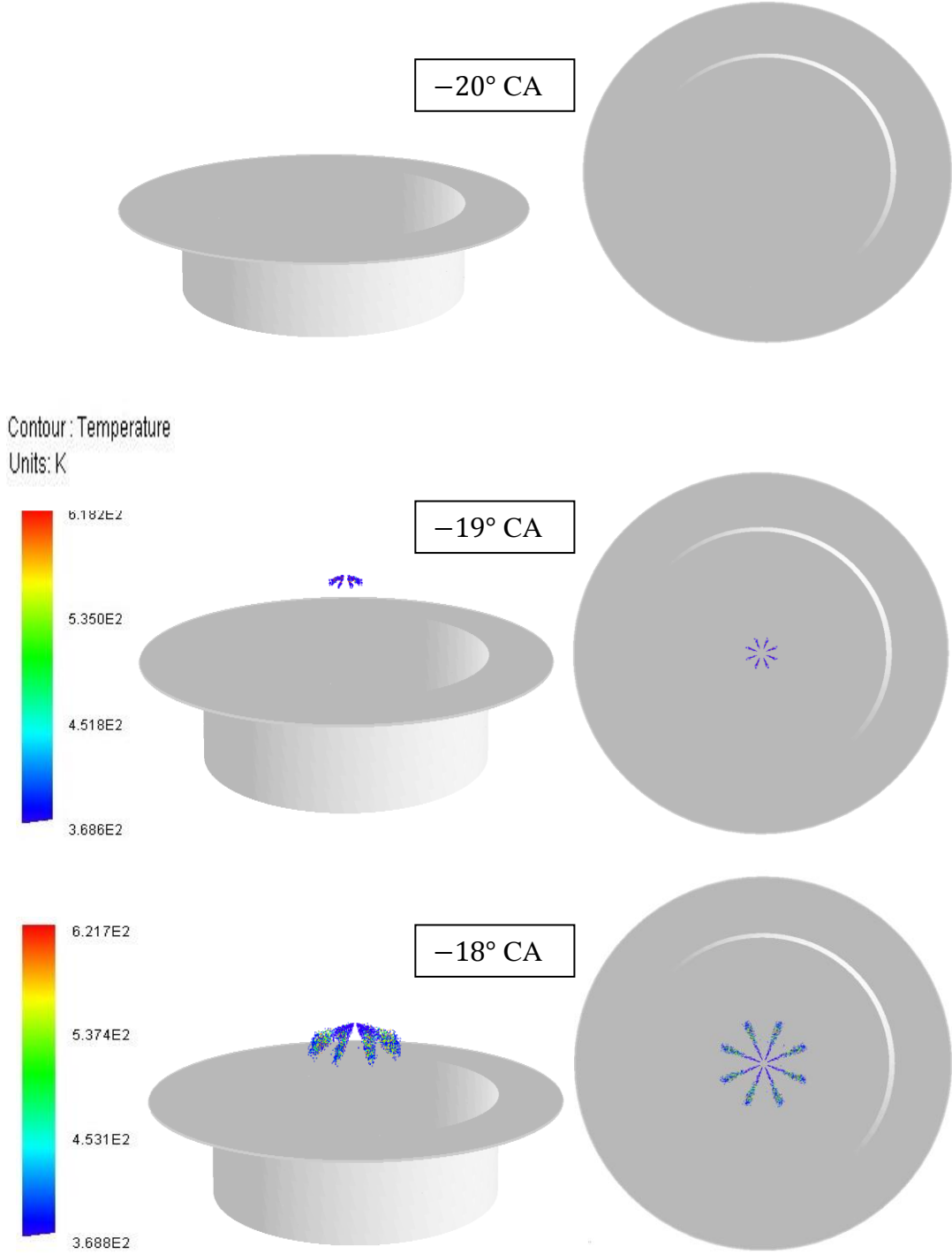
Şekil 6.40: Tam yanma odasının püskürtme başlangıcındaki çözüm ağı.

Şekil 6.42'de lülelerin (enjektör deliklerinin) sayısının 8 olduğu ve enjektörün silindire göre konumunun dik bir şekilde olduğu görülmektedir.

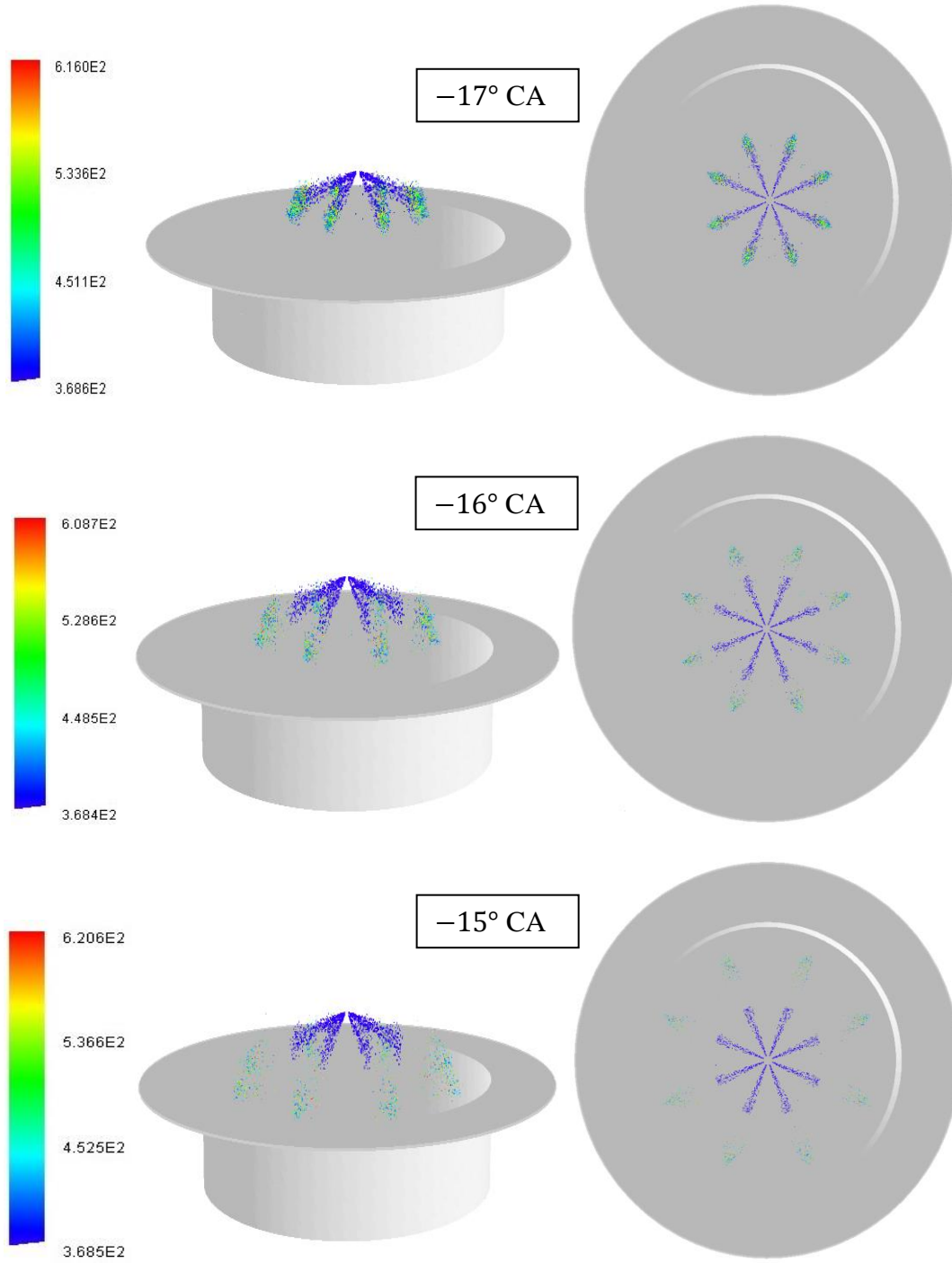


Şekil 6.41: Nozulların yanma odasındaki görüntüsü.

