

**ÜÇ BOYUTLU TÜRBÜLANSLI BİR DMD İÇTEN YANMALI MOTORUN YANMA  
KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

**AHMET CÜCEN**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KASIM 2012**

**ANKARA**

Fen Bilimleri Enstitü onayı

---

Prof. Dr. Ünver KAYNAK

Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

---

Prof. Dr. Ünver KAYNAK

Anabilim Dalı Başkanı

Ahmet CÜCEN tarafından hazırlanan ÜÇ BOYUTLU TÜRBÜLANSLI BİR DMD İÇTEN YANMALI MOTORUN YANMA KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

---

Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU

Tez Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Nuri YÜCEL \_\_\_\_\_

Üye : Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU \_\_\_\_\_

Üye : Doç. Dr. Selin ARADAĞ ÇELEBİOĞLU \_\_\_\_\_

Üye : Yrd. Doç. Dr. Nilay SEZER UZOL \_\_\_\_\_

Üye : Dr. Kurt İmren YAPICI \_\_\_\_\_

## TEZ BİLDİRİMİ

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

(İmza)

Ahmet CÜCEN

**Üniversitesi** : **TOBB Ekonomi ve Teknoloji**  
**Üniversitesi**  
**Enstitüsü** : **Fen Bilimleri**  
**Anabilim Dalı** : **Makine Mühendisliği**  
**Tez Danışmanı** : **Yrd. Doç. Dr. Sıtkı Uslu**  
**Tez Türü ve Tarihi** : **Yüksek Lisans – Kasım 2012**

**AHMET CÜCEN**

**ÜÇ BOYUTLU TÜRBÜLANSLI BİR DMD İÇTEN YANMALI MOTORUN  
YANMA KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

**ÖZET**

İçten Yanmalı Motor çalışmalarında, yanma konseptlerinin iyileştirilmesi ve buna paralel olarak kimyasal emisyonların düşürülmesi en önemli araştırma konularını oluşturmaktadır. Bu araştırmaların en önemli bölümünü sıfır emisyonlara sahip motorların geliştirilmesi olarak nitelendirilebilir. Dünya çapında otoritelerin koydukları emisyon standartları, otomobil firmalarını emisyon seviyelerini düşürmeleri konusunda zorlamaktadır. Bu standartlar ise otomobil firmalarına ek maliyetler olarak yansımaktadır. Yanma sonrası egzoz emisyonlarını azaltmanın getirdiği ek maliyetleri azaltmak için daha iyi yanma konseptlerinin geliştirilmesi gerekmektedir. Piston geometrisinin değiştirilmesi ile yakıt püskürtme de bu konseptler içinde değerlendirilebilir. Mevcut tez çalışması kapsamında, Doğu Motor Arge tarafından tasarlanan konsept motor incelenmiş, turbo beslemeli direkt yakıt püskürtmeli bir dizel motorda piston geometrisi değiştirilerek HAD, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, ile türbülanslı yanma analizleri yapılmıştır. Bilindiği üzere dizel motorlarda yakıt püskürtme basıncı günümüz direkt püskürtmeli motorlarda 2000 bar civarındadır. Yapılan çalışma kapsamında ilk önemli amaç püskürtme basıncının 800 bara düşürülerek yanma verimi üzerindeki etkilerinin incelenmesidir. İkinci olarak yanma veriminin iyileştirilmesi için piston kasesinin geometrisi değiştirilmiştir. Ayrıca tez kapsamında çeşitli püskürtme koni açıları ve püskürtme başlangıç zamanları değiştirilerek parametrik çalışmalar yapılmıştır.

**University** : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi  
**Institute** : Institute of Natural and Applied Sciences  
**Science Programme** : Mechanical Engineering  
**Supervisor** : Assist. Prof. Dr. Sıtkı USLU  
**Degree Awarded and Date** : M.Sc. – November 2012

**AHMET CÜCEN**

**AN INVESTIGATION OF COMBUSTION CHARACTERISTICS IN A 3-D  
TURBULENT DMD INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

**ABSTRACT**

The reduction of emissions in Internal Combustion Engines by better combustion concepts is currently one of the main research topics. The main subject of these investigations is developing the engines with zero emissions. The standards imposed by the authorities force the automotive industry to reduce the pollutants. These standards surely result in additional costs to the manufacturers. In order to reduce the additional costs better combustion concepts have to be developed. Changing the piston geometry and different injection concepts belong to some of these strategies. In the present study the piston of a DMD, Dual Mode Diesel, engine concept with direct injection designed by Dogu Motor Arge is optimised using CFD, Computational Fluid Dynamics for 3D turbulent reacting flow. The typical spray pressure for Common Rail Diesel Injection is around 2000 bar. In the present study the rail pressure is reduced to 800 bar to see the effects on combustion efficiency. Secondly the piston geometry is changed in order to improve the combustion efficiency. The spray cone angle and SOI, Start of Injection, times have been changed for parametric studies.

## TEŞEKKÜR

Yükseklisans çalışmalarım süresince bilgisi ve tecrübesiyle bana yol gösteren hocam Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU' ya en içten teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, proje konusunda yardım ve teknik destekleri sebebiyle Dr. Kurt İmren YAPICI ve Dominik PENINGS' e teşekkürü bir borç bilirim. Tezin en yoğun zamanlarında hem teorik hem de teknik konularda yardımlarını esirgemeyen Ender ÇELİK' e ayrıca teşekkür ederim. Son olarak, eğitimin süresince maddi ve manevi hiçbir desteğini benden esirgemeyen babam, annem ve sevgili kardeşime sonsuz teşekkürler.

## İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELER LİSTESİ	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	x
SEMBOLLER LİSTESİ	1
1. GİRİŞ VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
1.1 Literatür Araştırması	5
2. GEOMETRİK KATI MODELLEME	16
2.1 Problemin tanımı	16
2.2 Başlangıç ve giriş koşulları	18
2.2.1 Başlangıç koşulları	18
2.2.2 Enjektör Parametreleri	19
2.3 Kullanılan Yazılımlar	20
3. MATEMATİKSEL MODELLEME	22
3.1 Süreklilik, Momentum Ve Enerji Korunum Denklemleri	22
3.2 Navier - Stokes Denklemleri	22
3.2.1 RANS yaklaşımı	23
3.2.2 Türbülans Modelleri	25
3.3 Püskürtme Modelleri	30
3.3.1 İkincil Parçalanma modeli	31
3.4 Yanma Modelleri	35
3.4.1 Transport Denklemleri	35
3.4.2 Kimyasal Reaksiyon Hız Katsayısı	36
3.4.3 Eddy Yitim Modeli	36
3.4.4 Sonlu Kimyasal Hız Modeli (Finite Rate Chemistry Model)	38
3.4.5 Kendi Kendine Tutuşma Modeli	39
3.4.6 Tutuşma Gecikme Zamanı	39
3.5 Emisyon Modelleri	40

3.5.1 Azotoksit (No) Modeli	40
4. AYRIKLAŞTIRMA YÖNTEMLERİ	43
4.1 Basınç tabanlı Navier-Stokes Denklemleri	43
4.2 Sayısal Çözüm Sürecinde Kontrol Hacim Yaklaşımının Kullanılması	44
4.3 Birinci Dereceden UPWIND Yöntemi	46
4.4 Zamanda Ayırıklaştırma	46
4.5 Gradyanların ve Türevlerin Tespiti	47
4.6 Momentum Denkleminin Ayırıklaştırılması	47
4.7 Süreklilik Denkleminin Ayırıklaştırılması	48
4.8 Basınç Hız Bağlaşımı	48
4.8.1 PISO Algoritması	48
5. SONUÇLAR	50
5.1 Çözüm Ağı Araştırması	50
5.1.1 345 Krank Açısı Sonuçları	51
5.1.2 385 Krank Açısı Sonuçları	52
5.2 Türbülans Modeli Çalışması	53
5.3 Mantar Geometrisinin Yanmaya Etkisinin İncelenmesi	56
5.3.1 Soğuk Akış Analizleri	56
5.3.2 Yanma Analizleri	59
6. PARAMETRİK ÇALIŞMALAR	68
6.1 Püskürtme Zamanının Yanmaya Etkisinin İncelenmesi	68
6.2 Koni Açısının Yanmaya Etkisinin İncelenmesi	72
7. TARTIŞMALAR VE GELECEK ÇALIŞMALAR	77
REFERANSLAR	79
EKLER	84
ÖZGEÇMİŞ	126



## ÇİZELGELER LİSTESİ

Çizelge 1.1: EURO standartlarına göre emisyon değerleri (g/km) [1].....	4
Çizelge 1.2: Ağır iş araçları için emisyon değerleri (g/kWh) .....	6
Çizelge 2.1: Emme ve Egzoz valfi açılma ve kapanma zamanları .....	17
Çizelge 2.2: Silindir içi yanma sonu artık gaz kütlece yüzde oranları .....	18
Çizelge 2.3: Motor Özellikleri.....	19
Çizelge 2.4: Püskürtme özellikleri tablosu.....	20
Çizelge 3.1: K - ε Türbülans Modeli Denklem Sabitleri.....	26
Çizelge 3.2: Wilcox K- ω Türbülans Modeli sabitleri [44].....	28
Çizelge 5.1: Çizgi özellikleri.....	51
Çizelge 5.2: Farklı Türbülans Modellerinde basınç ve döngür oranı karşılaştırmaları .....	55
Çizelge 5.3: Geometrik değişikliğin basınç üzerine etkileri .....	59
Çizelge 5.4: Püskürtme Özellikleri .....	60
Çizelge 5.5: Mantar Geometrisi Karşılaştırmaları Sonuçları .....	67
Çizelge 6.1: 3 Farklı durum için püskürtme özellikleri.....	68
Çizelge 6.2: Püskürtme Zamanı Sonuçları Karşılaştırmaları .....	72
Çizelge 6.3: 4 Farklı koni açısı durumu için püskürtme özellikleri .....	72
Çizelge 6.4: Koni Açısına Bağlı Parametrik Çalışma Sonuçları.....	76

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil 1.1: HC oluşumunun şematik gösterimi [1] .....	7
Şekil 1.2. Üç yollu katalitik konvertör örneği [9] .....	8
Şekil 1.3. Üç yollu katalitik konvertör çalışma mekanizması[9] .....	9
Şekil 1.4. EGG sistemi [9].....	10
Şekil 1.5. Püskürtme koni açısı [27].....	13
Şekil 1.6. Enjektör lüle geometrisi [1] .....	15
Şekil 2.1. Krank Açısı – Açılma mesafesi grafikleri.....	16
Şekil 2.2: Doğu Motor Geometri örneği .....	17
Şekil 2.3: Kullanılan piston geometrisi .....	18
Şekil 2.4. Enjektör konumlanma örneği.....	20
Şekil 3.1: Türbülans ortalama ve anlık sapma değerleri [43].....	25
Şekil 3.2. Püskürtme mekanizması [1].....	31
Şekil 4.1. Basınç tabanlı çözüm algoritması .....	44
Şekil 4.2. üçgen hücre için ayırıklaştırma örneği [50] .....	45
Şekil 4.3. Hücre Tabanlı En Küçük Kareler metodu çözüm yöntemi[50] .....	47
Şekil 5.1: Merkezi kesit üzeri çözüm ağı yapıları: (a) ~ 600.000 hücre (b) ~ 2.400.000.....	50
Şekil 5.2: Kıyaslama yapılan çizgiler .....	51
Şekil 5.3: 345 krank açısında farklı konumlardaki çizgiler üzerinde hız – konum grafikleri.....	52
Şekil 5.4: 385 krank açısında farklı konumlardaki çizgiler üzerinde hız – konum grafikleri.....	53
Şekil 5.5: Farklı türbülans modelleri için Döngü oranı – Krank açısı karşılaştırması	54
Şekil 5.6: Farklı türbülans modelleri için basınç – Krank açısı karşılaştırması.....	54
Şekil 5.7: Mantar geometrisi örnek geometrisi .....	56
Şekil 5.8: Döngü oranı – Krank açısı karşılaştırması.....	57
Şekil 5.9. Karşılaştırmalar esnasında kullanılan yüzey örneği.....	57
Şekil 5.10. 385 Krank Açısı için hız konturları.....	58
Şekil 5.11. 420 Krank Açısı için hız konturları.....	58
Şekil 5.12. 440 Krank Açısı için hız konturları.....	58
Şekil 5.13. 460 Krank Açısı için hız konturları.....	59
Şekil 5.14: Mantarlı ve mantarsız geometriler için karşılaştırmalar .....	61
Şekil 5.15. 735 Krank Açısı 1. Yüzey için n–Heptan kütle oranı konturları .....	62
Şekil 5.16. 735 Krank Açısı 1. Yüzey için karışım oranı konturları .....	63
Şekil 5.17. 735 Krank Açısı 1. Yüzey için sıcaklık konturları.....	63
Şekil 5.18. 735 Krank Açısı 2. Yüzey için n–Heptan kütle oranı konturları .....	64
Şekil 5.19. 735 Krank Açısı 2. Yüzey için karışım oranı konturları .....	64
Şekil 5.20. 900 Krank Açısı için n–Heptan kütle oranı konturları.....	65
Şekil 5.21. 900 Krank Açısı için karışım oranı konturları .....	65
Şekil 5.22. 900 Krank Açısı için sıcaklık konturları .....	66
Şekil 6.1: Püskürtme zamanına göre karşılaştırmalar .....	69
Şekil 6.2. 900 krank açısında 1.durum için kontur değerleri .....	70
Şekil 6.3. 900 krank açısında 2.durum için kontur değerleri .....	70

Şekil 6.4. 900 krank açısında 3.durum için kontur değerleri .....	71
Şekil 6.5. 900 krank açısında sıcaklık kontur değerleri .....	71
Şekil 6.6: Püskürtme zamanına göre karşılaştırmalar .....	73
Şekil 6.7. Yüzey – 1 .....	74
Şekil 6.8. Yüzey – 2 .....	74
Şekil 6.9. 900 krank açısında 1.durum için kontur değerleri .....	75
Şekil 6.10. 900 krank açısında 4.durum için kontur değerleri .....	75
Şekil 6.11. 900 krank açısında sıcaklık kontur değerleri .....	76
Şekil A.1. 715 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız.....	84
Şekil A.2. 720 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız.....	85
Şekil A.3. 735 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız.....	86
Şekil A.4. 750 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız.....	87
Şekil A.5. 800 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız.....	88
Şekil A.6. 900 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız.....	89
Şekil A.7. 715 krank açısı 1. yüzeyde: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız .....	90
Şekil A.8. 715 krank açısı 2. yüzeyde: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız .....	91
Şekil A.9. 720 krank açısı 1. yüzeyde: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız .....	92
Şekil A.10. 720 krank açısı 2. yüzeyde: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız .....	93
Şekil A.11. 735 krank açısı 1. yüzeyde: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız .....	94
Şekil A.12. 735 krank açısı 2. yüzeyde: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız .....	95
Şekil A.13. 750 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız.....	96
Şekil A.14.800 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız.....	97
Şekil A.15. 900 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız.....	98
Şekil B.1. 705 krank açısında 1.durum kontur değerleri.....	99
Şekil B.2. 710 krank açısında 1.durum için kontur değerleri.....	99
Şekil B.3. 710 krank açısında 2.durum için kontur değerleri.....	100
Şekil B.4. 710 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	100
Şekil B.5. 715 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	101
Şekil B.6. 715 krank açısında sıcaklık kontur değerleri .....	101
Şekil B.7. 720 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	102
Şekil B.8. 720 krank açısında sıcaklık kontur değerleri .....	103
Şekil B.9. 750 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	104
Şekil B.10. 750 krank açısında sıcaklık kontur değerleri .....	104
Şekil B.11. 800 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	105
Şekil B.12. 800 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	106
Şekil B.13. 900 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	107
Şekil B.14. 900 krank açısında sıcaklık kontur değerleri .....	108
Şekil B.15. 705 krank açısında 1.durum için kontur değerleri.....	108
Şekil B.16. 710 krank açısında 1.durum için kontur değerleri.....	109

Şekil B.17. 710 krank açısında 2.durum için kontur değerleri.....	109
Şekil B.18. 710 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	109
Şekil B.19. 715 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	110
Şekil B.20 715 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	111
Şekil B.21. 720 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	112
Şekil B.22. 720 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	112
Şekil B.23. 750 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	113
Şekil B.24. 750 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	114
Şekil B.25. 800 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	115
Şekil B.26. 800 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	115
Şekil B.27. 900 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	116
Şekil B.28. 900 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	117
Şekil C.1. 720 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	118
Şekil C.2. 720 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	118
Şekil C.3. 750 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	119
Şekil C.4. 750 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	119
Şekil C.5. 800 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	120
Şekil C.6. 800 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	120
Şekil C.7. 900 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	121
Şekil C.8. 900 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	121
Şekil C.9. 720 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	122
Şekil C.10. 720 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	122
Şekil C.11. 750 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	123
Şekil C.12. 750 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	123
Şekil C.13. 800 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	124
Şekil C.14. 800 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	124
Şekil C.15. 900 krank açısında: SOL: n–Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri .....	125
Şekil C.16. 900 krank açısında sıcaklık kontur değerleri.....	125

## KISALTMALAR

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
DMD	Dual Mode Diesel
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
EGG	Egzoz Gaz Geriçevrimi
THC	Toplam Hidrokarbon
NMHC	Metan Olmayan Hidrokarbon, Non –methan Hydrocarbon
HC	Hidrokarbon, Hydrocarbon
HCCI	Homojen Yükleme Sıkıştırılmalı Ateşlemeli
KMA	Krank Mili Açısı
LES	Büyük Burgaç Simülasyonu, Large Eddy Simulation
DNS	Doğrudan Sayısal Modelleme, Direct Numerical Simulation
RANS	Reynolds Ortalamalı Navier Stokes, Reynolds Averadge Navier Stokes
EYM	Eddy Yitim Modeli
OPH	Ortalama Piston Hızı
RPM	Dakikadaki Çevrim Miktarı, Revolutions per Minute
CN	Setan Sayısı, Cetane Number

## SEMBOL LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
A	Alan
$E_A$	Aktivasyon enerjisi
F	Kuvvet
k	Türbülans kinetik enerjisi
M	Molekül ağırlığı
$\dot{m}$	Kütlesel debi
Nu	Nusselt sayısı
Oh	Ohnesorge sayısı
p	Basınç
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı
R	Gaz sabiti
T	Sıcaklık
t	Zaman
u	Hız
V	Hacim
We	Weber sayısı
x	Konum
Y	Kütlesel oran
$\varepsilon$	Türbülans yayılım hızı
$\theta$	Enjektör koni açısı
$\mu$	Dinamik viskozite
$\rho$	Özkütle
$\sigma$	Yüzey gerilimi
$\tau$	Viskoz gerilme
$\Phi$	Yakıt denge katsayısı
İndisler	

l	Sıvı fazına ait
P	Damlacığa ait
g	Gaz fazına ait
t	Türbülanslı

## 1. GİRİŞ VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Günümüzün gelişen bilim ve teknoloji dünyasında içten yanmalı motorlar da bu gelişimden kendine düşen payı almıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda bir yandan motor yanma verimleri yükseltilirken diğer yandan mekanik kayıplar azaltılarak verim en üst seviyeye çıkartılmaya çalışılmaktadır. Motor yanma veriminin yükseltilmesi ise yanında bir dizi sorun doğurmuştur. Bu sorunlardan en önemlisi ise emisyonlardır ve Avrupa Birliği ve ABD tarafından özellikle üzerinde durulmaktadır.