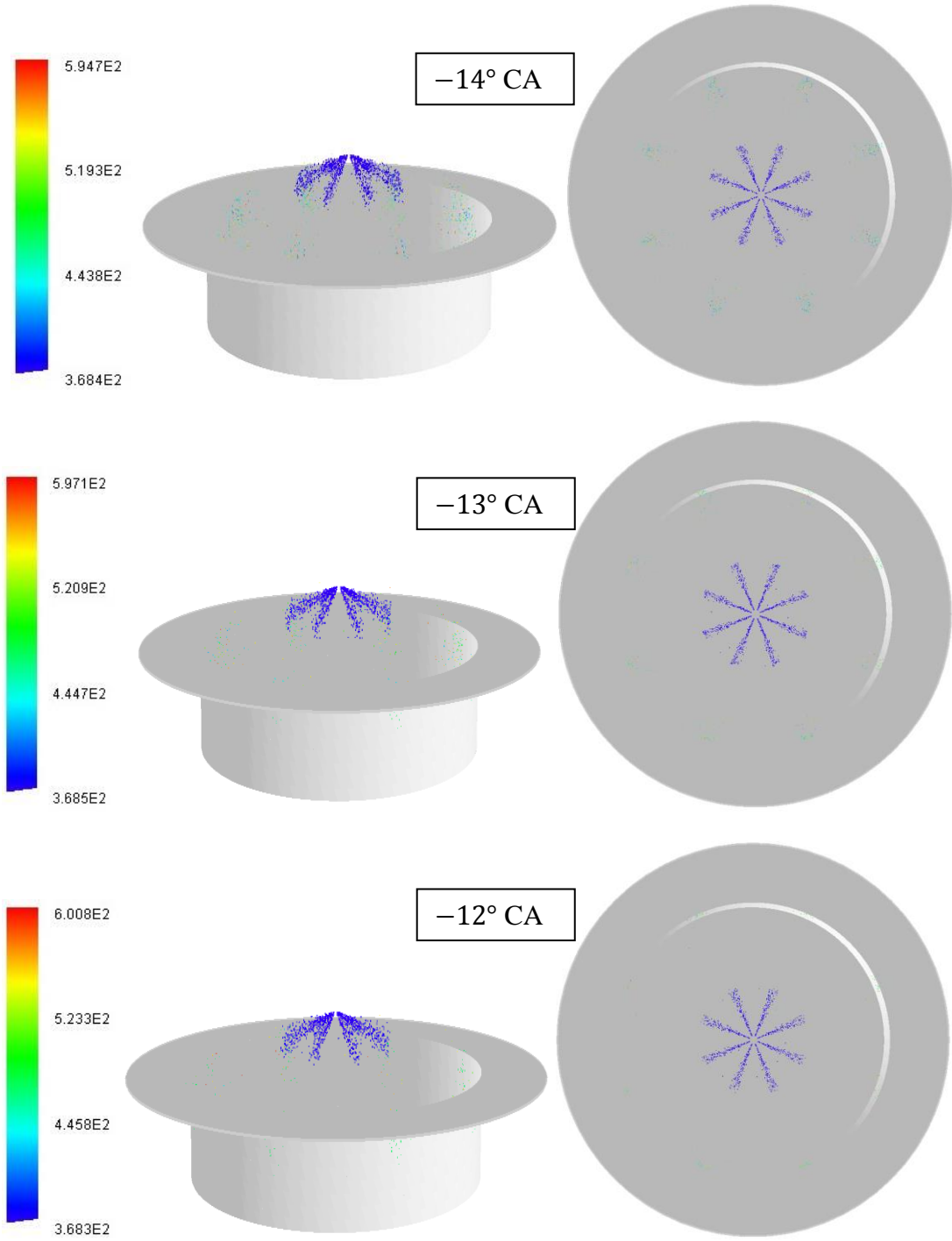
Şekil 6.43'te enjeksiyon boyunca püskürtmenin gerçekleşmesinin piston çanağı üzerinde evrelerini gösterilmiştir.



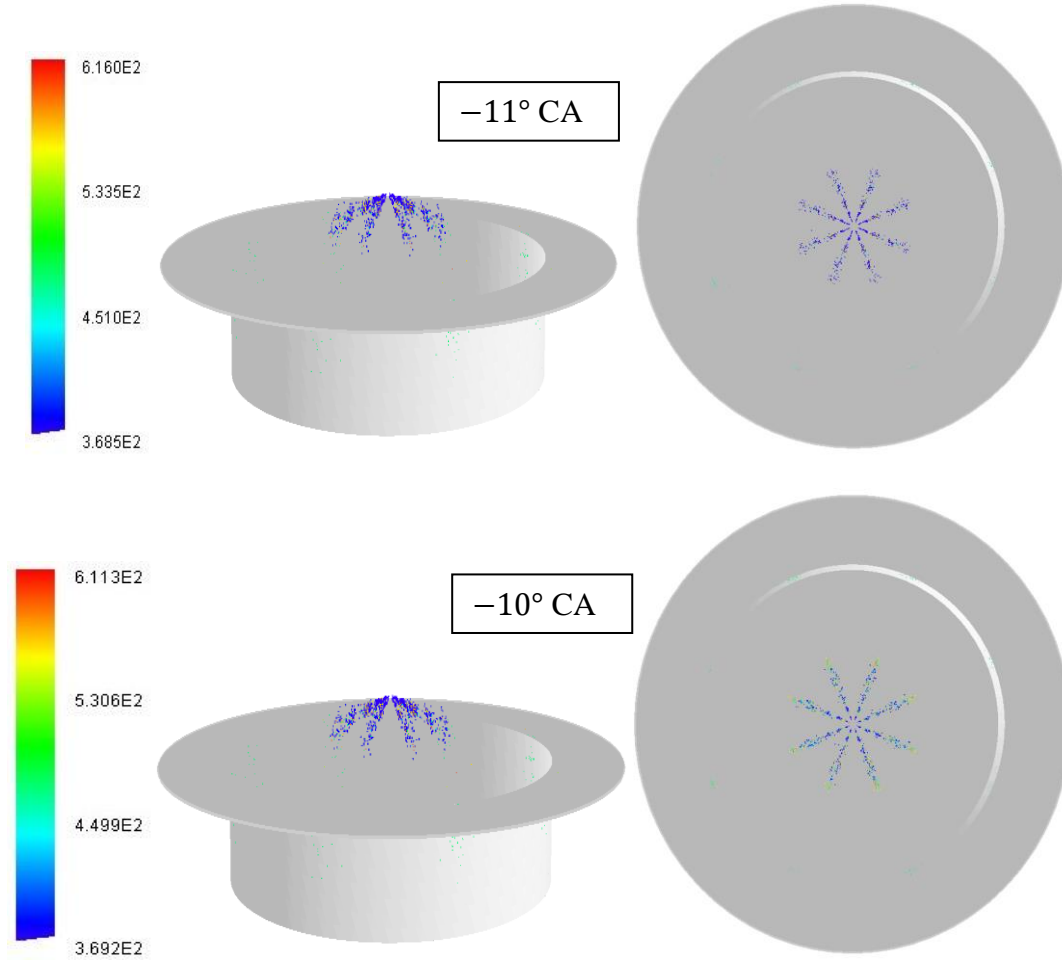
Şekil 6.42: Piston çanağı üzerinde yakıt damlacıklarının dağılımı.



Şekil 6.42 (devam): Piston çanağı üzerinde yakıt damlacıklarının dağılımı.

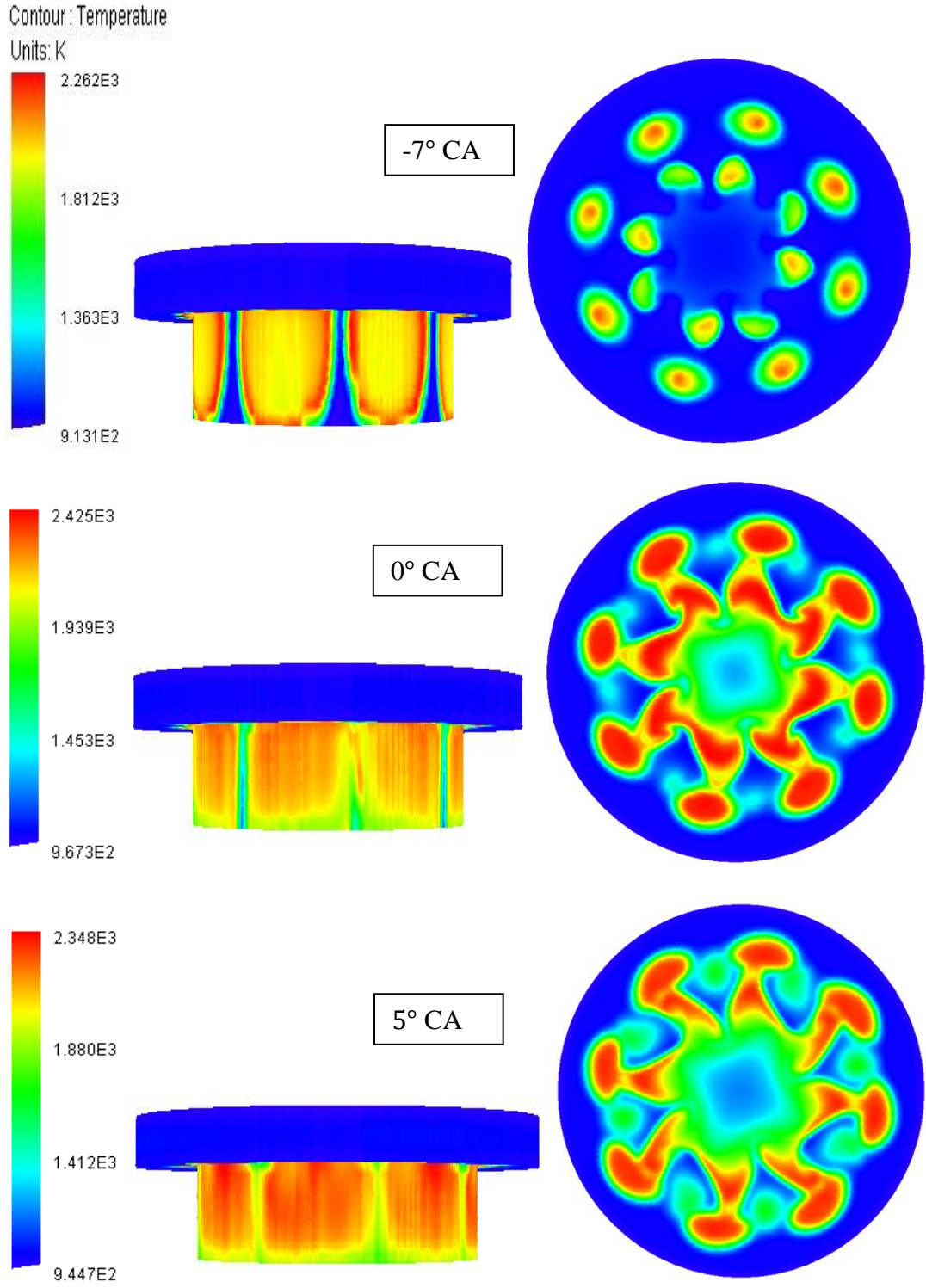


Şekil 6.42 (devam): Piston çanağı üzerinde yakıt damlacıklarının dağılımı.

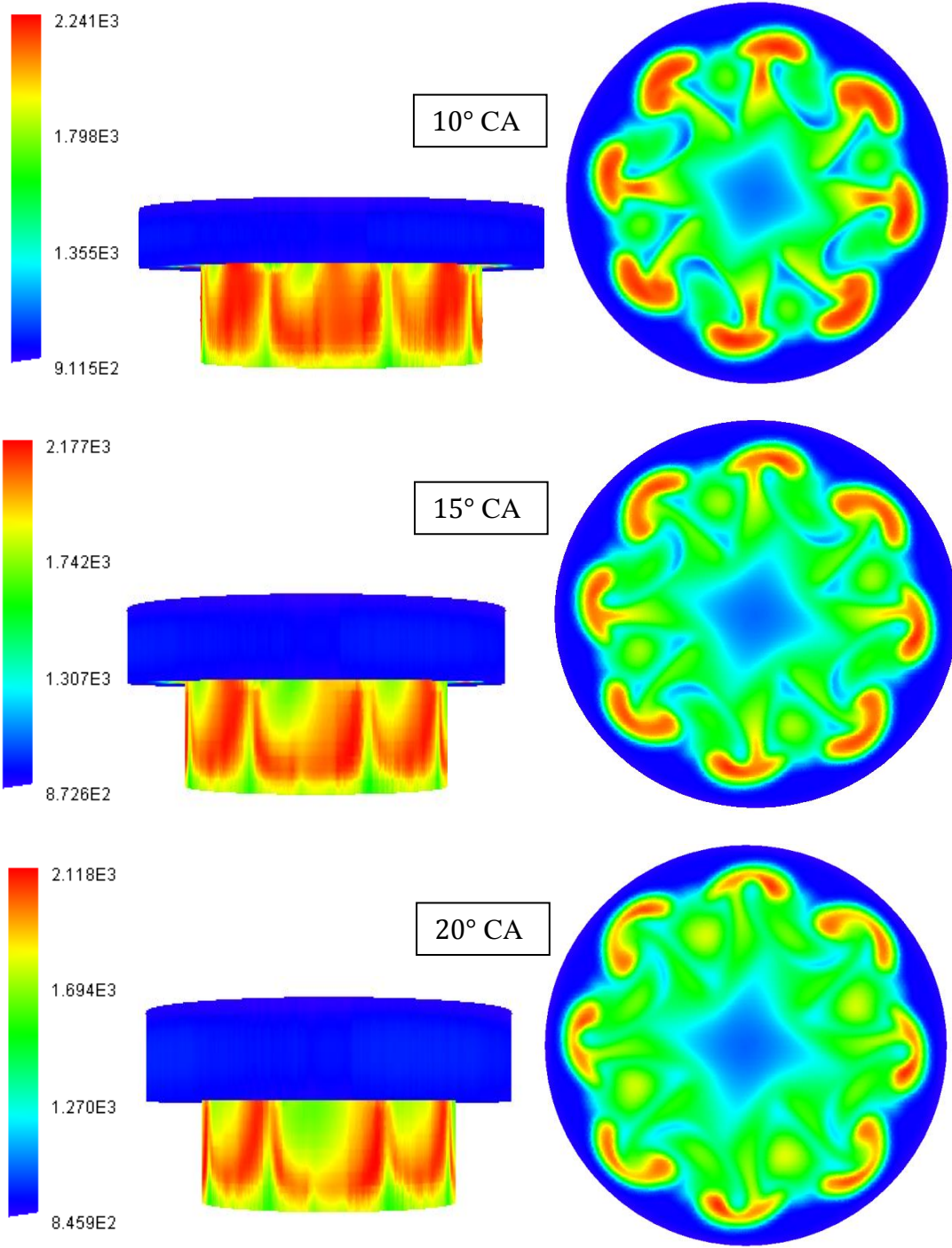


Şekil 6.42 (devam): Piston çanağı üzerinde yakıt damlacıklarının dağılımı.