Avrupa Çevre Ajansı' nın raporlarına göre emisyon üretiminde en büyük pay karayolu taşıtlarında bulunmaktadır. Bu sebeple, emisyon üretimine yönelik kısıtlamaları sağlayan ilk EURO standartları EURO 1 ile 1992 yılında hayata geçirilmiştir. Oluşturulan programa göre her 5 senede bir EURO standartları bir üst kademeye atlatılarak motorlu araçlardan çıkan emisyon limitleri düşürülmektedir. Binek araçları için EURO 1 ile EURO 6 arası emisyon standartları Çizelge 1.1: ' de sunulmaktadır.

Çizelge 1.1: EURO standartlarına göre emisyon değerleri (g/km) [1]

	TARİH	CO	THC	NMHC	NOx	HC+NOx	PM
<b>DİZEL</b>							
Euro 1	Temmuz 92	2,72	-	-	-	0,97	0,14
Euro 2	Ocak 96	1,0	-	-	-	0,7	0,08
Euro 3	Ocak 00	0,64	-	-	0,50	0,56	0,05
Euro 4	Ocak 05	0,50	-	-	0,25	0,30	0,025
Euro 5	Eylül 09	0,50	-	-	0,18	0,23	0,005
Euro 6	Eylül 14	0,50	-	-	0,08	0,17	0,005
<b>BENZİN</b>							
Euro 1	Temmuz 92	2,72	-	-	-	0,97	-
Euro 2	Ocak 96	2,20	-	-	-	0,5	-
Euro 3	Ocak 00	2,30	0,20	-	0,15	-	-
Euro 4	Ocak 05	1,0	0,10	-	0,08	-	-
Euro 5	Eylül 09	1,0	0,100	0,068	0,06	-	0,005
Euro 6	Eylül 14	1,0	0,100	0,068	0,06	-	0,005

Dünyadaki motor firmaları ise bu limitleri sağlamak adına sürekli yeni teknolojiler çıkarmaktadırlar. Çok noktadan püskürtme, homojen yüklemeli yanma veya yüksek önkarişimli yanma gibi yanma verimini artıran teknolojiler olduğu gibi maksimum yanma sıcaklığını düşüren egzoz gaz geriçevrimi gibi teknolojiler de kullanılmaktadır. Çalışmalar süresince kullanılan motor konsepti olan DMD (Dual Mode Diesel) ise yanma verimini yükselten teknolojilerden bir tanesidir. DMD iki



şekilde kullanılmaktadır. Birincisi; enjeksiyonun farklı zamanlarda yapılmasıdır. Yakıtın % 10 - % 20' lik kısmının önce yapılması karışımı daha homojen hale getireceğinden esas püskürtme yapıldıktan sonra tutuşma gecikme süresini kısaltacak ve motordan elde edilen verimin artmasına olanak sağlayacaktır. diğ er DMD şekli ise dizel yakıt ile birlikte doğal gaz ' ın püskürtülmesidir. Doğal gaz püskürtülmesi sonucunda gazın diffüzyon kabiliyeti yüksek oldu ğ u için yine homojenleşme süreci hızlı olacağından motor veriminde iyileşmeler sağlanmaktadır.

### **1.1. Literatür Araştırması**

Gelişmiş ülkeler, araç emisyon standartlarını oluşturdukları resmi kurum ve kuruluşlar aracılığı ile denetim altına almışlardır. Bu süreç, 1992 yılında Euro 1 standartlarının oluşturulmasıyla başlamıştır. Çizelgede hem dizel hem de benzinli motorlar için kilometre başına izin verilen maksimum CO, THC (toplam hidrokarbon emisyonu), NMHC (non-methane hydrocarbon- metan olmayan hidrokarbon emisyonu), NO ve parçacıklar gösterilmektedir. Çizelge 1.1: ' de de gösterildiği üzere emisyon seviyeleri 2015 yılında 1993 yılı emisyon verilerinin neredeyse beşte birine düşmektedir, hatta günümüzde üretilen araçlar 1970 yılındaki araçların ürettiği emisyonların yirmide biri kadar emisyon üretmektedir. Bu kıstaslar özellikle araç üreticilerini çok zor durumda bırakmaktadır, çünkü aynı anda hem motor gücünü koruyup artırmaya çalışırken hem de motorların ürettikleri emisyonları azaltmaları gerekmektedir. Öyle ki, şu anda üretilen motorların ARGE maliyetlerinin % 80' i emisyonları azaltmaya yönelik yapılan çalışmalardır.

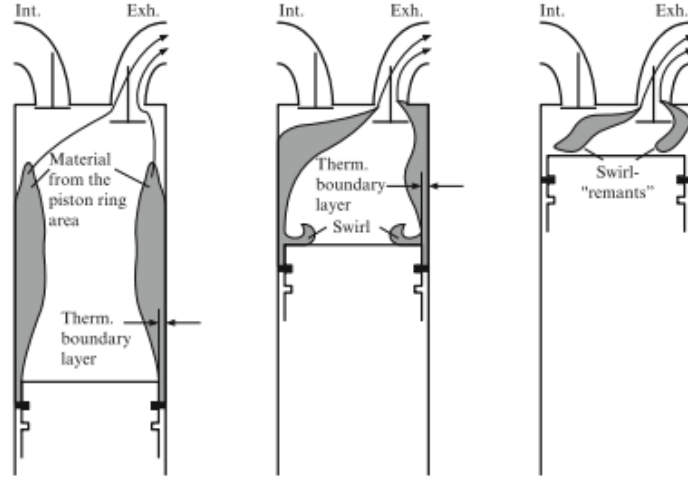
Otomobil ve motor üreticileri bu tür standartları sağlayabilmek adına çeşitli alternatif çalışmalar olan hidrojen, elektrik, hibrit ve güneş enerjisi ile çalışan araçlara yönelmişlerdir. Fakat, maliyet artışı veya düşük verimler dolayısıyla bu tür çalışmalar şu anda piyasayada kullanılmayacak durumda olup sadece konsept araçlarda deneme amaçlı kullanılmaktadır.

Bir önceki paragrafta da belirtildiği gibi motor endüstrisi uzunca bir süre daha dizel ve benzinli motorlar ile devam edecektir. Bu sebeple motor firmaları dizel ve benzinli motorlarda yanma verimini geliştirmeye yönelik ARGE faaliyetlerine hız vermişlerdir.

Çizelge 1.2: Ağır iş araçları için emisyon değerleri (g/kWh)

Seviye	Geçerli Olduğu Tarih	Test cycle	CO	Toplam HK	NO <sub>x</sub>	PM
EURO 1	01.10.1993	13-mod	4.5	1.1	8.0	0.612 < 85 kW 0.36 > 85 kW
EURO 2	01.10.1996	13-mod	4.0	1.1	7.0	0.15a
EURO 3	01.10.2000	ESCc	2.1	0.66	5.0	0.100
		ESCD	5.5	0.78	5.0	0.160
EURO 4	01.10.2005	ESCc	1.5	0.46	3.5	0.02
		ESCD	4.0	0.55	3.5	0.03
EURO 5	01.10.2008	ESCc	1.5	0.46	2.0	0.02
		ESCD	4.0	0.55	2.0	0.03

Çizelge 1.2: 'de gösterilen değerler HC, CO, NO<sub>x</sub> ve PM' den oluşan emisyonların EURO standartlarına göre izin verilen değerleridir. Emisyonların Oluşum karakteristikleri Heywood [1] tarafından belirtilmiştir. CO emisyonları hava-yakıt oranı (HYO)'nın stokiyometrik veya stokiyometrik orandan daha fakir olduğu durumlarda meydana gelmektedir. CO eksik yanma sonucu ortaya çıkan bir ortancıl ürün olup yeterli oksijen olması durumunda CO<sub>2</sub>'ye dönüşmesi gerekmektedir [2]. CO oluşumu yanmanın tam oluşmadığının belirtisi olarak algılanmalıdır. Yanmamış hidrokarbonların (HC) oluşması için ise birçok yol bulunmaktadır. Bunlardan en önemli iki tanesi ise; elde edilen yakıt-hava karışımının tutuşma sağlandıktan sonra alevin silindir içerisinde devamını sağlamayamaması ve elde edilen yakıt-hava karışımının fazla zengin olup HC emisyonları oluşturmasıdır. Benzinli motorlar gibi homojen karışıma sahip yanma durumları için ise Şekil 1.1'de de gösterildiği gibi yakıt silindir çevresindeki girintilere (crevices) girerek HC oluşumuna sebebiyet verir. [1]



Şekil 1.1: HC oluşumunun şematik gösterimi [1]

Genel kabul olarak kurum oluşması PAH (polycyclic aromatic hydrocarbons) taneciklerinin birikerek daha büyük yapılar oluşturması sonucunda meydana gelmektedir. Süreç zengin bölgedeki yakıtın sıcak tesiriyle erimesi ve ortancıl PAH moleküllerinin çıkmasıyla başlar. Bu noktadaki en önemli öncül asetilen in oluşmasıdır. Oluşan ortancıl PAH moleküllerinin yoğunlaşması sürecin bir diğer aşamasıdır. En son aşama ise oluşan yığın aynı bölgede sürekli birikerek kurumu oluşturmasıdır. Bu sebeple kurum oluşumu üç aşamada temsil edilir; hücre çekirdeklerinin oluşması, toparlanma ve oksitlenme. [3]

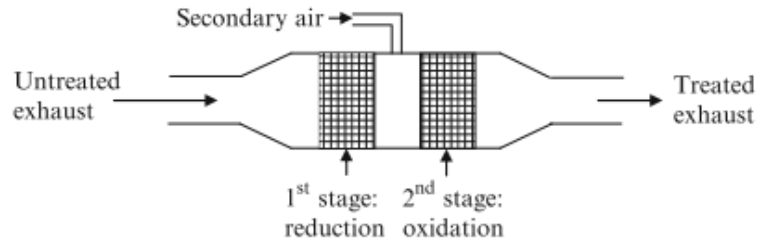
Yirminci yüzyılın ikinci yarısından sonra fosil yakıtların kullanımlarının artması ve dolayısıyla çevreye salınan azot oksitlerin miktarının artması ile birlikte; azot oksitlerin çevreye verdikleri zararlara dikkat çekmek isteyen uzmanların yaptıkları çalışmalar sonucunda azot oksitlerin ozon tabakasına özellikle de Troposfer'e zararlarının olduğu bulunmuştur. Bununla birlikte, yapılan başka bir çalışmada ise birkaç zincirleme reaksiyon ile azotların stratosfer' de bulunan ozonları yok ederek ultraviyole ışınların dünya yüzeyine gelmesine neden olduğu belirlenmiştir. Bu sebeple yanma esnasında azot oksitlerin minimize edilmesi en önemli zorunluluk haline gelmiştir. [4]

Azotoksitlerin mekanizması 1939 yılında Rus bilimadamı Zeldovich tarafından oluşturulmuştur. Oluşturulan mekanizma sıcaklığa bağlı olduğu için bir diğer adı da sıcaklık sonucu  $NO_x$  oluşum mekanizması (Thermal  $NO_x$ )dır. Daha sonraki yapılan

çalışmalarda Heywood modele bir kademe daha ekleyerek genişletilmiş Zeldovich mekanizmasının kurmuştur. [5]

Günümüzde içten yanmalı motorlarda Azotoksitlerin azaltılması için üç farklı yöntem bulunmaktadır. Bu yöntemler ayrı ayrı kullanılabilirdi gibi aynı anda da kullanılabilir. [5]

İlk yöntem; yanma sonrasında artık gazların egzozdan çıkarken temizlenerek azotoksitin azot ve oksijene ayrıştırılmasıdır. Bu işlem Üç Yollu Katalitik konvertör aracılığı ile yapılmaktadır. Sistemin bir örneği Şekil 1.2' de gösterilmiştir.



Şekil 1.2. Üç yollu katalitik konvertör örneği [9]

Sistemin Üç Yollu olarak adlandırılmasının nedeni azotoksitleri, karbonmonoksitleri ve tam yanmamış hidrokarbonları katalize etmesidir. Mekanizmalar altta gösterilmiştir. [5]

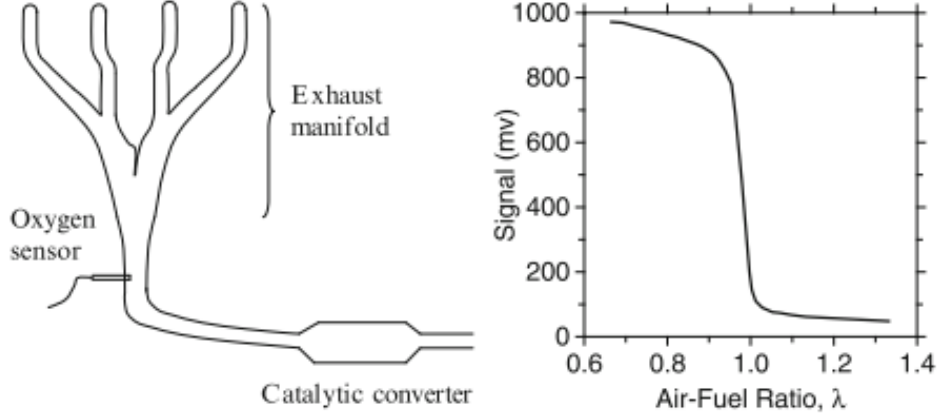
Azotoksit mekanizması;



Karbonmonoksit mekanizması;

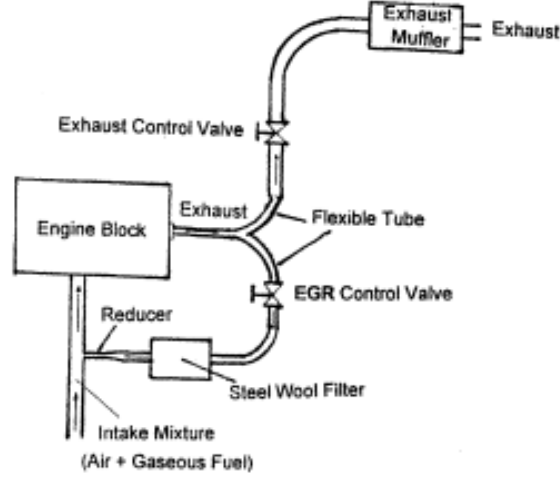


Tam yanmamış hidrokarbon mekanizması;



Şekil 1.3. Üç yollu katalitik konvertör çalışma mekanizması[9]

İkinci yöntem; silindir içi hava girişi esnasında EGG (Egzoz Gaz Geriçevrimi) ile silindir içine yanmış artık gazların verilmesidir. Şekil 1.2' de de gösterildiği gibi yanma sonrası oluşan egzoz gazları bir eklenti yardımıyla emme bölgesine aktarılır. Bilindiği üzere Nitrojen Oksit ve türevlerinin oluşumu yüksek sıcaklıkta meydana gelmektedir. Buradaki EGG metodunun oluşan yüksek sıcaklıkların düşürülmesinde iki açıdan etkisi mevcuttur. İlki; ortama belirli miktarlarda artık gazların verilmesi, emme süresince silindir içine giren oksijen miktarını azalttığı için yanma sonucunda oluşan maksimum sıcaklık miktarının düşürmektedir. İkinci etken ise; yanma sonrasında oluşan artık gazların ısı kapasiteleri daha yüksek olduğu için EGG metodu silindir içinde bulunan havanın ısı kapasitesini artıracaktır. Özellikle EGG metodunun çok noktadan püskürtme ile birlikte kullanılması çok etkili bir yöntemdir. [6] [7] [8]



Şekil 1.4. EGG sistemi [9]

Üçüncü yöntem ise yanma veriminin artırılmasıdır. Yakıtın ve havanın kimyasal reaksiyonu sonucunda tam ve yarım yanma ürünleri çıkmaktadır. Bu noktadaki en önemli soru ise yanmanın ne kadar verimli olduğu ve yanma ürünlerinin içinde ne kadar ortancıl ürünün bulunduğudır. Verimin artırılması ortancıl ürünleri azalttığı gibi emisyon değerlerinde de iyileşmeler sağlamaktadır. Benzin ve dizel gibi geleneksel yakıtlarda emisyon değerleri püskürtme değişkenlerin geliştirilmesi ve hava/ yakıt karışımının daha iyi oluşturulması ile düşürülebilir. Püskürtülen yakıtın mümkün olduğu ölçüde hava ile temasını sağlamanın tam yanmayı sağlayacağı aşıkardır. Bu durum için motor karakteristiklerinde değişiklikleri konu alan birkaç tip çalışmalar yapılmıştır. Emisyonları azaltmak adına günümüze kadar yapılan çalışmalar ise güçlendirilmiş enjeksiyon, pilot enjeksiyon, homojen yüklemeli sıkıştırma ateşlemedir. Fakat bu gelişmelerin ilk başlangıç aşaması direkt enjeksiyon olarak gösterilmektedir. [10-14]

Direkt enjeksiyon emisyonların azaltılmasında ve yanma veriminin yükseltilmesinde en önemli gelişmelerden biri olarak sayılmaktadır. Bu durumun temel nedeni ise direkt enjeksiyonun diğer konseptlere nazaran hem daha yüksek ısıl verime sahip olması hem de daha tutarlı bir yapıya sahip olması olarak gösterilebilir. Konuyu baştan ele almak direkt enjeksiyonun öneminin biraz daha açıklanmasına yarayabilir. Dizel motorların benzinli motorlara nazaran hem ağır taşımacılıkta [15-17] hem de hafif taşımacılıkta [12,18,13] daha verimli olduğu kanıtlanmış bir gerçektir [19].