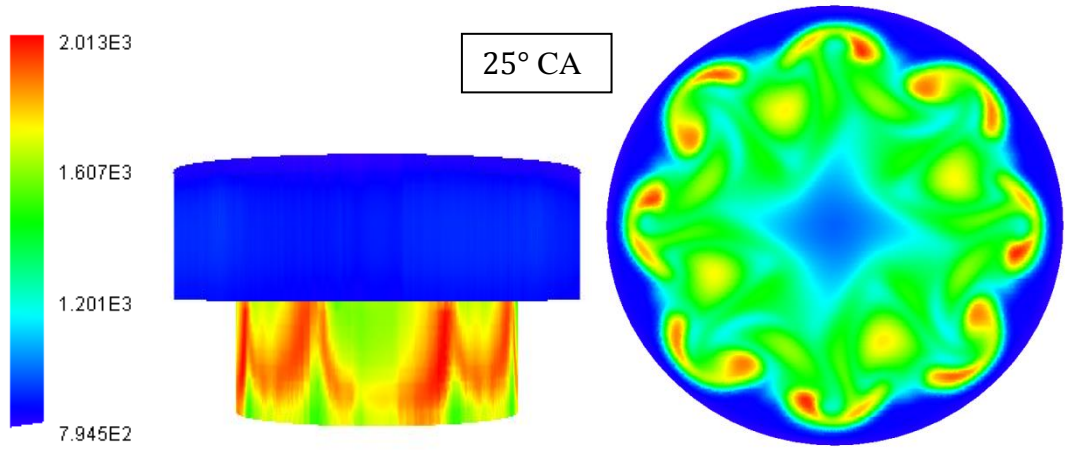
Şekil 6.44'te üst ve yan görünüşteki silindir kafası farklı krank açılarında incelendiği zaman sekiz enjektör deliklerinin oluşturduğu sıcaklık dağılımı görülmektedir. Sıcaklık dağılımından silindir içerisinde oluşan yakıt dağılımının homojen olduğu net bir şekilde farkedilir. Bunun dışında dört enjektör deliğinde (nozullarda) yatay hava hareketinin daha fazla etkisi de açık bir şekilde görülmektedir.



Şekil 6.43: Tam yanma odası sıcaklık konturları.



Şekil 6.43 (devam): Tam yanma odası sıcaklık konturları.



Şekil 6.43 (devam): Tam yanma odası sıcaklık konturları.

7. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında bir dizel motorun Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemiyle modellenmesi ve yanma analizi yapılmıştır. Yapılan çalışmada üç boyutlu HAD simülasyonları ile sekizde birlik sektör ve tam yanma odası modellenmiş olup deneysel sonuçlarla silindir içi basınç değerleri ve ortaya çıkan ısı karşılaştırılmıştır. HAD sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında %4'lük bir fark bulunmaktadır. Bunun dışında farklı türbülans modellerin yanmaya etkisi incelenmiş ve analiz sonuçları arasında karşılaştırmalar yapılmıştır. Kullanılacak türbülans modeli %4'lük hataya sahip RNG k-epsilon türbülans modeli seçilmiştir.

EGR sistemin NO_x , silindir içi sıcaklık, is ve motor gücüne etkisi incelenmiştir. Yapılan çalışmada beş farklı EGR oranında analizler yapılmış ve NO_x , silindir içi sıcaklık, is ve motor gücü değişimleri grafiklerle belirtilmiştir. EGR'nin maksimum sıcaklıklardaki düşüşü ve buna bağlı olarak meydana gelen NO_x emisyonu düşümleri görülmüştür. Ancak EGR artışı is miktarını da arttırdığından dolayı EGR oranıyla ilgili bir optimizasyon yapılmıştır. Kullanılacak EGR oranı %8,5 tespit edilmiştir. EGR artışına bağlı olarak maksimum sıcaklık ve NO_x düşümleri, is artışı Phi-T konturlarıyla da belirtilmiş olup EGR'nin etkisinin daha iyi anlaşılması sağlanmıştır.

Kimya Modeli olarak Chemkin kullanılmış ve 173 tür seçilmiştir. Buna bağlı olarak yanma sırasında gerçekleşen kimyasal tepkimelerin sonuçlarının daha iyi olması hedeflenmiştir. Türbülanslı akışı daha doğru hesaplamak amacıyla RNG k-epsilon türbülans modeli kullanılmıştır ve çözüm ağı olarak deneysel verilere daha yaklaşık sonuçlar verdiği için 500000 çözüm ağına sahip ince çözüm ağı seçilmiştir. Zaman adımı olarak ise enjeksiyon başlangıcı, yanma süresi ve genişleme stroku esnasında zaman ayrıştırma hatalarını en aza indirmek amacıyla $1,28 \times 10^{-5}$ saniye seçilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] **Karimi, K.** (2007). Characterisation of Multiple-Injection Diesel Sprays at Elevated Pressures and Temperature, Sf. 2
- [2] **Heywood, J.B.** (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals, New York, McGraw-Hill.
- [3] **Bowman, C.T.** (1975). *Energy Combust. Sci. Vol.,I*, Sf. 33-45.
- [4] **Url-1** <<http://concauwe.be/>>, alındığı tarih: 10.03.2015
- [5] **Leet, J.A.** (1997). *Soc. Automotive Eng. SAE Paper*, **970873**.
- [6] **Johnson, T.V.** (2004). *Soc. Automotive Eng. SAE Paper*, 01 Eylül
- [7] **Alleman, T.L. ve McCormick, R.L.** (2003). *Soc. Automotive Eng. SAE Paper*.
- [8] **Yoshimoto, Y., Onodera, M. ve Tamaki, H.** (2001). *Soc. Automotive Eng. SAE Paper*.
- [9] **Hallgren, B.E ve Heywood, J.B.** (2001). *Soc. Automotive Eng. SAE Paper*.
- [10] **Miller, F.J.** (1979). *Air Pollut. Control Assoc.* **29**, Sf 610-615.
- [11] **Url-2** <http://tr.wikipedia.org/wiki/Dizel_motor>, alındığı tarih: 15.03.2015
- [12] **Yüksek, L.** (2014). Motorlar Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi.
- [13] **Keskin, A. ve Sağıroğlu, S.** (2010). Dizel Motorlarından Kaynaklanan Egzoz Emisyonları ve Kontrol Yöntemleri. Dizel Motor Emisyonları, Azotoksitler ve Partikül Maddenin Yapısı.
- [14] **Deniz, O.** (2008). İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları. Yıldız Teknik Üniversitesi.
- [15] **Mass, U. Pope, S.B.** (1992). Simplifying Chemical Kinetics. Intrinsic low dimensional Manifolds in Composition Space., *Combustion and Flame* **88**, Sf. 239-264.
- [16] **Lam, S.H.** (1995). Reduced Chemistry Modeling and Sensitivity Analysis. Lecture Notes for Aerothermochemistry for Hypersonic Technology, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Brussels, Belgium.
- [17] **Zeldovich, Y.B., Sadovnikov, P.Y. ve Frank-Kamenetskii, D.A.** (1947). Oxidation of Nitrogen in Combustion. *Academy of Sciences of USSR, Institute of Chemical Physics*, Moscow-Leningrad.
- [18] **Colannino, J.** (2006). Modeling of Combustion Systems. Taylor & Francis, London, New York.
- [19] **Fenimore, C.P.** (1971). *13th Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute*. Pittsburgh, Sf 373.