Fakat aynı zamanda çevresel kaygılar sebebiyle içten yanmalı motorlardan çıkan emisyon değerlerine belirli sınırlamalar getirilmiştir. Genel bilgi çerçevesinde, geleneksel dizel motorların bu sınırlamaları sağlayamayacakları aşıkardır. Bu sebeple dizel motorlarda direkt enjeksiyon kullanılmasına geçilmiştir. [20]

Bu noktada en önemli ikinci gelişme ise çok noktadan püskürtmenin kullanılmaya başlanması olmuştur. Çok noktadan püskürtmenin hem ağır hem de hafif dizel motorlarda emisyonları düşürdüğü çeşitli test ve analizler ile ispatlanmış bir gerçektir. Nehmer ve Reitz ‘ in araştırmalarında güçlendirilmiş bir püskürtmenin kontrollü basınç yükselmesi sebebiyle PM(particulate matter)’ i düşürecek ve NO salınım miktarını azaltacak bir yöntem olduğu belirlenmiştir. Ayrıca yapılan başka bir çalışmada ikili, üçlü püskürtmenin NO ve PM üzerindeki etkileri de incelenmiştir. [15]

Çok noktadan püskürtme NO emisyonlarını azaltma noktasında gecikmeli püskürtme ile aynı özelliklere sahiptir. Kurum; yakıt miktarı yüzdesi yüksek bölgelerde meydana gelmektedir. [21] Püskürtmenin geciktirilmesi veya belirli aralıklar ile yapılması zengin yakıt miktarı oluşan bölgeyi etkilediğinden kurum oluşumunu da azaltmaktadır. Zhang yapılabilecek bir pilot püskürtmenin NO, kurum ve motor gürültüsü üzerindeki etkisini incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre kurum oluşumu pilot alevi ile bağlantılıdır ve ana püskürtme zamanında oluşan pilot alevi düşürüldüğünde kurum emisyonlarının düştüğü gözlemlenmiştir. [22]

Ayrıca Cheng tarafından yapılan çalışmada EGG oranı, pilot alevin zamanı ve miktarı iyi ayarlandığında HSDI motorlarında emisyonlarda ani düşüşler oluşturduğu belirlenmiştir. Bir diğer çalışma ise Tanaka vd. tarafından yapılmıştır. Çalışmaları sonucunda pilot alevin ayarlanması ile emisyonların düşürülebileceğini tespit etmişlerdir. [18,13]

Çok noktadan püskürtmede en önemli araştırmalar Reitz tarafından yapılmıştır. Bir ağır dizel motor üzerinde yaptıkları deneysel çalışmalarda hem çok noktadan püskürtme hem de EGG yöntemlerini birlikte kullanarak bu yöntemlerin emisyonlar üzerinde oluşturdukları etkileri incelemişlerdir.

Reitz' in sonuçlarına dikkat edilecek olursa çok noktadan püskürtme ve EGG kullanılarak yapılan testlerde, emisyon değerlerinde %25' e varan düşüşler meydana geldiği görülmektedir. Ayrıca, test esnasında kullandıkları motorun içinden resimler alarak elde ettikleri kurum oluşum analizinde, çok noktadan püskürtme yapılırken püskürtme zamanı ne kadar geciktirilirse, bu gecikmeden dolayı kurum oluşumunda artış olduğunu tespit etmişlerdir. [23,24]

Zheng ve Kumar 2009 yılında yayınladıkları makalede dizel motorlarında azot oksit ve kurum emisyonlarını düşürmek için birçok noktadan enjeksiyon yapılmasını araştırmışlardır. Yapılan araştırmada HCCI (Homojen Yüklemeli Sıkıştırma Ateşlemeli) motora alternatif olarak HCCI-plus-late-injection modeli geliştirilmiştir. Model ile yakıtın bir kısmı sıkıştırma öncesinde püskürtülmüş kalan kısmı ise daha sonra püskürtülerek hem NO<sub>x</sub> hem de CO oluşumunda azalmalar gözlenmeye çalışılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda fakir yanmada çok noktadan enjeksiyonun yakıtın dağılımına pozitif etkisinden dolayı emisyonların düşürülmesinde yararı olduğu fakat zengin yanma durumlarında NO<sub>x</sub> ve kurum azaltılması için kullanılmasının gerekli olduğu tespit edilmiştir. [25]

Han vd. nin yaptığı HAD çalışmasında ise çok noktadan püskürtme ile NO<sub>x</sub> ve kurum oluşumunun düşürülmesi araştırılmıştır. Yapılan HAD çalışmaları daha sonra deneyler ile karşılaştırılmıştır. Analizler esnasında yakıt 6 delikten püskürtülmüştür. Çalışmalar sonuçlarını iki kısımda değerlendirmek gerekmektedir. Birinci kısımda sadece enjeksiyonun bölünmesi modellenmiştir. Çıkan sonuçlarda bu çalışma kurumu azaltma yönünde bir etki oluştururken azot oksitlerin emisyon değerlerinde ise kayda değer herhangi bir etki meydana gelmemiştir. İkinci kısımda ise yakıtın bölünerek püskürtülmesinden elde edilen avantajı temel alarak NO<sub>x</sub> değerlerinin düşürülmesi amacıyla püskürtme başlangıç zamanı birkaç Krank Açısı öne alınmıştır. İkinci kısım çalışması sonucunda ise Püskürtme başlangıç zamanının öne alınmasının NO<sub>x</sub> oluşumunu azalttığı gözlenmiştir. [17]

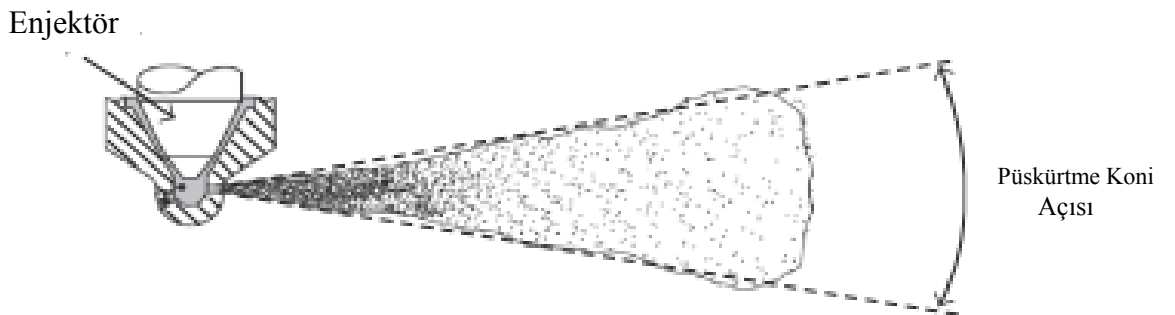
Khatamnezhad vd. ise FIRE HAD programı ile çok noktadan püskürtmeli analizler yapmışlardır. Araştırmalarının iki ana hedefi bulunmaktadır. Birinci hedef farklı EGG sıcaklık ve oranlarının karşılaştırılarak emisyon üretiminin azaltılması çalışmalarında hangi sıcaklık ve oran değerinin daha etkili olduğunun tespitidir. İkinci hedef ise enjeksiyon konumlarının artırılması üzerinde bir çalışma yaparak



kurum oluşumu için hangi değerlerin en uygun olduğunun tespitidir. İlk yapılan çalışmada sıcak ve soğuk olmak üzere iki farklı EGG havası silindir içine karıştırılmıştır. Yapılan analizler sonucunda soğuk EGG havası karıştırılan durumda emisyon değerlerinin daha da düştüğü gözlenmiştir. Fakat yanma hızı azaldığından dolayı bu analizde HC (yanmamış hidrokarbonlar) miktarının arttığı belirlenmiştir. Yapılan ikinci çalışma süresince 8 enjeksiyona kadar analizler yapılmıştır. Yapılan analiz sonuçlarında farklı noktalardan enjeksiyonun karışımı daha iyi sağladığı için üretilen kurum miktarının azaltılmasında pozitif katkısı olduğu tespit edilmiştir. Fakat, karışımın iyi olması yanma verimini ve alev sıcaklığını artırdığından üretilen NO<sub>x</sub> miktarında artış meydana gelmiştir. [26]

Enjeksiyonun birçok noktadan yapılması ve bu noktada emisyonların düşürülmesinde başarı sağlanması, çalışmaları enjeksiyon ve enjektör karakteristiklerine kaydırmıştır. Özellikle koni açısı ve püskürtme zamanı konularında akademisyen, şirket ve araştırmacıların çalışmaları devam etmektedir.

Koni açısı, kullanılan enjeksiyonun karakteristiğini konu alması bakımından diğer konulara nazaran ön plana çıkmaktadır. Koni açısı Şekil 1.5' de de gösterildiği üzere enjektör lülesinin yön vektörüne göre püskürtme esnasında yakıtın ulaşabileceği maksimum açı miktarıdır. Açı miktarı genel olarak 5 ile 30 arasında değişmektedir ve bu değişim enjektör iç geometrisine bağlıdır. Ayrıca, koni açısı değişimi direkt olarak yakıtın lüleden çıkışından sonraki damlacıklanma karakteristiğine etki etmektedir. [27, 28]



Şekil 1.5. Püskürtme koni açısı [27]

Reitz ve Bracco tarafından 1979 ve 1982 yıllarında yapılan çalışmalarda koni açısının 3 değişkene bağlı olduğu belirtilmiştir. [29,30] Bunlar;

- Lülenin geometrisi
- Akışkanların yoğunluk oranı
- Akışkanların Reynold sayıları

Bu noktada akışkanların yoğunluk oranlarına özellikle değinmek gerekmektedir. Çeşitli araştırmacıların yaptıkları çalışmalar kapsamında akışkanların yoğunluklarının oranı arttıkça aerodinamik etkiler arttıkları için koni açısını arttırmaktadır.

Ayrıca koni açısına etkisinin bulunduğu bilinen diğer değişkenler de alttaki gibidir;

- Basınç farkı etkisi; püskürtme basıncı ile püskürtülen ortamın arasında oluşan basınç farkı önemli bir etken olarak dikkate alınmalıdır. Oluşan basınç farkı ne kadar artarsa koni açısı o kadar azalmaktadır.
- Püskürtülen ortam sıcaklığı; sıcaklığın artması buharlaşmayı arttıracığından koni açısını da düşürmektedir. [31]

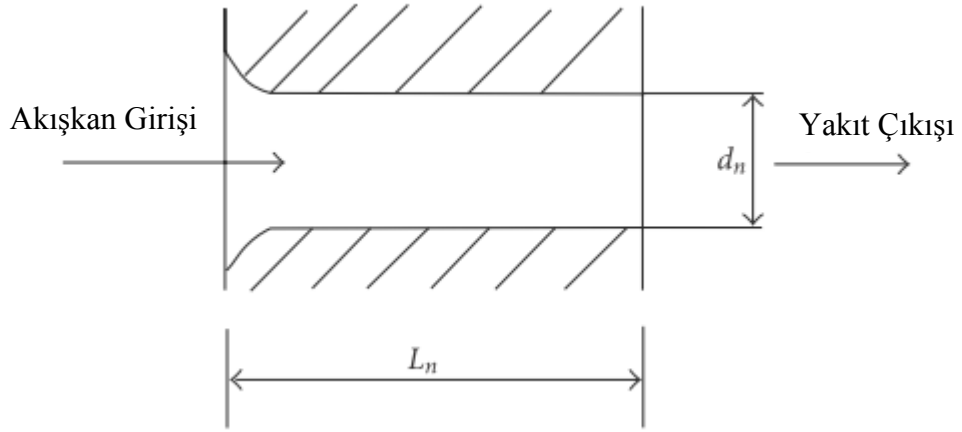
Koni açısının hesaplanması için yapılan denklem tespiti çalışmalarında şu ana kadar belirlendiği üzere koni açısı bağıntısı silindirik içi hava yoğunluğu, püskürtülen yakıtın yoğunluğu ve geometrik sabiti içermektedir. Denklem (1.4)' de koni açısı belirtilmiştir. [32]

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{1}{A} 4\pi \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{1/2} \frac{\sqrt{3}}{6} \quad (1.4)$$

Denklemden A geometrik sabiti;  $L_n$ , püskürtme deliğinin uzunluğu ve  $D_n$ , püskürtme deliğinin çapının bir fonksiyonudur ve denklem (1.5) de belirtilmiştir.

$$A = 3 + 0.28 \left( \frac{L_n}{D_n} \right) \quad (1.5)$$

$L_n$  ve  $D_n$  ifadeleri Şekil 1.6 de geometrik olarak gösterilmiştir. [1]



Şekil 1.6. Enjektör lüle geometrisi [1]

Bu sebeple püskürtme geometrisinin değiştirilmesi ile koni açısı değiştirilebilmektedir.

Payri vd yaptıkları deneysel çalışmalara göre lüle geometrisinin değiştirilmesi buharlaşma, karışma ve püskürtme uzunluğu gibi karakteristikleri değiştirmektedir. Yaptıkları çalışmada OH ve CH radikallerini hızlı kameralar ile kontrol ederek radikallerin oluşum anlarını ve miktarlarını tespit etmeye çalışmışlardır. Oluşum miktarlarını ve tutuşma gecikmesini belirlemek için ise korelasyonlardan yardım almışlardır. [33]

Fang ve Lee ise yaptıkları çalışmalarda farklı püskürtme zamanları ve püskürtme basınçlarında oluşan emisyon karakteristiklerini incelemişlerdir. 5 farklı durum için yapılan araştırmada özellikle basınç artışının yanma verimini artırdığını tespit etmişlerdir. [34]

M.Gorji vd, Bala vd., ise püskürtme zamanı ile koni açısı birlikte kullanıldığında emisyonların düşürülmesinde önemli bir etken olduklarını ortaya koyan araştırmacılarıdır. [35,36] Gorji yaptıkları çalışmalarda 3 farklı krank açısında püskürtme yaparak bu durumun yanma verimine etkisini incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlarda püskürtme zamanı öne alındıkça oluşan maksimum yüksek basıncın arttığını tespit etmişlerdir.

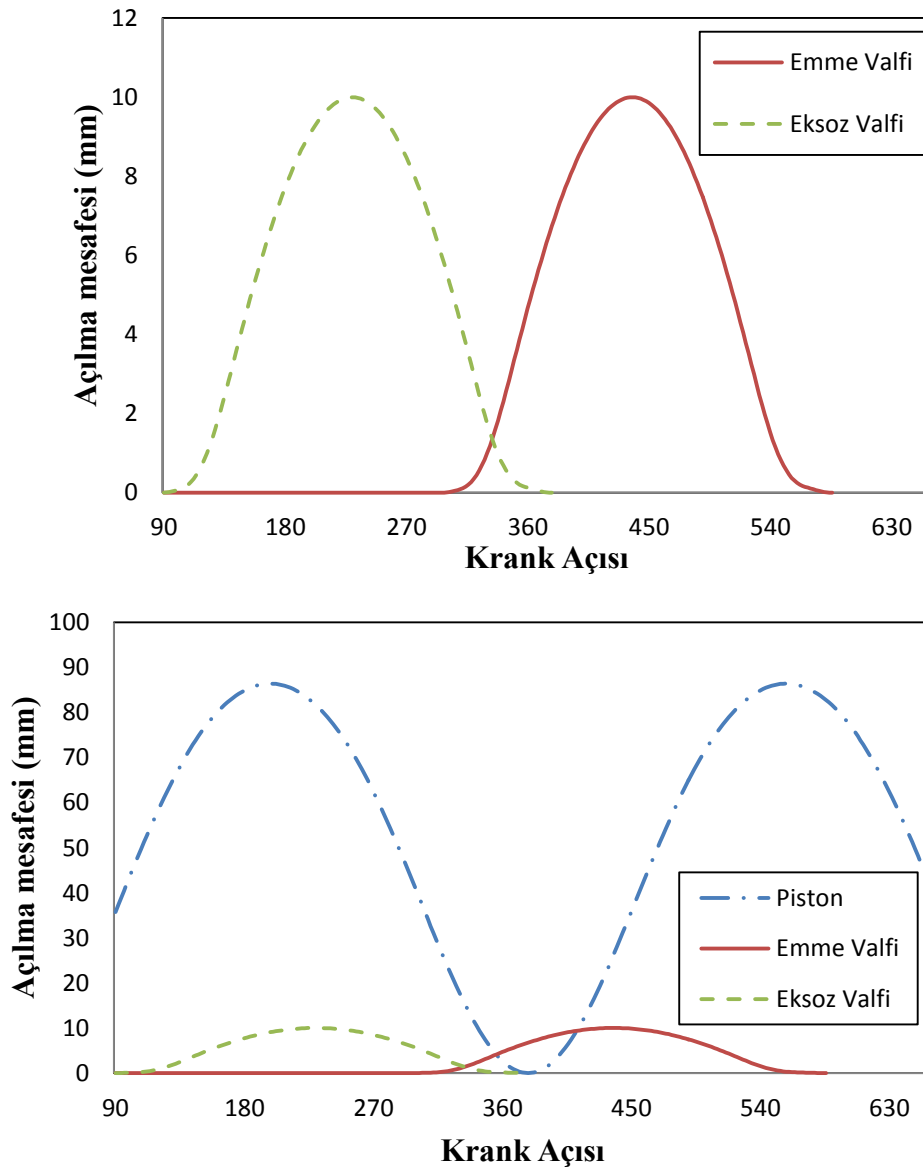
Emisyonları düşürmek için yapılan başka bir çalışma ise püskürtme zamanını ileriye almaktadır [37]. Rao vd ve Ganesan vd. Ve Büyükkaya' nın yaptıkları parametrik ve

deneysel çalışmalarda püskürtme zamanının erkene alınmasının emisyonlarda düşmeye neden olduğunu; CO' i % 85, NOx' i ise %18 düşürdüğünü görmüşlerdir [38, 39,40]

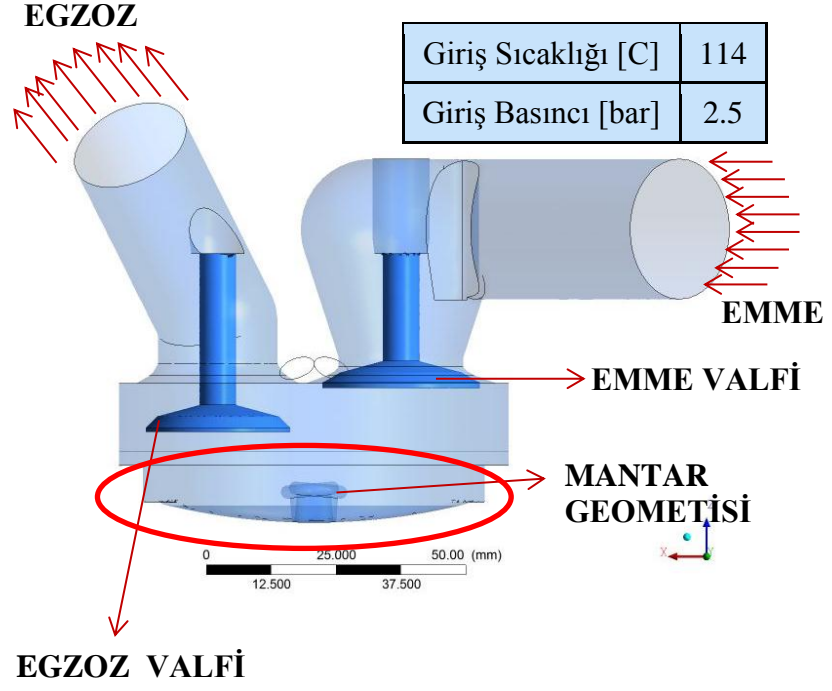
## 2. GEOMETRİK KATI MODELLEME

### 2.1. Problemin tanımı

Üç boyutlu akış analizlerinde Doğu Motor Arge tarafından tasarlanan Şekil 2.2' de gösterilen motor geometrisi kullanılmıştır. Emme, egzoz ve piston hareket mekanizmaları Şekil 2.1' de gösterilmektedir.



Şekil 2.1. Krank Açısı – Açılma mesafesi grafikleri



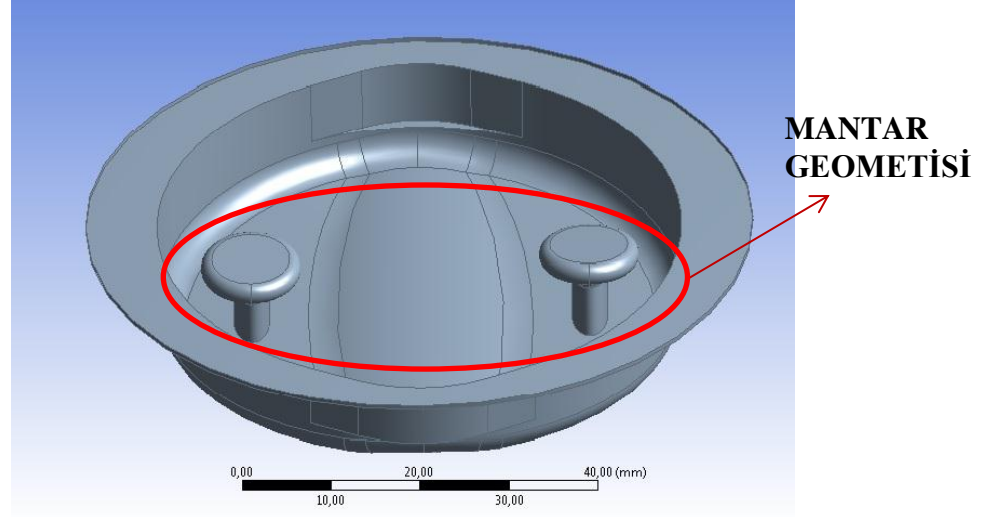
Şekil 2.2: Doğu Motor Geometri örneği

Çizelge 2.1: Emme ve Egzoz valfi açılma ve kapanma zamanları

	Emme Valfi Özellikleri	Egzoz Valfi özellikleri
Açılma zamanı [KMA]	316	166
Kapanma zamanı [KMA]	546	396

Emme ve egzoz hareket mekanizmaları Şekil 2.1’ de belirtilen ve Çizelge 2.1’de de ayrıntılı olarak gösterilmiştir. Her iki valf de hareketleri esnasında maksimum 10 mm açılmaktadırlar. Ayrıca, açılma ve kapanmalarına dikkat edilecek olursa 316 – 396 krank açılarında her iki valfin de açık olduğu ve 80 KMA ölçüsünde valf bindirmesi (iki valfin de aynı anda açık olma durumu) olduğu belirlenmiştir.

Geometrinin en belirgin özelliği Şekil 2.3' de de gösterildiği gibi püskürtme esnasında yakıtın iyi bir şekilde atomize olmasını sağlayabilmek amacıyla silindir tabanında mantar benzeri geometrilerin motor piston yüzeyine eklenmesidir.



Şekil 2.3: Kullanılan piston geometrisi

## 2.2. Başlangıç ve giriş koşulları

### 2.2.1. Başlangıç koşulları

Analizler 316 krank açısında ( emme valfinin açıldığı krank açısı) başlatılmıştır. Bu noktadaki bir önceki çevrimden silindir içinde kalan yanma sonu artık tür konsantrasyonları Çizelge 2.2' de verilmiştir.

Çizelge 2.2: Silindir içi yanma sonu artık gaz kütlece yüzde oranları

Tür	Yüzde (%)
CO <sub>2</sub>	12.42
H <sub>2</sub> O	14.19
N <sub>2</sub>	73.4

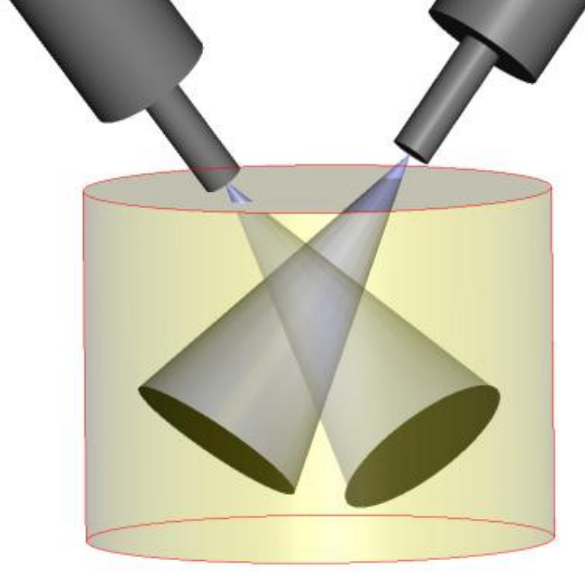
Emme girişi başlangıç koşulları verilirken emme girişinde turbocharge modeli uygulandığı kabulü yapılmıştır. Bu sebeple emme giriş basıncı 2.5 bar' dır. Egzoz çıkışına ise açık hava çıkışı kabulü yapılmıştır. Motor genel özellikleri izelge 2.3' de gösterilmektedir.

Çizelge 2.3: Motor zellikleri

Özellik Adı	Değerler
Sıkıştırma Oranı	14
Motor hızı [rpm]	2000
Kurs boyu [mm]	87.6
Silindir apı [mm]	36

### 2.2.2. Enjektör Parametreleri

Doğu Motor Arge tarafından özel olarak kullanılan motor geometrisi için hazırlanan enjektör Şekil 2.4' de gösterilmiştir. Çalışmalarda aynı anda yakıt püskürtmesi yapan iki adet enjektör kullanılmıştır ve her enjektörde 9 enjeksiyon deliği olarak toplamda 18 delikten yakıt püskürtülmektedir. Bilindiği üzere dizel motorlarda fakir yanma gerçekleştirilir. Bu bilgi dikkate alınarak yakıt denklik oranı (equivalence ratio) 0.8 seçilmiştir. Enjektör zellikleri izelge 2.3' de gösterilmektedir.



Şekil 2.4. Enjektör konumlanma örneği

Çizelge 2.4: Püskürtme özellikleri tablosu

Püskürtme Özellikleri	
Püskürtme Sıcaklığı [K]	350
Püskürtme Basıncı [bar]	800
Püskürtme Delik Sayısı	18

### 2.3. Kullanılan Yazılımlar

İçten yanmalı motor analizleri HAD analizlerinin çok karmaşık geometrileri olduğu aşıkardır. Bu sebeple seçilen önışleme programlarının iyi belirlenmesi gerekmektedir. Bir önışleme programı olan ANSYS MESHING, yüksek kabiliyete sahip olup tez kapsamında belirlenen geometrilerin düzenlenmesi ve geometrilere çözüm ağlarının oluşturulması için kullanılmıştır.

ANSYS MESHING programı özellikle yüksek kalitede çözüm ağı oluşturabilmek adına ANSYS tarafından Meshing bölümünde sunulmaktadır. ANSYS MESHING programının en önemli özellikleri ise yüzey ve hacimlerin program vasıtasıyla düzeltilebilmesi, oluşturulan çözüm ağlarının üzerinde her türlü dönüşüm, sıklaştırma veya gevşekleştirmenin yapılabilmesidir ve daha da önemlisi ise



oluşturulan her bir geometriye farklı tarzda (üçgen, kare, karışık) çözümler oluşturabilmektedir.

Model Geometrisinin oluşturulması aşamasında Proengineering Programı kullanılmıştır. Geometri sanayi üretimi için tasarlandığından geometri üzerinde akış özelliklerini etkilemeyecek geometrik özelliklerin(delik, pah ve kavis) çıkarılması gerekmektedir. Bu çalışma için ise geometrik basitleştirmeler için özelleştirilmiş olan ANSYS programının CAD bölümü Design Modeler kullanılmıştır.

Çözüm ağları oluşturulurken geometrinin kalitesi, çarpılma(skewness) kriteri ve diklik açısı (orthogonality angle) kriterlerine özen gösterilmiştir. Hareketli çözüm ağı modellemesinde çarpıklık kriteri ve özellikle diklik açısı çözüm ağlarının kalitesi açısından önem arz etmektedir. Bu sebeple toplam eleman sayısı ve kalitesinin en önemli parametre olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca karmaşık geometriye sahip bölgelerde eleman sayısı yüzey çözüm ağı boyutları küçültülerek artırılmış ve bu bölgelerde daha iyi bir çözüm elde edilmesi amaçlanmıştır.

### 3. MATEMATİKSEL MODELLEME

#### 3.1. Süreklilik, Momentum Ve Enerji Korunum Denklemleri

Bir akışkanın hareketi problemleri üç korunum denkleminin akış süresince muhafazasını temel almaktadır. Herhangi bir terim için korunumun manası bir kontrol hacminde; o hacimden geçen iç kuvvetler, ısı veya iş kaynakları veya dışarıdan uygulanan kuvvetlerin toplamının sıfıra eşit olmasıdır Denklem 3.1, 3.2, 3.3' de üç korunum denklemi gösterilmektedir. [30] [29]

$$\text{Süreklilik} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\text{Momentum} \quad \rho \frac{D\mathbf{V}}{Dt} = \nabla \tau_{ij} - \nabla p + \rho \mathbf{F} \quad (3.2)$$

$$\text{Enerji} \quad \rho \frac{De}{Dt} + p(\nabla \mathbf{V}) = \frac{\partial Q}{\partial t} - \nabla q + \phi \quad (3.3)$$

#### 3.2. Navier - Stokes Denklemleri

Korunum denklemleri de baz alınacak olursa newtonyen akışlarda oluşturulan momentum denklemlerine Navier–Stokes denklemleri denmektedir. Navier–Stokes denklemleri herhangi bir kontrol hacmindeki momentum değişimini açıklamaktadır. Denklem 3.4, 3.5 ve 3.6 ile sıkıştırılamaz akışlar Navier–Stokes denklemleri gösterilmektedir. [41]

$$\text{X bileşeni} \quad \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.4)$$

$$\text{Y bileşeni} \quad \rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.5)$$

$$\text{Z bileşeni} \quad \rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.6)$$

Denklemlerde  $u, v$  ve  $w$ , hızın kartezyen koordinatlardaki  $x, y$  ve  $z$  bileşenlerini temsil etmektedir. Ayrıca  $\rho$  yoğunluğu,  $p$  basıncı ve  $\mu$  ise dinamik viskoziteyi ifade eder.

Navier – Stokes denklemleri halen matematiksel olarak çözülemediği için sayısal yöntemlere başvurulmaktadır. Sayısal yöntemler ile çözümü sağlanan denklemlerin el ile çözülmesi çok uzun zaman alacağından çözüm esnasında bilgisayar desteği alınmaktadır.

Navier – Stokes denklemlerinin çözümü esnasında türbülans etkilerinin denklem ile birleştirilmesi ise ayrı bir mühendislik araştırma konusunu teşkil eder. Bu birleştirme işlemi esnasında 3 ana metod mevcuttur.

- RANS (Reynolds ortalama Navier – Stokes Denklemleri)
- LES (Large Eddy Simulation)
- DNS (Direct Numerical Simulation)

### **3.2.1. RANS yaklaşımı**

LES ve DNS çözümlenmeleri uzun çözümleme zamanları gerektirmektedir. DNS; Navier–Stokes denklemlerini direkt nümerik olarak çözmektedir ve herhangi bir model kullanmamaktadır. LES ise duvar kenarlarında türbülans modellemesi yaparken duvar kenarından uzak bölgelerde Navier–Stokes denklemlerini nümerik olarak çözmektedir. Bu sebeple RANS uygulaması genel literatür ve sanayi uygulamalarında sıklıkla kullanılmaktadır.

#### **3.2.1.1. Reynolds ortalaması**

Bilindiği gibi türbülans ifadeleri rastgele bir dağılım sergilemektedir. Bu sebeple türbülansın modellenmesinde Reynolds’ un yaklaşımı günümüz koşullarında en iyisi olarak tercih edilmiştir. Reynolds’ un yaklaşımına göre türbülans değerleri ikiye ayrılmıştır. Ayrılan ifadelerden ilki zamana veya uzaya göre ortalama, ikincisi ise zamana bağlı olan anlık sapma oluşumudur. [42]

Ortalama alınması üç farklı şekilde modellenir;

### 3.2.1.1.1. Zaman ortalamalı;

Türbülans etkileri zamanla değişmeyen durağan modeller için uygulanmaktadır.

### 3.2.1.1.2. Uzay ortalamalı;

Türbülans değerleri bütün akış boyunca aynı olan durumlarda kullanılan modeldir.

### 3.2.1.1.3. Bütün (ensemble) ortalamalı;

Bu en çok kullanılan ortalama türüdür. Modelin hem zamanla hem de uzaysal değiştiği kabulü yapılır. [43]

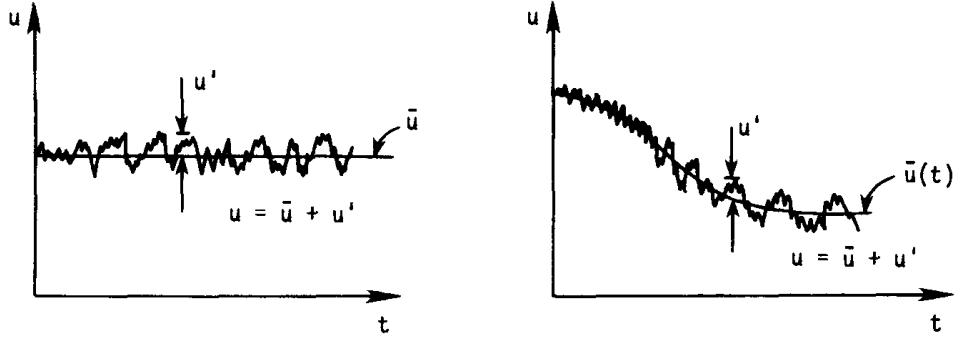
Bu yöntem Navier–Stokes denklemlerinin çözümünde yeni ufuklar açarken türbülans modellemeleri kullanıldığından yeni bilinmeyen terimler ortaya çıkarmıştır. Özellikle türbülans modellemelerinin bazı metodlarının baz alındığı gerilim gradyanları bu terimlerden biridir.

Reynolds denklemleri kısaca korunum denklemlerini iki bölüme ayırmaktadır; zaman ortalaması ve anlık sapma terimidir. Şekil 3.1’ de bu kabullere bağlı durum gösterilmiştir. Denklem 3.7’ de’ de gösterildiği gibi ilk terim Reynolds ortalama terimi ve ikinci terim ise anlık sapma terimidir.

$$U_i = \bar{U}_i + u'_i \quad (3.7)$$

Burada ortalama değer gösterilmek istenirse;

$$\bar{U}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U_i dt \quad (3.8)$$



(a) Zamandan bağımsız

(b) Zamana bağımlı

Şekil 3.1: Türbülans ortalama ve anlık sapma değerleri [43]

### 3.2.2. Türbülans Modelleri

#### 3.2.2.1. K - ε modeli

Akademik ve endüstri çalışmalarında en çok kullanılan türbülans modeli olan k-ε Türbülans modelinde k türbülans kinetik enerjisi olup hızdaki dalgalanmaların bir varyansı olarak değerlendirilmektedir, ε ise türbülans kinetik enerjisi sönmüleme katsayısı olup yine hız dalgalanmalarının saçılım katsayısıdır. [44].

k-ε modelinin de eklenmesiyle birlikte süreklilik ve momentum denklemi aşağıdaki gibi son halini almıştır.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (3.9)$$

Momentum Denklemi:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (3.10)$$

Burada  $S_M$  gövde üzerinde oluşan kuvvetlerin toplamını,  $\mu_{\text{eff}}$  ise türbülans etkilerinden dolayı oluşan efektif vizkoziteyi ifade etmektedir.

k-ε türbülans modeli, eddy viskozite modelinin bir temsilcisi olduğu için denklem 3.10' deki gösterilen eşitlik meydana gelmiştir. Bu denklemde  $\mu_t$  türbülans viskozitesidir. Ve denklem 3.12' de gösterildiği gibi k (türbülans kinetik enerjisi) ile  $\varepsilon$  (türbülans kaybı) birbirine bağlanmaktadır.

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (3.11)$$

$$\mu_t = C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.12)$$

Denklemlerdeki k ve  $\varepsilon$  değerlerine ise denklem 3.13 ve 3.14' de gösterilen diferansiyel transport denklemlerinden ulaşılmaktadır.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (3.13)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad (3.14)$$

Denklemlerde;  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ ,  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\varepsilon$  sabitlerdir.  $P_k$  ise viskoz etkilerden kaynaklanan türbülans üretimidir ve denklem 3.15' de gösterilmiştir.

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left( 3 \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (3.15)$$

Çizelge 3.1: K -  $\varepsilon$  Türbülans Modeli ' de sabitlerin aldıkları değerler gösterilmiştir.