- [20] **Bochorn, H.** (1985). Investigation of the Surface of Soot in Flat Low Pressure Hydrocarbon Oxygen Flames. *Twentieth International Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburg.*
- [21] **Merker, G.P.** (2006). *Simulating Combustion*, Springer, Berlin, Germany.
- [22] **AVL FIRE User Manual.** (2009). ICE Physics & Chemistry.
- [23] **FORTE Reaction Design.** (2014). Forte Theory Manual, Sf. 11-14.
- [24] **Güney, H.** (2014). *Tier IV Emisyon Seviyesine Sahip Bir Dizel Motorun Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Akış ve Yanma Analizi* (yüksek lisans tezi), Sf. 22.
- [25] **Yakhot, V. ve Orszag, S.A.** (1986). Renormalization Group Analysis of Turbulence. *Basic Theory Journal of Scientific Computing*, Sf. 1-3.
- [26] **Hiroyasu, H. ve Kadota, T.** (1976). Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in DI Diesel Engines. *SAE Technical Paper 760129, SAE Technical Paper Series.*
- [27] **Wishwanathan, G. ve Reitz, R.D.** (2008). Numerical Predictions of Diesel Flame Lift-Off Length and Soot Distributions Under Low Temperature Combustion Conditions. *SAE Technical Paper 1331, SAE Technical Paper Series.*
- [28] **Kong, D., Eckhoff, R.K. ve Alfert, F.** (1995). Auto-Ignition of CH₄/air, C₃H₈/air, CH₄/C₃H₈/air and CH₄/CO₂/air using a 1 l ignition bomb. *Journal of Hazardous Materials*, Sf. 69-84.
- [29] **Kong, S.-C. ve Reitz, R.D.** (2002). Use of Detailed Chemical Kinetics to Study HCCI Engine Combustion with Consideration of Turbulent Effects. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 124*, Sf. 702-707.
- [30] **Peters, N.** (2000). *Turbulent Combustion*. Cambridge University Press, Cambridge, UK
- [31] **Liang, L. ve Reitz, R.D.** (2006). Spark Ignition Engine Combustion Modeling Using a Level Set Method with Detailed Chemistry. *SAE Technical Paper 0243, SAE Technical Paper Series.*
- [32] **Liang, L.** (2007). Modeling Knock in Spark-Ignition Engines Using a G-equation Combustion Model Incorporating Detailed Chemical Kinetics. *SAE Technical Paper 0165, SAE Technical Paper.*
- [33] **Tan, Z. ve Reitz, R.D.** (2006). An ignition and Combustion Model for Spark Ignition Engine Multi-dimensional Modeling, *Combustion and Flame*, Sf. 1-15.
- [34] **Peters, N.** (2000). *Turbulent Combustion*. Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- [35] **Metghalchi, M. ve Keck, J.C.** (1983). Burning Velocities of Methanol, Ethanol and iso-Octane-Air Mixtures. *19th Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute*, Sf. 275.
- [36] **Kong, S.-C. ve Reitz, R.D.** (2002). Use of Detailed Chemical Kinetics to Study HCCI Engine Combustion With Consideration of Turbulent

Mixing Effects. *Transactions of American Society of Mechanical Engineers*, Sf. 702-707.

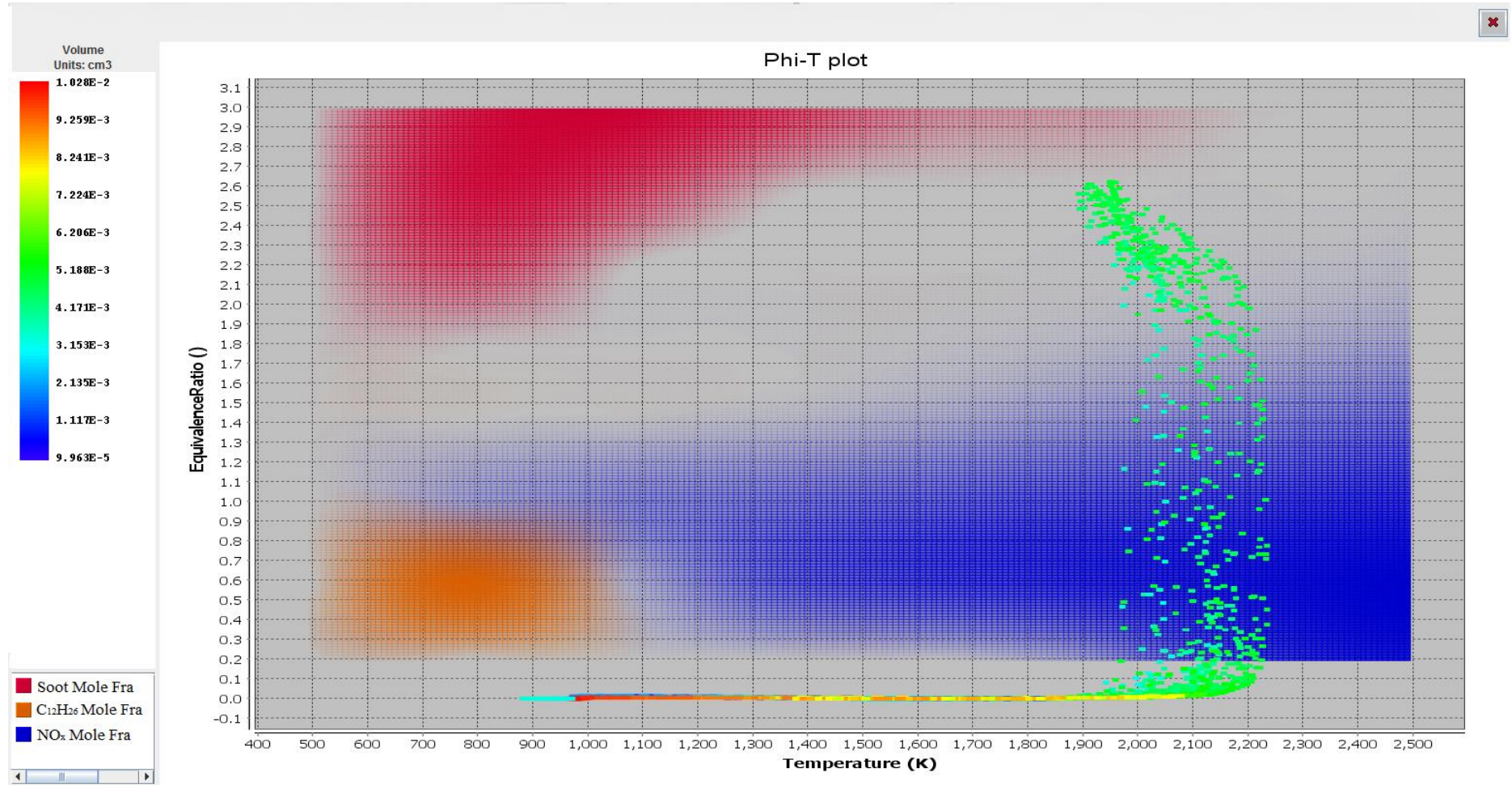
- [37] **Han, Z. ve Reitz, R.D.** (1997). A Temperature Wall Function Formulation for Variable-density Turbulence Flows with Application to Engine Convective Heat Transfer Modeling. *International Journal of Heat Mass Transfer*, **40**, Sf. 613-625.
- [38] **Lu, T. ve Law, C.K.** (2005). A directed relation graph method for mechanism reduction, *Proceedings of the Combustion Institute*, **30**, 1333-1341.
- [39] **Tan, Z.** (2003). Multi-Dimensional Modeling of Ignition and Combustion in Preximed and DIS/CI (Direct Injection Spark/Compression Ignition) Engines (doktora tezi). 2003.
- [40] **Beale, J.C. ve Reitz, R.D.** (1999). Modeling spray atomization with the Levin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor hybrid model, *Atomization and Sprays*, Sf. 623-650.
- [41] **Schmidt, D.P.** (1999). Pressure-Swirl Atomization int the Near Field. *SAE Technical Paper 0496*, *SAE Technical Paper Series*.
- [42] **Wang, Y., Ge, H.-W. ve Reitz, R.D.** (2010). Validation of Mesh and Timestep-Independent Spray Models for Multi-Dimensional Engine CFD Simulation. *SAE Technical Paper 0626*, *SAE Technical Paper Series*.
- [43] **Levich, V.G.** (1962). *Physicochemical Hydrodynamics*, Prentice-Hall.
- [44] **Reitz, R.D.** (1987). Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays, *Atomization and Sprays*, Sf. 309-337.
- [45] **Reitz, R.D. ve Diwakar, R.** (1986). Effect of Drop Breakup on Fuel Sprays. *SAE Technical Paper 860469*, *SAE Technical Paper Series*.
- [46] **Abani, N.** (2008). An Improved Spray Model for Reducing Numerical Parameter Dependicies in Diesel Engine CFD Simulations. *SAE Technical Paper 0970*, *SAE Technical Paper Series*.
- [47] **Yang, X.** (2008). Comparison of Computer and Measured High-Pressure Conical Diesel Sprays. *SAE Technical Paper 0951*, *SAE Technical Paper Series*.
- [48] **Squire, H.B.** (1953). Investigation of the Instability of a Moving Liquid Film. *British Journal of Applied Physics*, **4**, Sf. 167.
- [49] **O' Rourke, P.J. ve Amsden, A.A.** (1987). The TAB Method for Numerical Simulations of Spray Droplet Breakup. *SAE Technical Paper 872089*. *SAE Technical Paper Series*.
- [50] **Amsden, A.A., O'Rourke, P.J. ve Butler, T.D.** (1989). KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays, *Los Alamos National Laboratory*, Sf. 1
- [51] **Munnannur, A. ve Reitz, R.D.** (2009). A Comprehensive Collision Model for Multi-Dimensional Engine Spray Computations, *Atomization and Sprays*, Sf. 597-619.