Çizelge 3.1: K -  $\varepsilon$  Türbülans Modeli Denklem Sabitleri

$C_{\varepsilon 1}$	1.44
$C_{\varepsilon 2}$	1.92
$\sigma_k$	1
$\sigma_\varepsilon$	1.3

### 3.2.2.2. SST k- $\omega$ modeli

SST k- $\omega$  modeli iki farklı türbülans modelini birleştiren ve son yıllarda hem endüstri hem de akademik çalışmalarda sıklıkla kullanılan bir modeldir. Model k- $\epsilon$  ile k- $\omega$  türbülans modellerini birleştirmektedir. Birleştirme sonucunda duvar kenarlarında k- $\omega$  modelinin sahip olduğu avantaj olan sınır tabaka modellemesi kullanılırken serbest akış bölgelerinde k- $\epsilon$  kullanılarak serbest akış bölgelerinin de iyi modellenebilmesi sağlanmıştır.

Birleştirme metodu ise Wilcox k- $\omega$  türbülans modeli ile k- $\epsilon$  türbülans modelini birbirine bağlayan BSL (Baseline k- $\omega$  Model) üzerinde düzeltme faktörü kullanarak modeli daha kullanılabilir yapmaktadır.

#### 3.2.2.2.1. Wilcox K- $\omega$ Türbülans Modeli

Wilcox k –  $\omega$  Türbülans modeli 1988 yılında Wilcox tarafından üretilmiştir. k (Türbülans kinetik enerjisi) ve  $\omega$  (Türbülans frekansı) olmak üzere iki transport denklemi çözer. Bu denklemler Denklem 3.16 ve Denklem 3.17’ de gösterilmektedir.

k denklemleri:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (3.16)$$

$\omega$  denklemleri:

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + a \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (3.17)$$

Kullanılan bağımsız değişkenlere ek olarak yoğunluk ve hız vektörlerinin Navier–Stokes denklemleri vasıtasıyla bilindiği kabulü yapılmaktadır.  $P_k$  terimi ise k- $\epsilon$  modelinde bulunduğu gibi hesaplanmaktadır.

Modelde kullanılan sabitleri çizelgede gösterilmiştir.

Çizelge 3.2: Wilcox K-  $\omega$  Türbülans Modeli sabitleri [44]

$\beta'$	0.09
$\alpha$	5/9
$\beta$	0.075
$\sigma_k$	2
$\sigma_\omega$	2

### 3.2.2.2.2. BSL (BASELINE K- $\omega$ ) Model

Bilindiği üzere Wilcox modelinde en önemli sorun serbest akış bölgelerinde çok hassas olduğundan tam olarak modellemenin istenen derecede olmamasıdır. Bu sebeple duvar kenarında k- $\omega$  ve serbest akış yüzeylerinde ise k- $\epsilon$  modellerinin birbiri ile birleştirecek bir model Menter tarafından üretilmiştir. Duvar kenarı ve serbest akış bölgeleri arasında geçişi sağlamak için karıştırma faktörü olarak  $F_1$  denklemlere eklenmiştir. Bir diğer önemli değişiklik ise k- $\epsilon$  modelinin k- $\omega$  modeline uyum sağlayacak şekilde değiştirilmesidir. [45]

Denklem 3.18, Denklem 3.19 Wilcox modelini göstermektedir.

k denklemi:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (3.18)$$

$\omega$  denklemi:

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + a \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (3.19)$$

ve Denklem 3.20, Denklem 3.21 ise değiştirilmiş k- $\epsilon$  modelini göstermektedir.



$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k2}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + a_2 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_2 \rho \quad (3.21)$$

Bu kısımdan sonra karıştırma faktörü olan  $F_1$  ile her iki terim çarpılır. Fakat, Wilcox modeli  $F_1$  ile çarpılırken  $k$ - $\epsilon$  modeli  $F_1 - 1$  ile çarpılır.

Denklemler 3.22 ve 3.23' de BSL denklemleri gösterilmektedir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k2}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + a_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \epsilon \quad (3.23)$$

### 3.2.2.2.3. SST Türbülans Modeli

BSL modeli iki türbülans modelinin sahip olduğu avantajları kullanma imkanı sağlamasına rağmen halen eksiklikleri mevcuttur. Bu eksikliklerin giderilmesi amacıyla Menter  $k - \omega$  SST Türbülans Modeli' ni oluşturmuştur. Menter' in modeline göre BSL modelinin temel aldığı iki türbülans modeli de türbülans kayma gerilmelerini açıklamadığı için çözüm sonucunda eddy-viskozitelerinde hatalar meydana gelmektedir. Bu sebeple, Menter eddy-viskozitelerini düzenleyebilmek için bir denkleme bir limitleyici koyar. [45]

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (3.24)$$

$$v_t = \mu_t / \rho \quad (3.25)$$

## Blending(Harmanlama) Fonksiyonu

SST modeli ile doğru bir sonuca ulaşabilmek için harmanlama fonksiyonu kritik öneme sahiptir.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (3.26)$$

Burada ;

$$\arg_1 = \min \left( \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right) \quad (3.27)$$

Y; en yakında bulunan duvara olan mesafeyi ve v ise kinematik viskoziteyi temsil etmektedir.

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1.0 \times 10^{-10} \right) \quad (3.28)$$

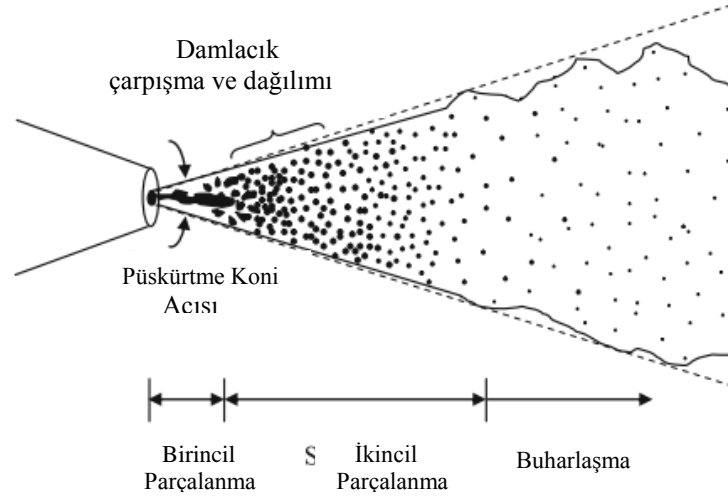
$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (3.29)$$

Burada ise;

$$\arg_2 = \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right) \quad (3.30)$$

### 3.3. Püskürtme Modelleri

Püskürtme krank açısında motor içi basınç 50 ile 100 bar arasında değişirken, yakıt püskürtme basıncı ise 200 ile 1700 bar arası değerler almaktadır. Püskürtme başlangıcında oluşan bu büyük basınç farkı motor çalışmalarında özellikle istenen bir durumdur. Nedeni ise, basınç farkının büyümesi sonucunda yakıt daha hızlı bir şekilde silindir içine girecek ve daha kolay bir şekilde damlacıklara ayrılacaktır. Bu süreç ise daha hızlı buharlaşma ve yakıtın yanma odasına daha iyi dağılması sonucunu doğurmaktadır [1,.46]



Şekil 3.2. Püskürtme mekanizması [1]

Yakıt damlacıkları yanma odası genelinde homojen olmayan bir yakıt-hava karışımı oluşturmaktadır. Bu durum ise silindir içinde oluşan basınç ve sıcaklık dağılımını doğrudan etkilemektedir. Yakıt sıvı halde püskürtülmektedir ve püskürtme sonrasında çok geniş bir çap aralığında damlacıklara ayrılmaktadır. Bu parçalanmaları ise damlacıkların silindir içinde buharlaşarak havanın yerini alması izler ve en son yanma oluşur. [1]

### 3.3.1. İkincil Parçalanma modeli

Birinci parçalanma bölgesinde oluşan damlacık ve ligamentler genellikle çok dengeli değildir ve bu sebeple ikincil bir parçalanma bölgesine ihtiyaç duyulmaktadır. İkincil parçalanma modeli gaz ve sıvı damlacıklar arasında oluşan etkileşimi temel almaktadır. Damlacık ve ortamda bulunan gaz arasındaki bağıl hız bu iki faz arasında bir aerodinamik etki meydana getirmektedir. Bu etki ise damlacıkların daha da parçalanmalarına yol açmaktadır. Aynı zamanda damlacık yüzeylerinde bulunan yüzey gerilimleri ise damlacıkları bir bütün olarak tutmaya çalışmaktadır. Bu iki kuvvetin birbiri üzerindeki etkilerini inceleyebilmek için birimsiz We (Weber) sayısı kullanılmaktadır. Weber sayısı aerodinamik kuvvetlerin yüzey gerilimi kuvvetlerine oranını temsil eder ve denklem 3.31' de gösterilmiştir.

$$We_g = \frac{\rho_g u_{rel}^2 d}{\sigma} \quad (3.31)$$

Denklem 3.31' de  $\rho_g$  sıvının yoğunluğu,  $u_{rel}$  damlacığın hızı,  $d$  enjektör delik çapı ve  $\sigma$  ise damlacık yüzeyi üzerinde bulunan yüzey gerilimidir. Elde edilen deneysel veriler aracılığı ile farklı parçalanma modelleri oluşturulmuştur. Hwang ve arkadaşları ile Krzeczkowski tarafından sırası ile 2004 ve 2003 yıllarında yapılan çalışmalarda bu modeller ayrıntılarıyla açıklanmıştır. [47]

### 3.3.1.1. WAVE ikincil parçalanma modeli

TAB modeline alternatif olarak Reitz tarafından geliştirilen bu model, yüksek Weber sayılarında uygulanmaktadır. Model temel olarak gaz ve sıvı fazları arasında oluşan bağıl hızı kullanır. Model oluşumunda damlacık parçalanmalarının oluşması ve yeni damlacıkların oluşumu Kelvin-Helmholtz düzensizlik kavramını temel alan Jet Stability Analysis modeli ile modellenir.

#### 3.3.1.1.1. Jet Stability Analysis(jet kararlılık analizi)

Bu analiz modeli dairesel sıvı jetinin sıkıştırılamaz bir gaz bölgesine girişini araştırmaktadır. Jetin hareketi için silindirik koordinatlar kullanılmaktadır. Denklem .. ise simetrik olmayan bir yüzeydeki en küçük bir değişimi simgelemektedir.

$$\eta = \eta_0 e^{ikz + \omega t} \quad (3.32)$$

Denklem yardımıyla dağılım oranı bulunmaya çalışılmıştır. Dağılım oranı  $w = w(k)$  olarak simgelenmekte olup büyüme katsayısı olan  $w$  terimini dalga numarası olan  $k$  katsayısı ile ilişkilendirmeye yarar.

Dağılım ilişkisini tanımlamak adına sıvı hidrodinamiği formülleri dalga formunda çözülmeye çalışılır. Bu denklemler denklem 2.33 ve denklem 2.34' de gösterilmektedir.

$$\phi_1 = C_1 I_0(kr) e^{ikz + \omega t} \quad (3.33)$$

$$\psi_1 = C_2 I_1(Lr) e^{ikz + \omega t} \quad (3.34)$$

Denklemlerde  $\phi_1$  hız potansiyelini ve  $\psi_1$  ise akış fonksiyonunu temsil etmektedir, ayrıca  $C_1$  ve  $C_2$  integrasyon sabitleri ve  $I_0$  ve  $I_1$  düzenlenmiş Bessel fonksiyonlarıdır.  $L$  teriminin fonksiyon ifadesi (3.35' de gösterilmiştir, bu denklemde gösterilen  $v_1$  ifadesi akışkanın kinematik viskozitesini temsil eder.

$$L^2 = k^2 + \omega / \nu_1 \quad (3.35)$$

Jet çapındaki basıncı hesaplamak için ise denklem (3.36' da gösterilen sıkıştırılamaz gaz denklemleri kullanılmaktadır.

$$-p_{21} = -\rho_2 (U - i\omega k)^2 k \eta \frac{K_0(ka)}{K_1(ka)} \quad (3.36)$$

Denklem kullanılan  $K_0$  ve  $K_1$  sabitleri düzenlenmiş Bessel fonksiyonlarıdır, ayrıca  $U$  gaz ile sıvı arasındaki bağıl hızdır. Normalleştirilmiş sınır koşulları denklem(3.37 ve denklem (3.38' de gösterilmiştir.

$$v_1 = \frac{\partial \eta}{\partial t} \quad (3.37)$$

$$\frac{\partial u_1}{\partial r} = - \frac{\partial \vartheta_1}{\partial z} \quad (3.38)$$

Ve

$$-p + 2\mu_1 - \frac{\sigma}{a^2} \left( \eta + a^2 \frac{\partial^2 \eta}{\partial z^2} \right) + p_2 = 0 \quad (3.39)$$

Denklemler sırasıyla kinematik serbest yüzey sınır koşulunu, kesme geriliminin devamlılık derecesini ve normal gerilimin devamlılık derecesini belirtmektedir.  $u_1$ ; aksel karışım hızını ve  $v_1$ ; ise radyal karışım hızını temsil etmektedir ve  $\sigma$  ise yüzey gerilimidir.

Reitz tarafından açıklandığı üzere denklem (3.37) ve denklem (3.38) kullanılarak denklem (3.33)' de bulunan  $C_1$  katsayısı ve denklem (3.34)' de bulunan  $C_2$  katsayısı yokedilebilir. Bu basitleştirme sonrasında yeni durumda bulunan denklemin basınç ve hız değerleri denklem (3.39)' e eklenirse elde edilmek istenen dağılım ilişki fonksiyonu elde edilmiş olur ve denklem (3.40)' da gösterilmiştir.

$$\omega^2 + 2\vartheta_1 k^1 \omega \left[ \frac{I_1'(ka)}{I_0(ka)} - \frac{2kL}{k^2 + L^2} \frac{I_1(ka)}{I_0(ka)} \frac{I_1'(La)}{I_1(La)} \right] =$$

$$\frac{\sigma k}{\rho_1 a^2} (1 - k^2 a^2) \left( \frac{L^2 - a^2}{L^2 + a^2} \right) \frac{I_1(ka)}{I_0(ka)} + \frac{\rho_2}{\rho_1} \left( U - i \frac{\omega}{k} \right)^2$$

$$\left( \frac{L^2 - a^2}{L^2 + a^2} \right) \frac{I_1(ka)}{I_0(ka)} \frac{K_0(ka)}{K_1(ka)}$$
(3.40)

Yine Reitz tarafından aynı çalışmasında belirtildiği üzere yeni oluşturulan denklem (3.40), sistem üzerinde oluşabilecek maksimum büyüme oranına tahmin etmeye çalışmaktadır. Sonuç olarak Reitz tarafından oluşturulan modelde elde edilen sayısal sonuçlar dikkate alındığında maksimum büyüme oranı ve o anki dalga uzunluğu için en iyi eğri uydurma fonksiyonu denklem (3.41 ve (3.42)'de belirtilmiştir.

$$\frac{\Lambda}{a} = 9.02 \frac{(1 + 0.45 Oh^{0.5})(1 + 0.4 Ta^{0.7})}{(1 + 0.87 We_2^{1.67})^{0.6}}$$
(3.41)

$$\Omega \left( \frac{\rho_1 a^3}{\sigma} \right) = \frac{(0.34 + 0.38 We_2^{1.5})}{(1 + Oh)(1 + 1.4 Ta^{0.6})}$$
(3.42)

Burada Oh, Ohnesorge sabiti olup denklem (3.43)' de gösterilmiştir.

$$Oh = \sqrt{We_1} / Re_1$$
(3.43)

Ayrıca Ta, Taylor sabiti olup denklem (3.44)' de gösterilmiştir.

$$Ta = Oh \sqrt{We_2}$$
(3.44)

$$We_1 = \rho_1 U^2 a / \sigma$$
(3.3.45)

$$We_2 = \rho_2 U^2 a / \sigma \quad (3.46)$$

Denklem (3.3.45 ve (3.46) sırasıyla sıvı ve gazın Weber sabitlerini göstermektedir.

### 3.3.1.2. Damlacık Parçalanması

Wave modeli yeni oluşan damlacığın çapını damlacığın dalga boyuna bağlamaktadır. Elde edilen bağıntı denklemi denklem (3.47)' de gösterilmiştir. Bu denklemde  $B_0$  sabit bir katsayı olup değeri Reitz tarafından yapılan araştırmalarda 0.61 olarak ölçülmüştür.

$$r = B_0 \Lambda \quad (3.47)$$

Bu bağıntıya ek olarak ise damlacık çapındaki değişim oranı zamana bağlı olarak denklem (3.48' de verilen şekilde hesaplanmaktadır. Bu denklemde  $\tau$  kırılma (breakup) zamanı olup denklem (3.49 de gösterilmiştir.

$$\frac{da}{dt} = -\frac{(a-r)}{\tau}, r \leq a \quad (3.48)$$

$$\tau = \frac{3.726 B_1 a}{\Lambda \Omega} \quad (3.49)$$

$\Lambda$  ve  $\Omega$  katsayılarının hesaplanma ayrıntılarına Wave modeline giriş bölümünde denklem (3.41 ve (3.42 de değinilmiştir. Reitz' e ek olarak Liu tarafında yapılan çalışmalarda  $B_1$  sabitinin katsayısı 1.73 olarak hesaplanmıştır. Fakat, enjektör modeline ve yapısına bağlı olarak bu değer 1 ile 60 arasında değişebilmektedir.

## 3.4. Yanma Modelleri

### 3.4.1. Transport Denklemleri

Çalışmalar kapsamında kullanılan yanma modelleri çok bileşenli (multicomponent) akış algoritmasını kullanılarak hesaplanmaktadır. Fakat, yanma model yaklaşımında bu algoritmaya ek olarak kaynak/kuyu (source/sink) terimi kimyasal reaksiyonlardan dolayı eklenmektedir. Kütle oranına bağlı olarak her bir unsur  $I$  için kullanılacak transport denklemleri,  $Y_I$  denklem 3.50' de gösterilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho Y_I)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j Y_I)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_{\text{eff}} \frac{\partial Y_I}{\partial x_j} \right) + S_I \quad (3.50)$$

$S_I$  burada kaynak terimidir.

### 3.4.2. Kimyasal Reaksiyon Hız Katsayısı

Kimyasal reaksiyonlar  $k$  sayıda reaksiyonu da kullanarak tarif edilir. Bu reaksiyonlar ise  $N_c$  sayısındaki bileşenleri de içine almaktadır. Bu eşitlik denklem 3.51' de gösterilmiştir.

$$\left[ \sum_{I=A,B,C,\dots}^{N_c} \vartheta'_{kl} I \Leftrightarrow \sum_{I=A,B,C,\dots}^{N_c} \vartheta''_{kl} I \right] \quad (3.51)$$

Denklemden  $\vartheta_{kl}$ ,  $k$  reaksiyonunda her bir  $I$  bileşeni için stokiyometrik katsayıyı ifade etmektedir.  $S_I$  ise ürünler/kayıplar oranı olarak isimlendirilmektedir ve denklem 3.52 ile gösterilmiştir.

$$S_I = W_I \sum_{K=1}^K (\vartheta''_{kl} - \vartheta'_{kl}) R_k \quad (3.52)$$

Denklemden  $R_k$ ,  $k$  reaksiyonu boyunca elde edilen reaksiyon hız katsayısıdır. Bu oran iki farklı modelle hesaplanmaktadır, reaksiyonların çok hızlı olduğunu varsayan Eddy Yitim Modeli (Eddy Dissipation Model) ve/veya Sonlu Kimyasal Hız Modeli (Finite Rate Chemistry Model)

### 3.4.3. Eddy Yitim Modeli

Eddy Yitim Modeli (Eddy Dissipation Model) akış içindeki dönüşüm sürecine bağlı olarak hızlı bir şekilde kimyasal reaksiyonu oluşturulması esasına dayanmaktadır. Girenler moleküler seviyede birbiriyle karışarak ani bir reaksiyona girer ve ürünleri oluştururlar. Kullanılan modele göre reaksiyon oranı reaksiyona giren bileşenlerin birbirleri ile moleküler seviyede karışım zamanları ile doğrudan ilişkilidir. Türbülanslı akışlarda, karışım zamanı Eddy özellikleri ile doğrudan ilişkilidir ve bu sebeple denklem 3.53' de da gösterildiği gibi reaksiyon hızı kinetik enerji  $k$  ve yitim  $\epsilon$  ile hesaplanır.



$$\text{Reaksiyon Hızı} \propto \frac{\varepsilon}{k} \quad (3.53)$$

Eddy yitim modeli Magnussen and Hjertager tarafından yapılan çalışmaları temel almaktadır. Reaksiyonlar sonucunda her bir i türünün net oluşum oranı denklem (3.53 ve (3.56' de verilen denklemlerin en küçüğünün hesaplanmasıyla elde edilir. [48]

$$R_{i,\gamma} = v_{i,\gamma}^t M_{w,i} A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min_R \left( \frac{Y_R}{v_{R,r}^t M_{w,R}} \right) \quad (3.54)$$

$$R_{i,\gamma} = v_{i,\gamma}^t M_{w,i} A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum p Y_p}{\sum_j^N v_{j,\gamma}^{tt} M_{w,j}} \quad (3.55)$$

Denklemlerde;

$Y_p$  = ürünler tarafındaki herhangi bir türün kütle oranı

$Y_R$  = girenler tarafındaki herhangi bir türün kütle oranı

A = empirik sabittir ve değeri 4 e eşittir.

B = empirik sabittir ve değeri 0.5 e eşittir.

### 3.4.3.1. Maksimum Alev Sıcaklığı Limitleyicisi

İsteğe bağlı olarak maksimum alev sıcaklığı, Eddy Yitim Modeli' ne eklenebilir. Denklem 3.54 ile EYM (Eddy Yitim Modeli) için düzenlenen reaksiyon hızına minimum koşulu eklenmektedir. Bu denklem vasıtasıyla sıcaklık üst limite çıktığı zaman reaksiyon oranı 0' a indirilmektedir.

$$R_{k,MFT} = A \frac{\varepsilon}{k} C_{MFT} \quad (3.56)$$

Denklem(3.56' de bulunan  $C_{MFT}$  denklem 3.55 yardımıyla bulunur.

$$C_{MFT} = \max\{(T_{\max} - T), 0[K]\} \cdot \frac{\rho C_p}{\Delta H_R} \quad (3.57)$$

$C_{MFT}$  ; sanal bir konsantrasyon olarak düşünülebilir ve sıcaklık değeri maksimum alev sıcaklık değerine ulaşırsa kaybolmaktadır.

$C_p$  ; sabit basınç altında karışımdaki akışkanın spesifik ısı kapasitesidir.

$\Delta H_R$ ; mol başına reaksiyon ısı bırakımı miktarıdır.

#### 3.4.4. Sonlu Kimyasal Hız Modeli (Finite Rate Chemistry Model)

Fluent' e eklenen Sonlu Oran Kimya Modeli' ne göre eğer geriye dönük reaksiyon oluşumu belirlenirse reaksiyon ilerleme hızı olan  $k$  değeri ters çevrilebilir. Bu durumda ilerleme hızı olan  $R_k$  denklem 3.58 gibi gösterilir.

$$R_k = \left( F_k \prod_{I=A,B,\dots}^{N_c} [I]^{r_{kl}'} - B_k \prod_{I=A,B,\dots}^{N_c} [I]^{r_{kl}''} \right) \quad (3.58)$$

Denklemde  $[I]$ , her bir bileşenin molar konsantrasyonudur.

$F_k$ , ileriye dönük oran katsayısı

$B_k$ , geriye dönük oran katsayısıdır.

$r$ ,  $k$  reaksiyonu süresince her bir  $I$  bileşeninin reaksiyon derecesidir.

İleri fark ve geri fark olarak düzenlenen reaksiyon hızları Arrhenius şeklinde ifade edilen sıcaklığın bir fonksiyonudur. Denklem 3.59 ve denklem 3.60' de bu bağımlılık gösterilmektedir.

$$F_k = A_k T^{\beta_k} \exp\left(-\frac{E_k}{RT}\right) \quad (3.59)$$

$$B_k = A_k T^{\beta_k} \exp\left(-\frac{E_k}{RT}\right) \quad (3.60)$$

$A_k$ ; Öüstel faktörü

$\beta_k$ ; Sıcaklık bileşeni

$E_k$ ; Aktivasyon enerjisi

T; Ölçüm sıcaklığı

### 3.4.5. Kendi Kendine Tutuşma Modeli

Kendi kendine tutuşma alevlenebilir koşullardaki belli bir yakıt – hava karışımının herhangi bir etki olmadan biraz gecikme yaşayarak yanması olayıdır. Altında yatan süreçte ise yakıtın kendi alt tür ve radikallerine dönüşmesi süreci bulunmaktadır. Yanma olayının ilk safhalarında bu olay toplam ısı atım miktarının sadece küçük bir bölümüyle meydana gelmektedir. Fakat ilk oluşan radikal ve ortancıl türler kritik aşamaya geldiğinde ise yüksek sıcaklıktaki süreç büyük bir ısı atımı ile başlamış olur.

Yüksek sıcaklık içeren bölgenin oluşması için belirli bir süre gerekmektedir. Bu süreye tutuşma gecikmesi adı verilir, ve onlarca türe sahip kimyasal formüller ile ifade edilmektedir. CFD açısından ise bu süreci bütün detayları ile ele almak olanaksızdır. Bunun yerine bu sürecin korelasyonu  $\tilde{R}$  sürece eklenmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{R}) + \frac{\partial}{\partial x}(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{R}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial \tilde{R}}{\partial x_j} \right] + \frac{\bar{p}}{\tau_{ign}} \quad (3.61)$$

Üretim terimi olan  $\frac{\bar{p}}{\tau_{ign}}$ ; ortamda yakıt kalmadığı zaman kullanılmaz.

Tutuşma gecikmesi modelinde kullanılan en önemli fiziksel terim tutuşma gecikmesi zamanıdır ve  $\tau_{ign}$  terimiyle gösterilmektedir.

### 3.4.6. Tutuşma Gecikme Zamanı

$\tau_{ign}$  olarak adlandırılan tutuşma gecikme zamanı temek olarak basınç, sıcaklık ve yakıt özelliklerine bağlı olan bir fonksiyondur.

#### 3.4.6.1. Harderberg ve Hase Modeli

Dizel motorlar için modellemede kullanılan korelasyondur.

$$\tau_{\text{ign}}^{\text{Diesel}} = \frac{0.36 + 0.22 \left( \frac{\text{S}}{\text{m}} \right) \cdot \text{OPH}}{6 \text{ RPM}} \cdot \exp \left[ E_A \left( \frac{1}{RT} - \frac{1}{17190(\text{J/mol})} \right) + \left( \frac{21.2(\text{bar})}{p - 12.4(\text{bar})} \right)^{0.63} \right] \quad (3.62)$$

Burada;

$$E_A(\text{Aktivasyon Enerjisi}) = \frac{618840(\text{J/mol})}{\text{CN} + 25} \quad (3.63)$$

OPH= Ortalama piston hızı

RPM= motorda dakikadaki devir sayısı

CN=Setan sayısı

Korelasyon modeli  $0 \leq \text{CN} \leq 100$  için geçerlidir.

### 3.5. Emisyon Modelleri

#### 3.5.1. Azotoksit (No) Modeli

##### 3.5.1.1. Azotoksit Oluşum Mekanizmaları

Tez kapsamında azotoksit oluşumu hesaplanırken 3 farklı NO<sub>x</sub> oluşum modeli kullanılmıştır.

- Isıl NO
- Ani (Prompt) NO
- Yeniden Yanma (Reburn)(NO yıkımı)

##### 3.5.1.1.1. Isıl No (Thermal No)

Isıl NO süreci 1800 K' i aşan alev sıcaklıkları için NO<sub>x</sub> oluşumunda ilk etkindir. NO bileşimi yüksek sıcaklıkta yüksek miktarda bulunan N ve O atomlarının reaksiyon ile birleşiminden oluşur. Azotoksit oluşumu iki aşamalıdır ve Zeldovich Mekanizması

olarak bilinmektedir. [49] Denklem 3.64 ve Denklem 3.65' de mekanizma denklemleri gösterilmiştir.



Stokiyometrik durumlarda ise üçüncü bir reaksiyon da bu sürece eklenmektedir.



Üçüncü reaksiyonun da eklendiği mekanizmalara Genişletilmiş Zeldovich Mekanizması denir.

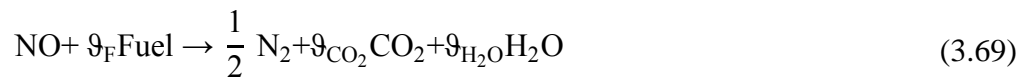
#### 3.5.1.1.2. Ani (Prompt) NO Oluşumu

1800 K altında sıcaklıklarda, hidrokarbon alevleri Zeldovich Mekanizması ile açıklanamayacak kadar fazla NO oluşturmaktadır. Bu durumlarda hidrokarbonlar nitrojen molekülü ile reaksiyona girerek HCN oluştururlar ve oluşan molekül O ile reaksiyona girerek azotoksit molekülünü oluşturur.



#### 3.5.1.1.3. NO Yeniden Yanma Modeli (NO Reburn)

Zengin yanma karışımlarında yakıtı yakacak kadar oksijen kalmadığı için yakıt NO ile reaksiyona girerek  $\text{N}_2$ ,  $\text{CO}_2$  ve  $\text{H}_2\text{O}$  oluşturur.



Unutulmaması gerekir ki bu durum bir genellemedir ve normal fiziksel durumlar daha karmaşıktır.

Metan için stokiyometrik koşullarda reaksiyon incelenecek olursa;



### 3.5.1.2. Kurum Modeli

Kurumun oluşma modeli Magnussen ve Hjertager tarafından bulunmuştur. Modele göre kurumun oluşması iki kademedeyi incelenmektedir. Birinci kademe yakıttan küçük tanecik oluşması, ikinci kademe ise bu küçük taneciklerin kurumu meydana getirmesidir. Taneciklerin derişim miktarı  $X_N$  ve kurumun kütle oranı  $\bar{Y}_S$  hesaplanması için dönüşüm denklemleri kullanılmaktadır ve denklem 3.71 ve denklem 3.72' de gösterilmektedir.

$$\frac{\partial(\bar{\rho}X_N)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}u_j X_N)}{\partial x_j} = \left\{ \left( \bar{\mu} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial X_N}{\partial x_j} \right\} + \tilde{S}_{nuclei,f} + \tilde{S}_{nuclei,c} \quad (3.71)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}Y_S)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}u_j Y_S)}{\partial x_j} = \left\{ \left( \bar{\mu} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial Y_S}{\partial x_j} \right\} + \tilde{S}_{soot,f} + \tilde{S}_{soot,c} \quad (3.72)$$

#### 3.5.1.2.1. Kurum Dağılımı

Taneciklerin ve kurumun dağılım fonksiyonu Tenser tarafından empirik olarak modellenmiştir. Tanecikler için kullanılan kaynak terimi  $\tilde{S}_{nuclei,f}$  ve kurumun dağılım terimi olan  $\tilde{S}_{soot,f}$  sırasıyla Denklem 3.73 ve Denklem 3.74 vasıtalarıyla hesaplanmaktadır.

$$\tilde{S}_{nuclei,f} = n_0 + (f-g)C_N - g_0 C_N C_S \quad (3.73)$$

$$\tilde{S}_{soot,f} = m_p(a-bC_S)C_N \quad (3.74)$$

Üstte gösterilen kaynak terimleri içinde bulunan parçacıkların tanecik derişimi denklem 3.75 ile;

$$C_N = \rho A X_N \text{ [part/m}^3\text{]} \quad (3.75)$$

Ayrıca kurumun derişimi ise denklem 3.76 ile hesaplanmaktadır.

$$C_s = \rho \frac{Y_s}{m_p} \text{ [part/m}^3\text{]} \quad (3.76)$$

Ayrıca A; avagadro sayısını göstermekte olup değeri  $6,02 \cdot 10^{23}$  dır.

$m_p$ ; kurum taneciklerinin toplam kütlesidir ve denklem 3.77 ile hesaplanmaktadır.

$$m_p = \rho_{\text{soot}} \pi d^3 / 6 \quad (3.77)$$

$\rho_{\text{soot}}$ ; kurum taneciklerinin yoğunluğu

d; kurum taneciklerinin ortalama çapıdır.

Tanecik denklemlerinde yakıtın kendiliğinden oluşturduğu dağılım  $n_0$  terimi ile temsil edilmektedir ve denklem 3.77 ile hesaplanmaktadır.

$$n_0 = a_0 f_c \rho Y_{\text{fuel}} \exp(-T_{A,0}/T) \quad (3.78)$$

$f_c$ ; yakıt içindeki karbon oranıdır.

#### 4. AYRIKLAŞTIRMA YÖNTEMLERİ

Navier – Stokes denklemleri CFD programları tarafından farklı algoritmalarla ayrıklaştırılmaktadır. Tez bünyesindeki analizler için kullan Ansys FLUENT programı ise Navier – Stokes denklemlerini iki farklı yöntem ile çözmektedir. Bu yöntemlerden ilki olan basınç – tabanlı çözümler düşük hızlardaki sıkıştırılmaz akışlar için , diğer yöntem olan yoğunluk – tabanlı yöntem ise yüksek hızlardaki sıkıştırılabilir akışlar için uygulanmaktadır. Bu alışma kapsamında akışın düşük hızlarda olması neticesinde basınç tabanlı çözümler yöntemi kullanılmıştır.

##### 4.1. Basınç tabanlı Navier-Stokes Denklemleri

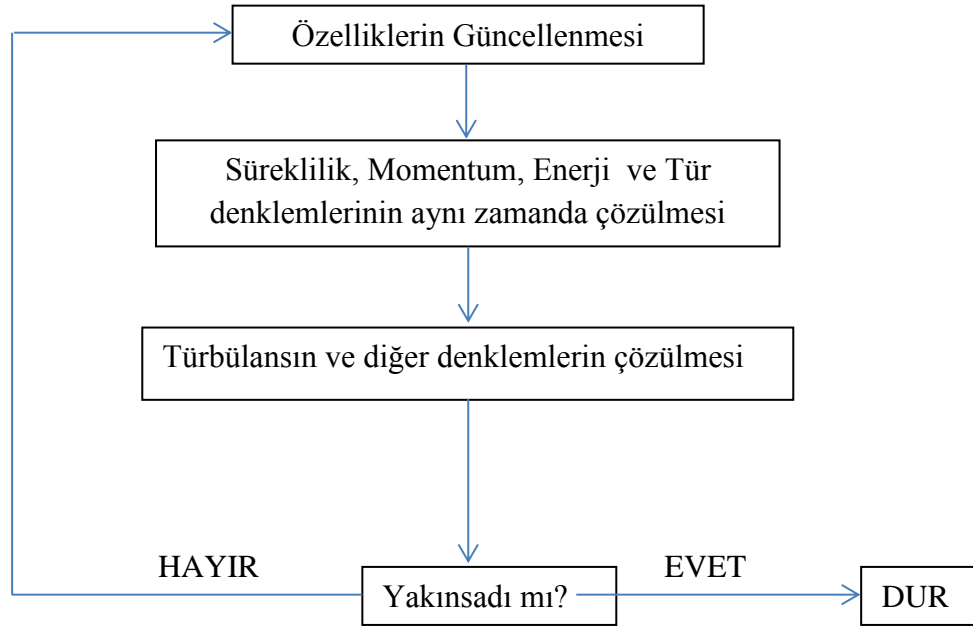
Basınç- tabanlı çözümler yöntemi için türetilmiş olan süreklilik ve momentum denklemleri denklem (4.1 ve denklem (4.2’ de sırasıyla gösterilmektedir.

$$\oint \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (4.1)$$

$$\oint \rho \vec{v} \vec{v} \cdot d\vec{A} = - \oint p I d\vec{A} + \oint \bar{\tau} \cdot d\vec{A} + \int_V \vec{F} dV \quad (4.2)$$

Denklemlerde  $\rho$  yoğunluk,  $\vec{A}$  yüzey alan vektörü,  $\bar{\tau}$  gerilme tensörü,  $\vec{F}$  kuvvet vektörü,  $\vec{v}$  hız vektörü ve I birim matrisini temsil etmektedir.