- [52] **Munnannur, A.** (2007). *Droplet Collision Modeling in Multi-Dimensional Engine Spray Computations* (doktora tezi), Mechanical Engineering Department, University of Wisconsin-Madison..
- [53] **Sun, Y. ve Reitz, R.D.** (2007). Modeling Low-Pressure Injections in Diesel HCCI Engines. *20th Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, Chicago.
- [54] **Ra, Y. ve Reitz, R.D.** (2009). A vaporization model for discrete multi-component fuel sprays. *International Journal of Multiphase Flow*, Sf. 101-117.
- [55] **Schmidt, D.P. ve Rutland, C.J.** (2010). A New Droplet Collision Algorithm. *Journal of Computational Physics*, **164.**, Sf. 62-80.
- [56] **Sun, T.F.** (1996). Experimental and Numerical Studies of High Pressure Multiple Injection Sprays. *SAE Technical Paper 960861*. *SAE Technical Paper Series*.
- [57] **Ra, Y. ve Reitz, R.D.** (2003). The application of a multi-component vaporization model to gasoline direct injection engines. *International Journal of Engine Research*, *4.*, Sf. 193-218.
- [58] **ANSYS.** (2014). FORTE Software, Reaction Design.
- [59] **Zhau, H., Peng, Z., Milliams, J., Ladommatos, N.** (2001). Understanding the Effects of Recycled Burnt Gases on the Controlled Autoignition (CAI) Combustion in Four-Stroke Gasoline Engine. *SAE Paper 3607*.
- [60] **Law, D., Allen, J.** (2002). On the Mechanism of Controlled Auto Ignition. *SAE paper 0421*.
- [61] **Law, D., Kemp, D., Allen, J., Kirkpatrick, G., Copland, T. Controlled.** (2000). Combustion in an IC-Engine with a Fully Variable Valve Train. *SAE paper 0251*
- [62] **Wolters, P., Salber, W., Dilthey, J. A.** (2001). New Approach for Gasoline Engine in a New Generation of Engine Combustion Processes for the Future, Paris, Sf. 153-162