Şekil 4.1' de basınç tabanlı algoritmanın çözüm yaklaşımı şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Basınç tabanlı çözüm algoritması

#### 4.2. Sayısal Çözüm Sürecinde Kontrol Hacim Yaklaşımının Kullanılması

Sayısal çözüm işlemi başlangıcında ilk kademeyi akış özelliklerinin tespiti oluşturur. Akış özelliklerinin tespiti ve sayısal analize uygulanması esnasında ise genel transport denkleminin ayrıklaştırılması ilk kademeyi oluşturur. Transport denklemi skaler olup ayrıklaştırma esnasında matris formatına döndürülmektedir. Bu aşama sonrasında ise sayısal yöntemler vasıtasıyla momentum ve süreklilik denklemleri çözülür. Bu işlemleri sırasıyla değinecek olursak;



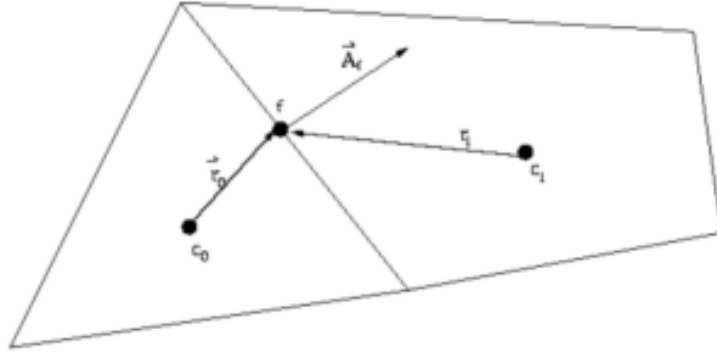
- Genel skaler transport denkleminin tespiti ve ayrıklaştırılma yöntemi
- Sistemin zamanda ayrıklaştırılması
- Gradyanlarınve türevlerin tespiti
- Momentum denkleminin ayrıklaştırılması
- Süreklilik denkleminin ayrıklaştırılması

Genel skaler transport denkleminin tespiti ve ayrıklaştırılma yöntemi

Denklem (4.3)'de de gösterildiği üzere akış esnasında belirli bir kontrol hacmi içinde herhangi bir değişken niceliğın değişim integral denklemi 4 bölümden oluşmaktadır.

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \oint \rho \phi \vec{v} d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (4.3)$$

Denklemde  $\rho$  yoğunluğu,  $\vec{A}$  yüzey alanı vektörünü,  $\vec{v}$  hız vektörünü,  $\Gamma_\phi$  her bir  $\phi$  için difüzyon katsayısını ve  $S_\phi$  ise birim hacimdeki üretilmiş olan  $\phi$  miktarını göstermektedir.



Şekil 4.2. üçgen hücre için ayrıklaştırma örneği [50]

Şekil 4.2' de temsili olarak gösterilen iki boyutlu üçgen hücre için Denklem(4.3)' in ayrıklaştırılmış hali aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{faces}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (4.4)$$

Denklem (4.4)' de  $N_{faces}$  hücrenin çevresindeki yüzey sayısını,  $\phi_f$  her bir f yüzeyi boyunca taşınan  $\phi$  sayısını,  $\rho_f \vec{v}_f \phi_f$  yüzeyden geçen kütle akısını,  $\vec{A}_f$  alan vektörünü,  $V$  ise hücre hacmini temsil etmektedir.

Denklem(4.4), çok fazla bilinmeyen değere sahip olması dolayısıyla doğrusallığını kaybetmektedir. Bu sebeple aşağıdaki şekilde doğrusallaştırılır.

$$a_p \phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (4.5)$$

Denklem (4.5)' de nb alt indisi her bir komşu hücreyi temsil etmektedir ve a ise doğrusallaştırılmış katsayılardır.

### 4.3. Birinci Dereceden UPWIND Yöntemi

ANSYS Fluent, hesaplanan her bir  $\phi$  değerini hücrenin merkezinde saklamaktadır. Hücre merkezinde ise bütün hücrenin ortalama değeri bulunmaktadır. Ayrıca, hücrelerin yüzey değerleri ise merkez değerlerine eşit olarak alınırlar.

### 4.4. Zamanda Ayırıklaştırma

Zamana bağlı analizlerde denklemler hem zamana hem de uzaya göre ayırıklaştırılmaktadır. Bu sebeple kapalı ayırıklaştırılma yönteminin kullanılması sistemi kolaylaştırma açısından önemlidir, çünkü kapalı ayırıklaştırma yöntemi her koşulda yakınsamaktadır. Tez kapsamında birinci dereceden kapalı ayırıklaştırma yöntemi kullanılmıştır.

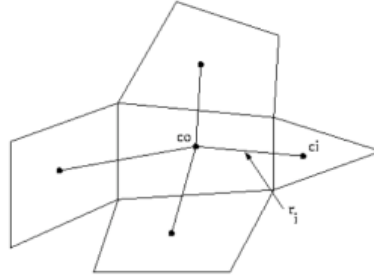
ANSYS Fluent programı zaman ayırıklaştırmasında ileri-fark yöntemini kullanmaktadır. Birinci dereceden ileri fark yöntemi denklem (4.4.6)' da gösterilmiştir.

$$\frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} = f(\phi^{n+1}) \quad (4.4.6)$$

$\phi$  ; akış bölgesinde bulunan her bir özelliği belirtmektedir.

#### 4.5. Gradyanların ve Türevlerin Tespiti

Gradyanlar hücre yüzeylerini tanımlamakla kalmaz aynı zamanda hız türevleri ile difüzyon terimlerinin hesaplanmasında etkin rol oynarlar. Gradyen terimi olan  $\nabla\phi$ , korunum denklemlerinde bulunan difüzyon ve taşınım denklemlerinin ayrıklaştırılmasında kullanılmasında kullanılmaktadır. Çalışmalarda ayrıklaştırma yöntemi olarak “Hücre-Tabanlı En Küçük Kareler (Least Squares Cell-Based-LSCB)” yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem bir hücreden diğer hücreye çözümün doğrusal olarak değiştiği kabul edilmektedir. Şekil 4.3’ de’ de gösterilen çözüm yönteminde ortada bulunan hücrenin merkezi “ $c_0$ ”, en sağdaki hücre merkezi “ $c_i$ ” olarak isimlendirilmiştir. İki merkez arasında bulunan konum vektörü ise “ $r_i$ ” olarak temsil edilmektedir.



Şekil 4.3. Hücre Tabanlı En Küçük Kareler metodu çözüm yöntemi[50]

LSCB yöntemi ile hücreler arasındaki değişim denklem(4.7)’ de gösterilmiştir.

$$(\nabla\phi)_{c_0} \cdot \vec{r}_i = (\phi_{c_i} - \phi_{c_0}) \quad (4.7)$$

#### 4.6. Momentum Denkleminin Ayrıklaştırılması

Momentum denkleminin ayrıklaştırılmasında skaler transport denklemi için kullanılan ayrıklaştırma formülü kullanılmaktadır. Denklem (4.5)’ de  $\phi$  yerine  $u$  yazılacak olursa x-momentum için ayrıklaştırma formülü elde edilmiş olur ve denklem (4.8)’ de gösterilmiştir.

$$a_p u = \sum_{nb} a_{nb} u_b + \sum P_f A \cdot i + S \quad (4.8)$$

Eğer yüzeyde bulunan basınç ve kütle akı değerleri bilinirse denklem sayesinde hız değeri hesaplanabilmektedir.

ANSYS Fluent basınç ve hız değerlerini hücre merkezinde saklamaktadır. Fakat, denklem (4.9)' un kullanımı için yüzeydeki basınç değerlerine ihtiyaç vardır. Bu sebeple yüzeydeki basınç değerleri enterpolasyonlar ile hesaplanmaktadır.

$$P_f = \frac{\frac{P_0}{a_{p,c_0}} + \frac{P_1}{a_{p,c_1}}}{\frac{1}{a_{p,c_0}} + \frac{1}{a_{p,c_1}}} \quad (4.9)$$

#### 4.7. Süreklilik Denkleminin Ayrıklaştırılması

Süreklilik denklemi Şekil 4.2' de temsil edilen kontrol hacmi üzerinde ayrıklaştırılırsa denklem (4.10) elde edilmiş olur.

$$\sum_f^{N_{\text{faces}}} J_f A_f = 0 \quad (4.10)$$

Yukarıdaki denklemde  $J_f$  yüzey akısını temsil etmektedir ve Denklem (4.11) ile gösterilmiştir.

$$J_f = \rho_f \frac{a_{p,c_0} v_{n,c_0} + a_{p,c_1} v_{n,c_1}}{a_{p,c_0} + a_{p,c_1}} + d_f \left( \frac{(p_{c_0} + (\nabla p)_{c_0} \cdot \vec{r}_0) - (p_{c_1} + (\nabla p)_{c_1} \cdot \vec{r}_1)}{p_{c_0} - p_{c_1}} \right) = J_f + d_f (p_{c_0} - p_{c_1}) \quad (4.11)$$

$d_f$  komşu durumdaki iki hücreye ait bulunan momentum katsayılarının ortalamasına bağlı bir fonksiyon olarak tanımlanmaktadır.

#### 4.8. Basınç Hız Bağlaşımı

Analizler esnasında basınç-hız bağlaşımı için PISO algoritması kullanılmıştır.

##### 4.8.1. PISO Algoritması

Piso algoritması Issa tarafından 1986' da zamana bağlı akışların analizlerinde basınç-hız bağlaşımını modellemek için oluşturulmuştur. PISO algoritması bir ön tahmin ve 2 tane de doğrulama adımı içermektedir ve bir manada Simple algoritmasının geliştirilmiş hali olarak düşünülebilir.

#### 4.8.1.1. Ön Tahmin Adımı (Predicter Step)

Bu adım SIMPLE algoritması ile aynı özellikleri taşır. Ayrıklaştırılmış momentum denklemleri  $u^*$  ve  $v^*$  olarak verilen hız bileşenlerini bulmak amacıyla tahmini olarak (genellikle bir önceki iterasyondaki değerler) veya ortalama bir değer alınarak çözülür. Fakat burada bulunan hız değerleri süreklilik denklemini tam sağlamaz. Bu sebeple düzeltme adımlarına gidilir.

#### 4.8.1.2. Düzeltme Adımı 1(Correcter Step)

Bu düzeltme adımına basınç düzeltmesi demek daha doğru olabilir. Çünkü, basınç değerlerinin doğru olmadığı durumlarda elde edilen hız değerleri süreklilik denklemini tam olarak karşılayamamaktadır. Daha önce PISO algoritmasının SIMPLE algoritmasını temel aldığı belirtilmişti. Bu düzeltme adımında da başlangıç olarak SIMPLE algoritmasının çözdüğü şekilde bir  $u^*$  ve  $v^*$  hız alanları hesaplanır. Fakat SIMPLE' dan farklı olarak bir düzeltme adımı daha bulunmaktadır. Denklemler (4.12) , (4.4.13) ve (4.14)' de hız değerlerinin hesaplanması için kullanılan hız alan formülleri bulunmaktadır. [41]

$$u^{**} = u^* + u' \quad (4.12)$$

$$v^{**} = v^* + v' \quad (4.4.13)$$

$$p^{**} = p^* + p' \quad (4.14)$$

Denklemlerdeki hız alanlarının hesaplanabilmesi için öncelikle basınç alanın değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu sebeple SIMPLE algoritması kullanılarak basınç bölgesi değerleri hesaplanır.

#### 4.8.1.3. Düzeltme Adımı 2

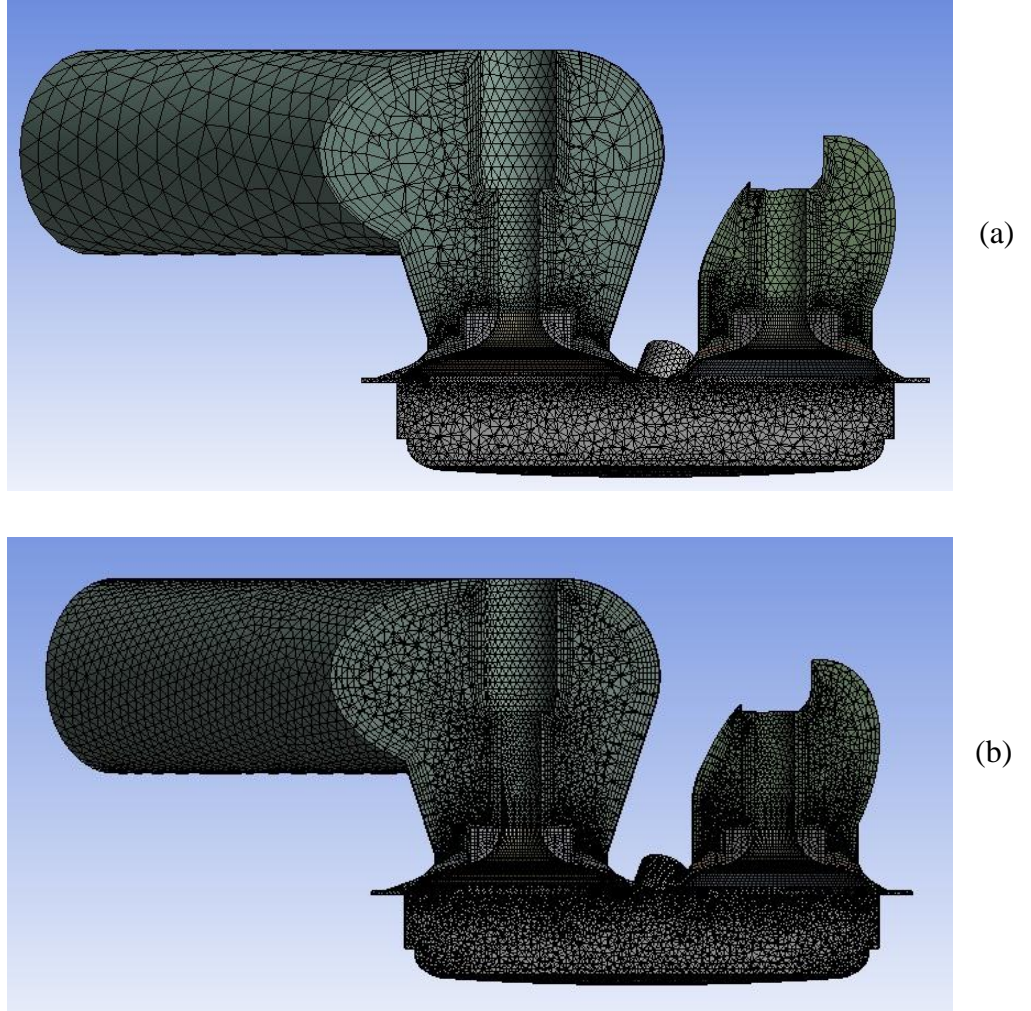
İlk düzeltmeden elde edilen sonuçlar, bir daha düzeltmeye gönderilerek sonuçlar yeniden doğrulanmaya çalışılır. Bu durum PISO' nun SIMPLE algoritmasından farkı olup onun bir gelişmiş hali olmasının da temel sebebidir. Denklem (4.4.15)' de iki defa düzeltmeye tabi tutulmuş basınç değeri gösterilmiştir. [41] Problemin karakterine bağlı olarak düzeltme adım sayısı 20' ye kadar çıkabilir.

$$p^{***} = p^{**} + p'' = p^* + p' + p'' \quad (4.4.15)$$

## 5. SONUÇLAR

### 5.1. Çözüm Ağı Araştırması

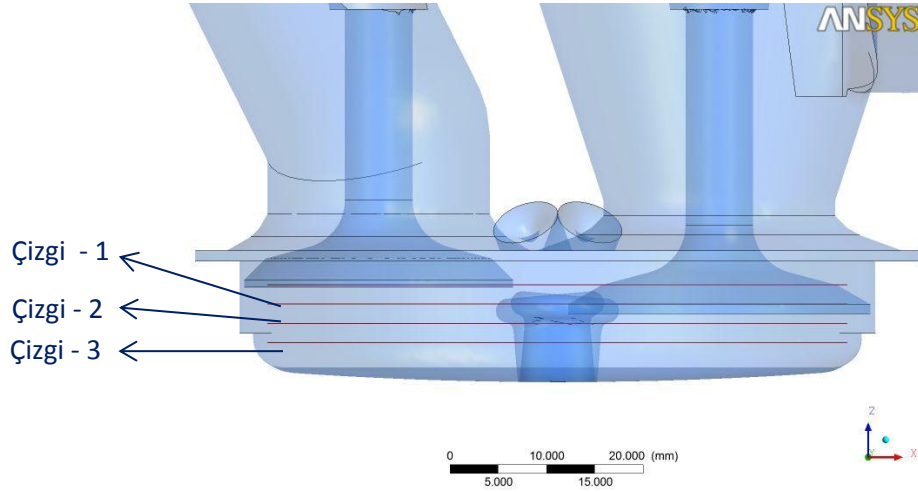
HAD analizlerinde elde edilen değerler çözüm ağı sayısından bağımsız olmalıdır. Bu sebeple de ilk önce çözüm ağı araştırması yapılmıştır. Kullanılan geometri üzerinde çözüm ağları oluşturulurken üçgen ve dikdörtgen geometrilerden faydalanılmıştır. Ayrıca, yanma ve püskürtme modellerinin işlem süresini uzatması ve çözüm ağı çalışmasında esas önemli noktanın oluşturulan çözüm ağının akışa olan etkisinin belirlenmesi olması nedeniyle çözüm ağı çalışması soğuk akış durumu için yapılmıştır.



Şekil 5.1: Merkezi kesit üzeri çözüm ağı yapıları: (a) ~ 600.000 hücre (b) ~ 2.400.000

Yapılan çalışmalarda iki farklı çözüm ağı birbirleri arasında kıyaslanmış olup kıyaslamalar 345, 385, krank açılarında Şekil 5.2' de gösterilen 4 farklı çizgi

üzerinde yapılmıştır. Oluşturulan çizgilerin silindir kafasından uzaklıkları Çizelge 5.1’ de gösterilmektedir. Kıyaslamalar belirli uzaklıklarda oluşturulan çizgilerde hız konturlarının ölçülüp çizdirilmesi ile oluşturulmuştur. Kıyaslanan çözüm ağları sayıları sırasıyla aşağıda belirtilmiştir.