EKLER

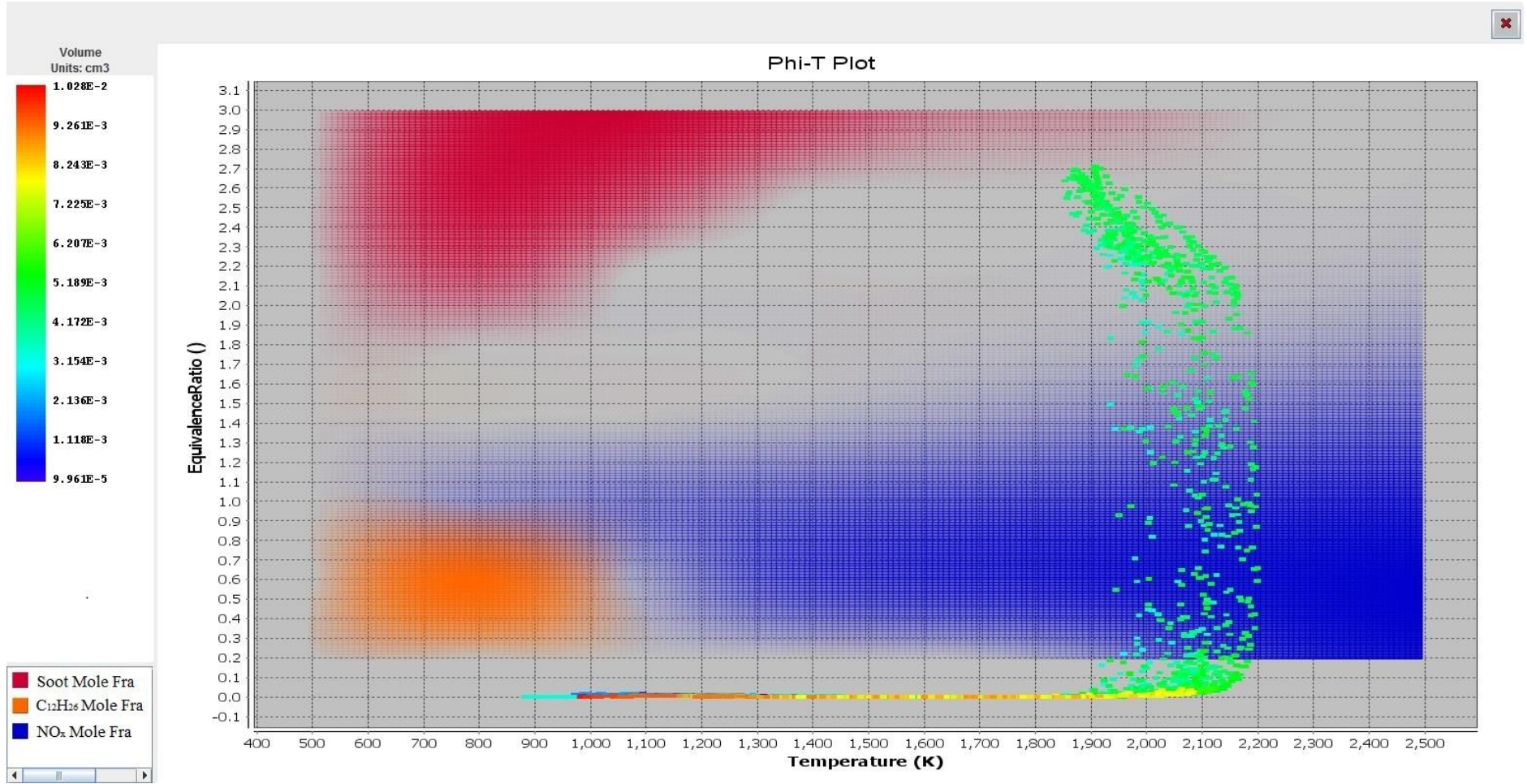
EK A : Phi-T konturları

EK A



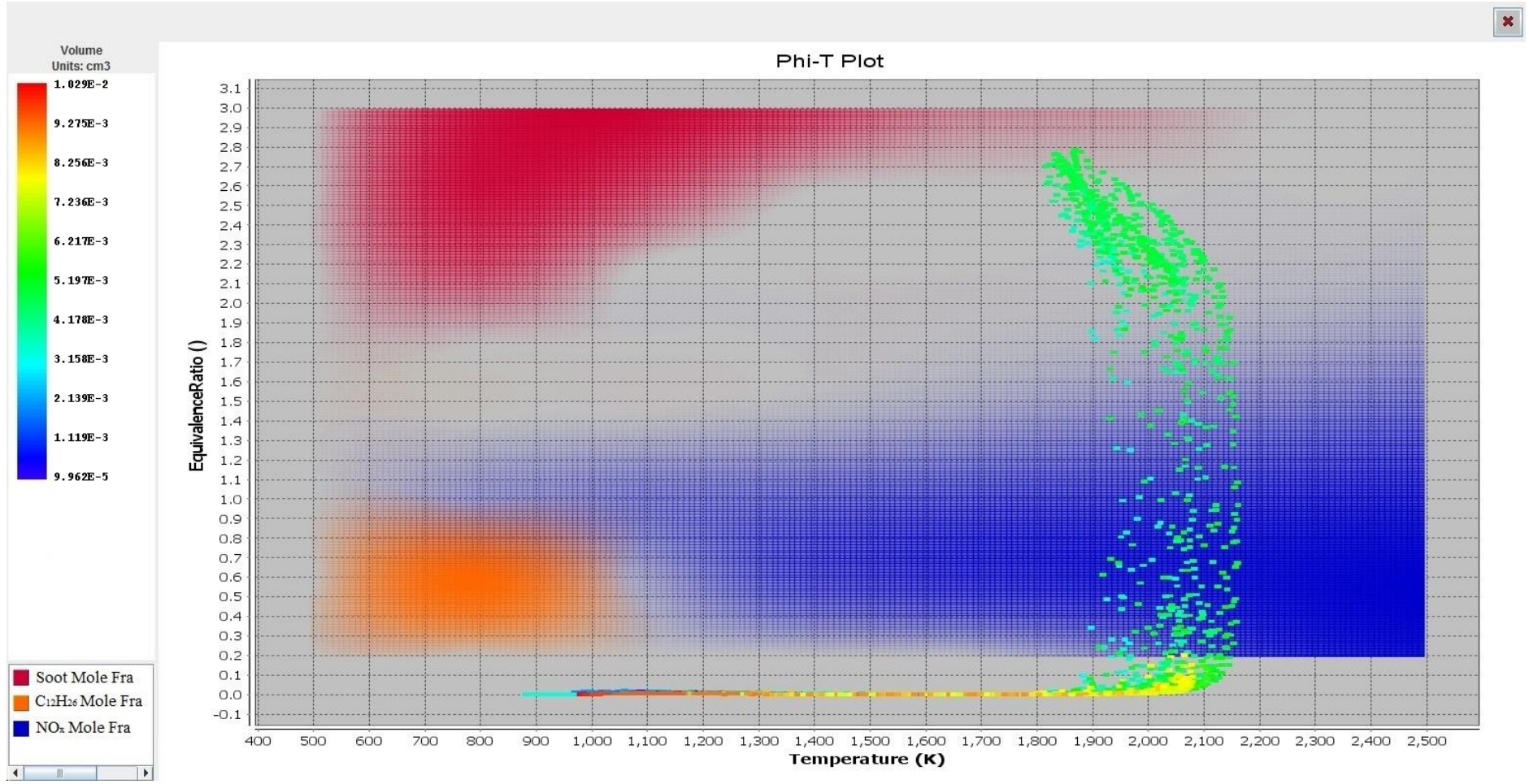
Şekil A.1 : Farklı EGR oranlarında Phi-T konturları

EGR 0%



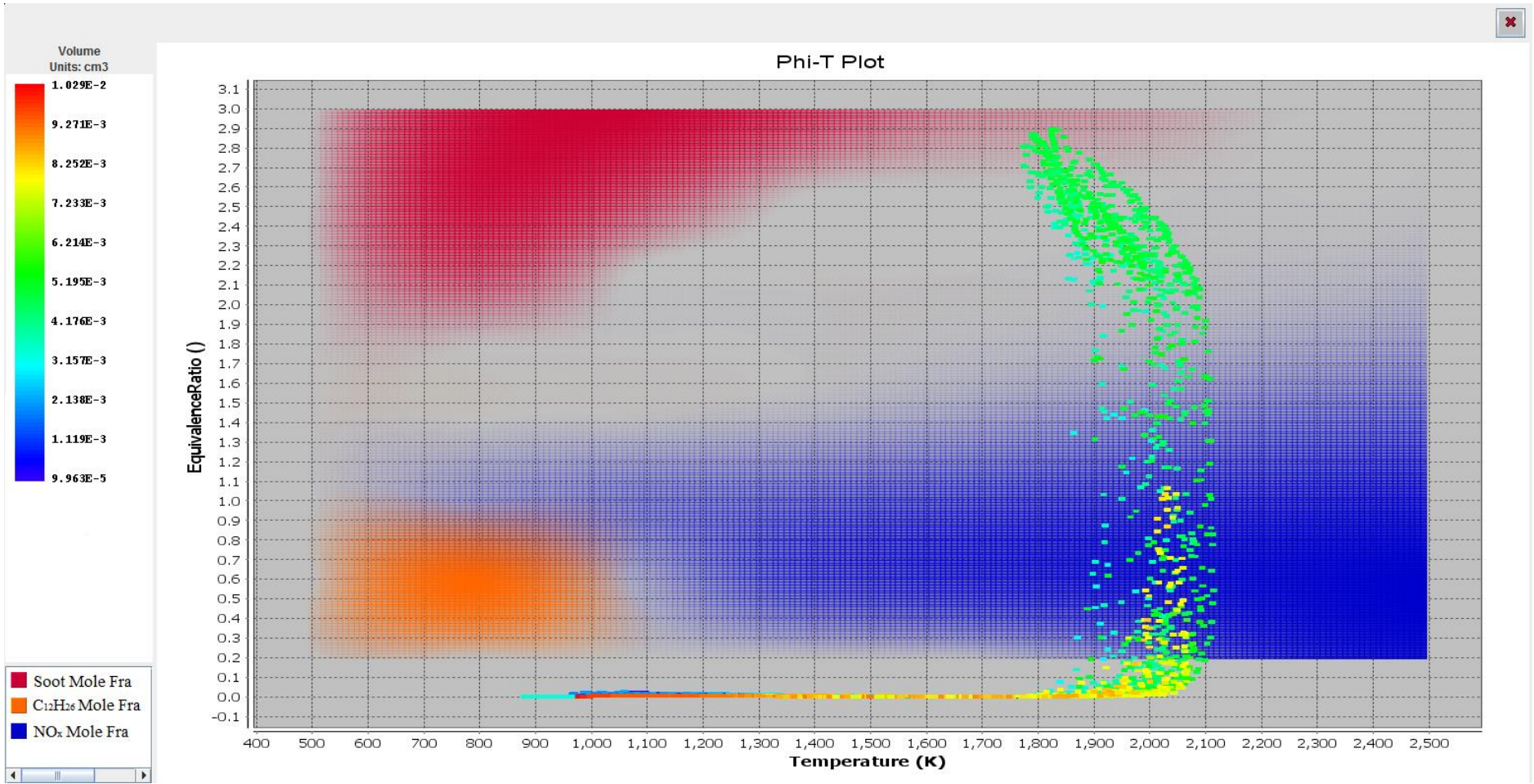
Şekil A.2 : Farklı EGR oranlarında Phi-T konturları

EGR 5%



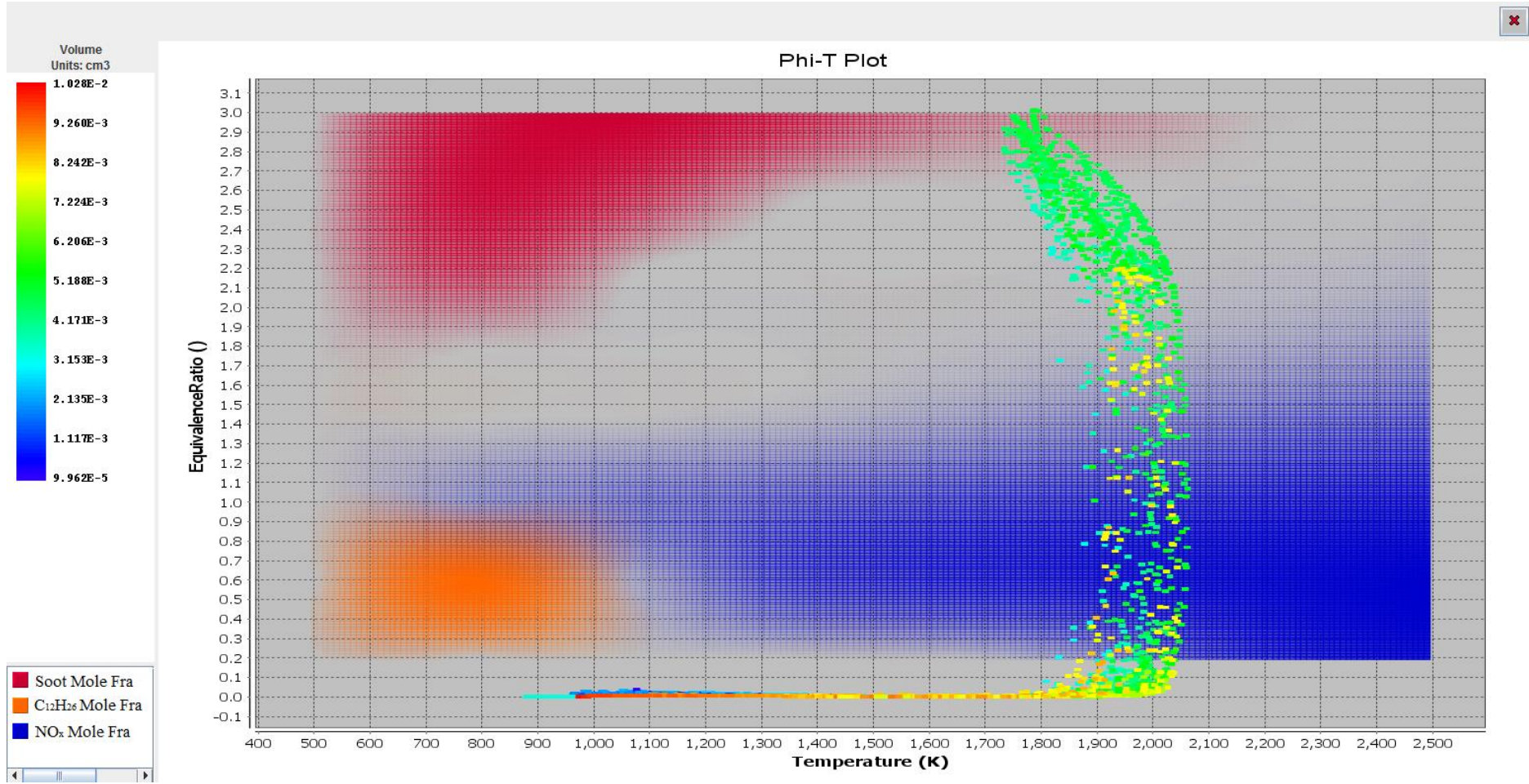
Şekil A.3 : Farklı EGR oranlarında Phi-T konturları

EGR 10%



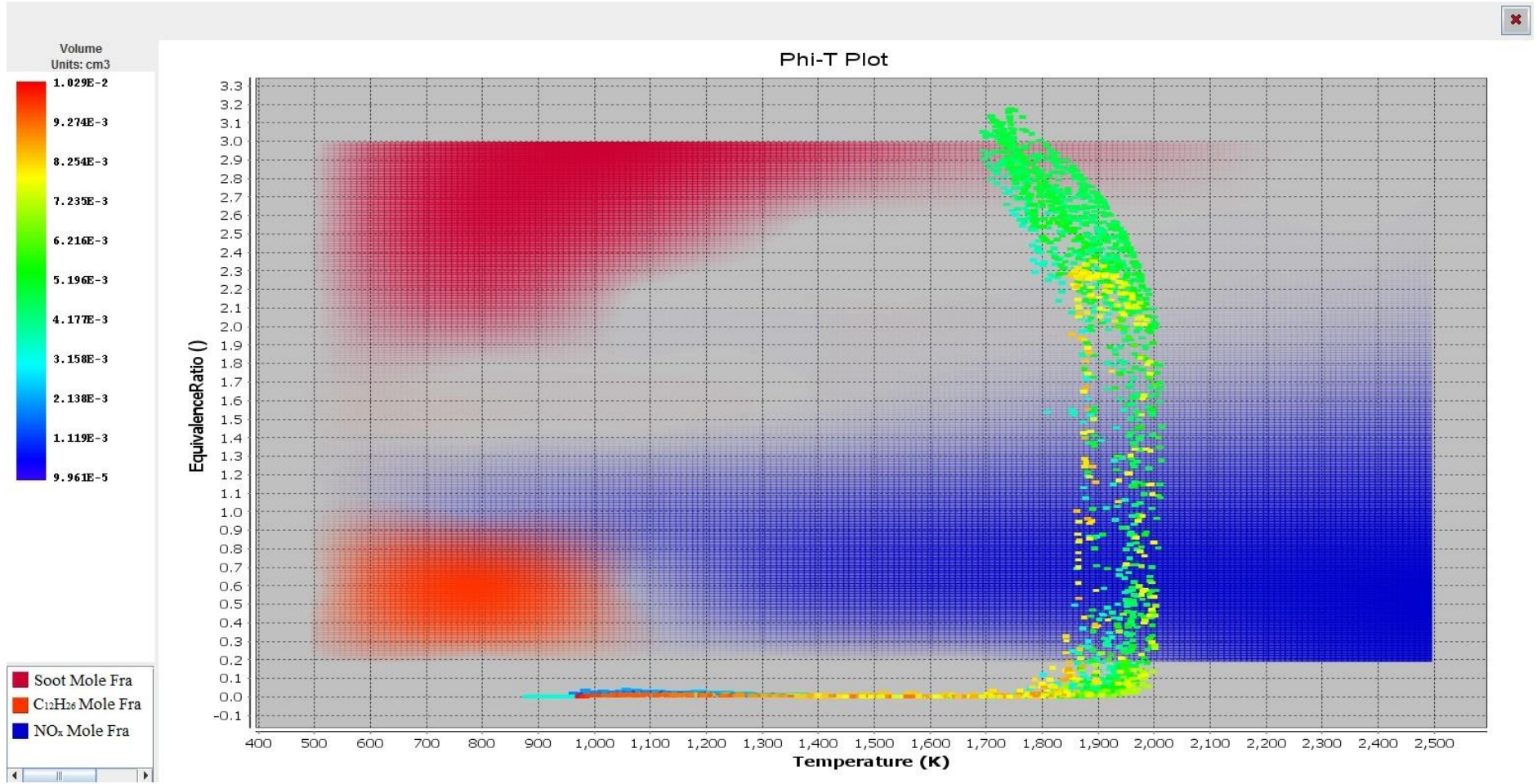
Şekil A.4 : Farklı EGR oranlarında Phi-T konturları

EGR 15%



Şekil A.5 : Farklı EGR oranlarında Phi-T konturları

EGR 20%



Şekil A.6 : Farklı EGR oranlarında Phi-T konturları

EGR 25%

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad :Mahmut Kurtuluş ABAY

Doğum Yeri ve Tarihi :30.08.1988

E-Posta :abaay-88@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** :2011, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yükseklisans** :2015, İstanbul Teknik Üniversitesi,
Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER: Motor Tasarım Mühendisi (2014)
Türk Traktör ve Ziraat Makineleri A.Ş.