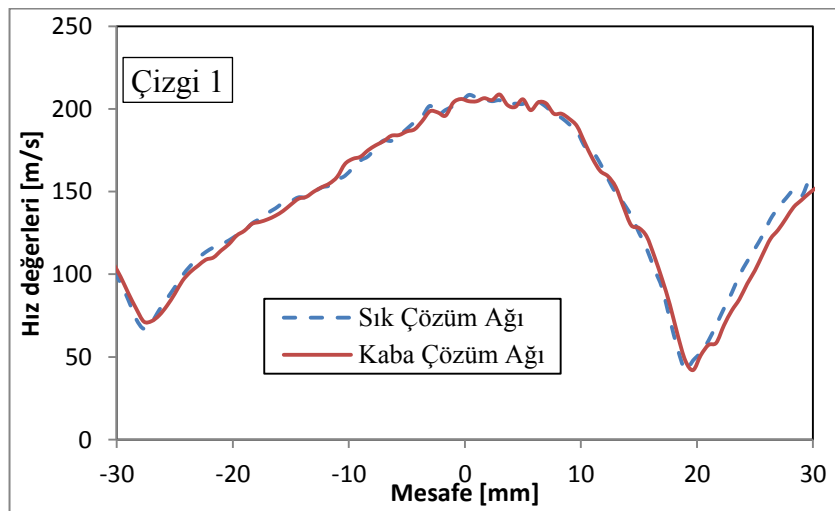


Şekil 5.2: Kıyaslama yapılan çizgiler

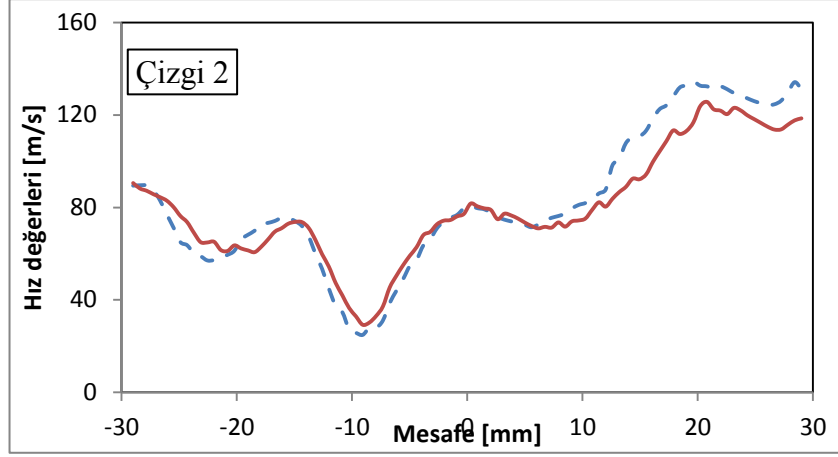
Çizelge 5.1: Çizgi özellikleri

Çizgi numarası	Silindir kafası uzaklığı [mm]
Çizgi - 1	3
Çizgi - 2	5
Çizgi - 3	7

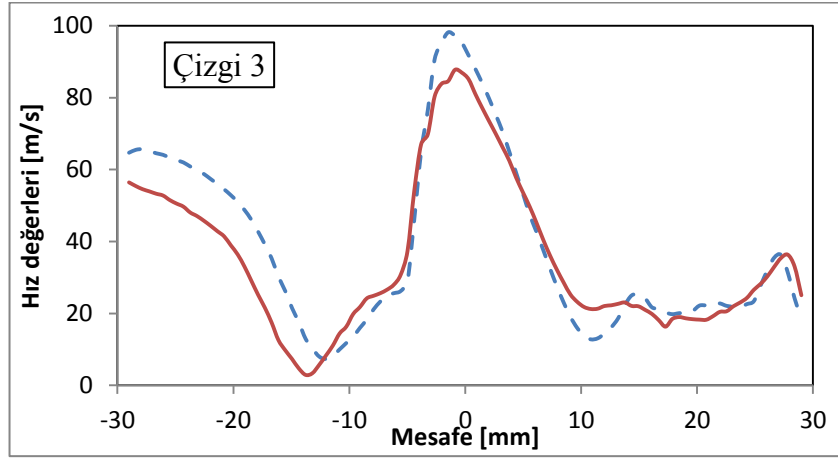
### 5.1.1.345 Krank Açısı Sonuçları



(a)



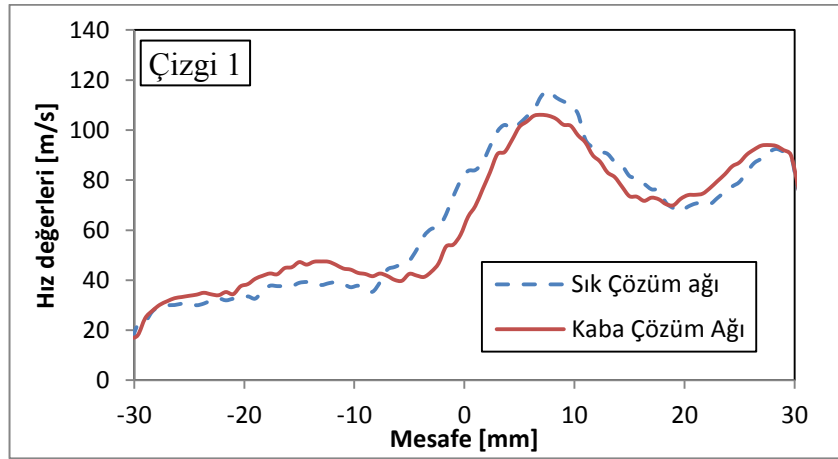
(b)



(c)

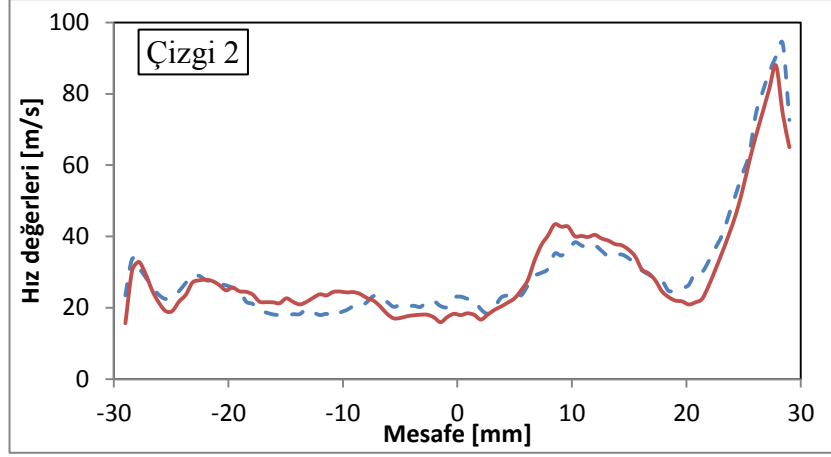
Şekil 5.3: 345 krank açısında farklı konumlardaki çizgiler üzerinde hız – konum grafikleri

### 5.1.2.385 Krank Açısı Sonuçları

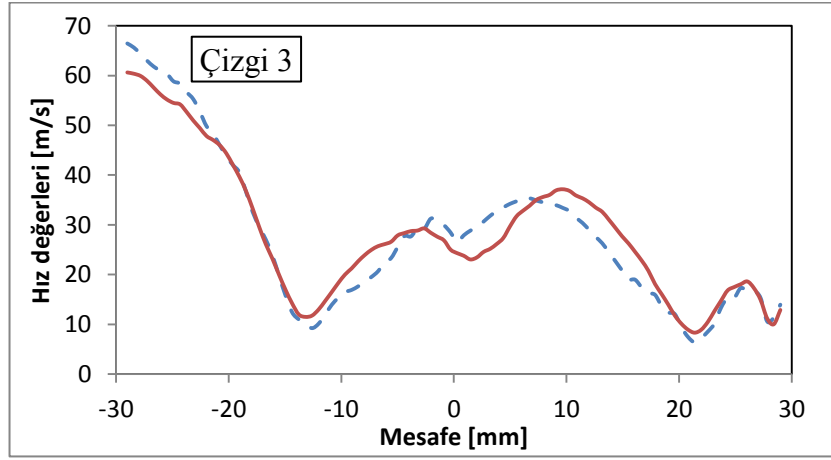


(a)





(b)



(c)

Şekil 5.4: 385 krank açısında farklı konumlardaki çizgiler üzerinde hız – konum grafikleri

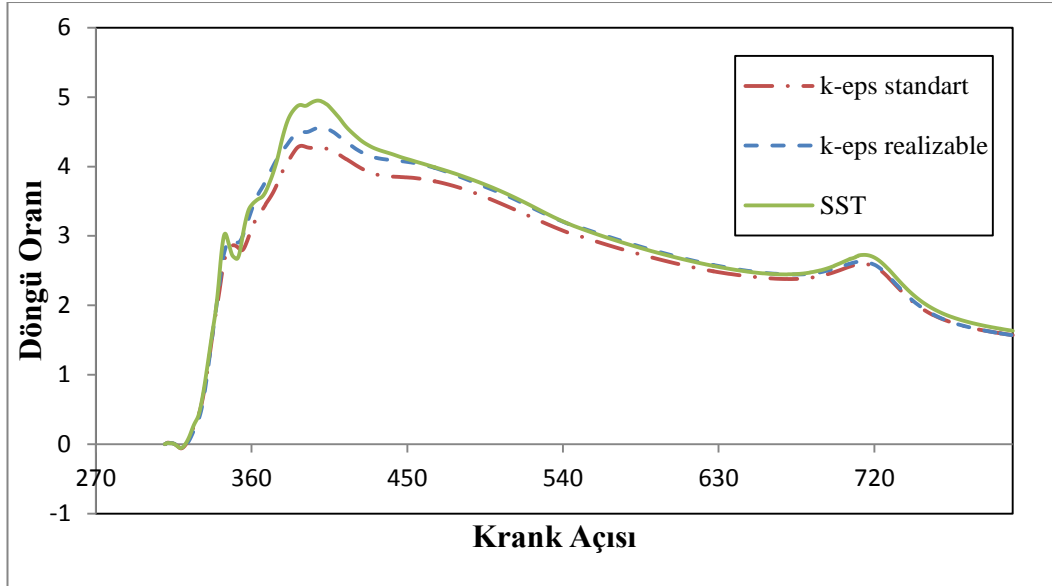
İki farklı krank açısında 3 farklı çizgi üzerinde silindir çapı boyunca hesaplanan hız değerleri Şekil 5.3 ve Şekil 5.4’ de karşılaştırıldığında Çözüm Ağı - 1 ile Çözüm Ağı – 2 sonuçlarının %10’ dan fazla değişkenlik göstermediği belirlenmiştir. Bu durumda analizler esnasında çözümlerin çözüm ağından bağımsız olduğu belirtilebilmektedir. Bu sebeple, bu aşamadan sonra yapılan türbülans modeli çalışması, Mantar geometrisi çalışması ve parametrik çalışmalar Çözüm Ağı – 1 kullanılarak yapılmıştır.

## 5.2. Türbülans Modeli Çalışması

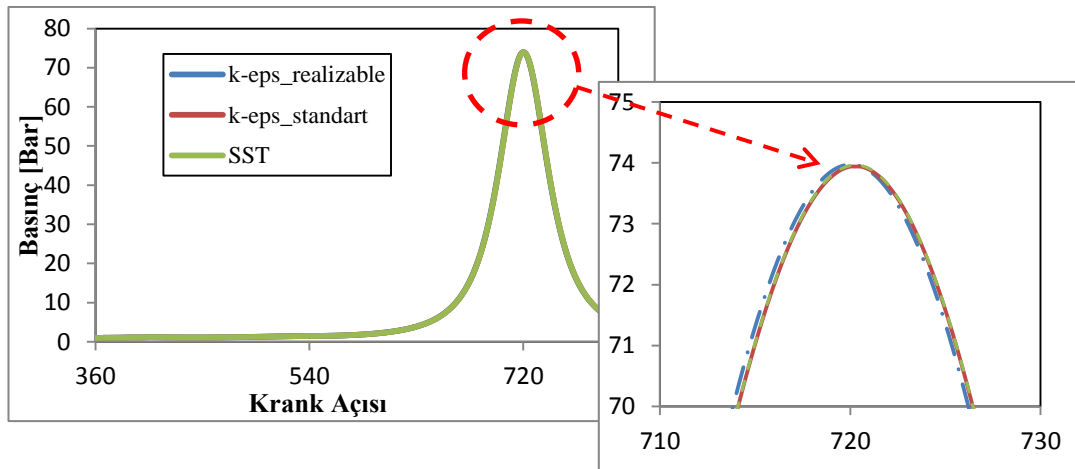
Türbülans modeli çalışması tez bünyesindeki en önemli öncül çalışmalardan biridir. Türbülans modeli yaklaşımları ile emme, sıkıştırma, yanma ve egzoz zamanları boyunca akış vektörlerinde nasıl bir değişiklik olduğu tespit edilmeye çalışılmıştır. Türbülans modeli çalışmasının çözüm ağı çalışması gibi öncül bir çalışma olması sebebiyle yanma modelleri dahil edilmemiş ve soğuk akış analizleri yapılmıştır.

Kullanılan türbülans modelleri aşağıdaki gibi sıralanmaktadır.

- k- $\epsilon$  standart
- k- $\epsilon$  realizable
- k- $\omega$  SST



Şekil 5.5: Farklı türbülans modelleri için Döngü oranı – Krank açısı karşılaştırması



Şekil 5.6: Farklı türbülans modelleri için basınç – Krank açısı karşılaştırması

Yapılan çalışmalarda en yüksek döngü oranı 388 KMA' sında ortaya çıkmıştır bu sebeple karşılaştırmalar 388 KMA' nda yapılmıştır, ayrıca basınç karşılaştırmaları için en yüksek basıncın olduğu 720 KMA kullanılmıştır. Çizelge 5.1' de de görüldüğü üzere türbülans modeli döngü (swirl) oranında maksimum % 18' lik farklılığa neden olmaktadır fakat basınç değerlerinde kayda değer bir değişiklik

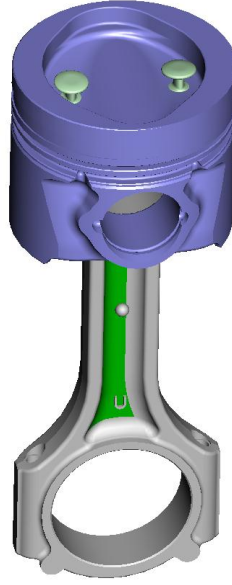
meydana getirmemektedir. Bu sebeple literatüre uygun olarak analizler esnasında türbülans modeli olarak k- $\epsilon$  standart kullanılmıştır.

Çizelge 5.2: Farklı Türbülans Modellerinde basınç ve döngü oranı karşılaştırmaları

Türbülans Modeli	Maksimum Döngü Oranı (388 KMA)	Maksimum Basınç Değeri (bar) (720 KMA)
k- $\epsilon$ standart	4.8	73.88
k- $\epsilon$ realizable	4.5	73.91
k- $\omega$ SST	4.2	73.90

### 5.3. Mantar Geometrisinin Yanmaya Etkisinin İncelenmesi

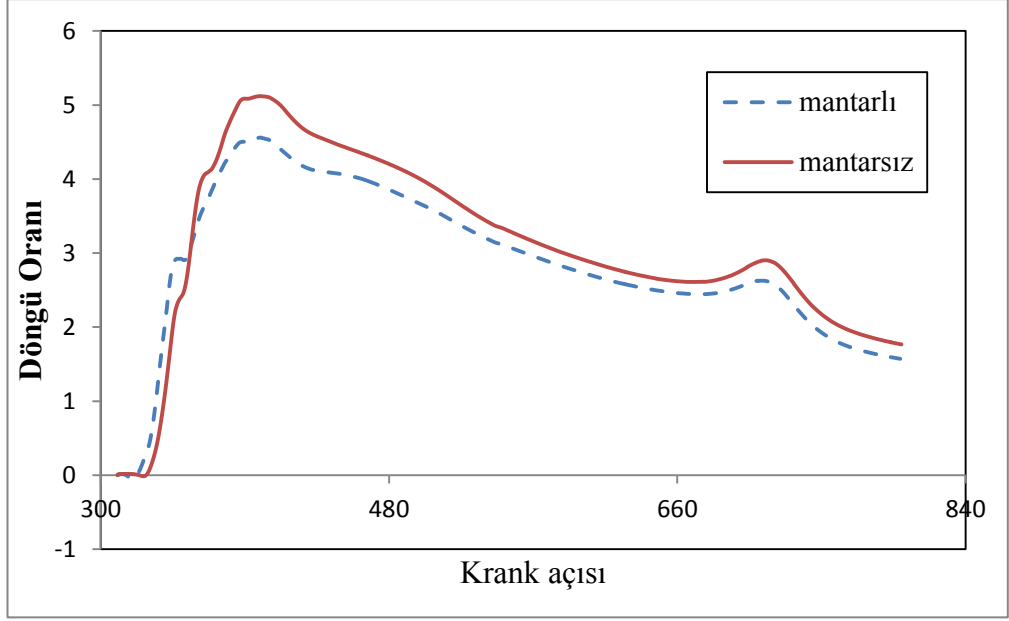
Doğu Motor Arge tarafından tasarlanan Şekil 5.7’ de daha da ayrıntılı bir şekilde gösterilen mantar geometrilerin etkilerinin belirlenmesi tezin esas gayesini oluşturmaktadır. Yakıt enjektörlerinin deliklerinden püskürtülen yakıt mantar geometrisi üzerinde ince sıvı film oluşmaktadır. Döngü hareketinin yarattığı yüksek hızlara sahip hava sıvı filmi kararsız hale getirerek sıvı filmden parçacıkların kopmasını ve atomize olmasını sağlamaktadır. Mantar geometrileri silindir kaselerinin en alt kısmında bulunup püskürtme esnasında püskürtülen yakıtın silindirin içine iyi bir şekilde dağılarak daha iyi bir yanma sağlaması amaçlanmıştır. Mantar geometrisi üzerinde yapılan çalışmalar iki kısma ayrılmıştır.



Şekil 5.7: Mantar geometrisi örnek geometrisi

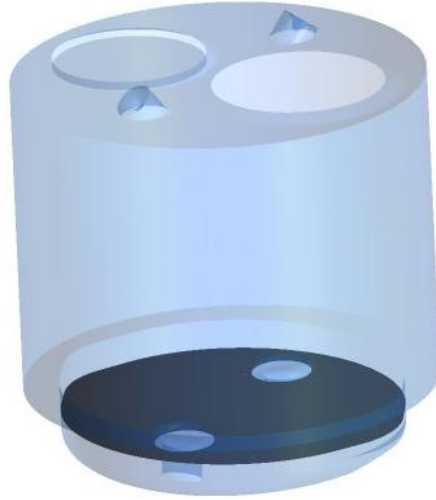
#### 5.3.1. Soğuk Akış Analizleri

Mantar geometrinin akış karakteristikleri üzerinde yaptığı değişikliklerin belirlenmesi amacıyla mantara sahip geometri ile mantar eklenmemiş geometri üzerinde karşılaştırmalar yapılmıştır. Çalışmalar emme valfinin açıldığı 316 krank açısında başlamaktadır ve 900 krank açısına kadar devam etmektedir. Şekil 5.8’ de mantar geometrisinin hız değerleri üzerindeki etkileri görülmektedir.

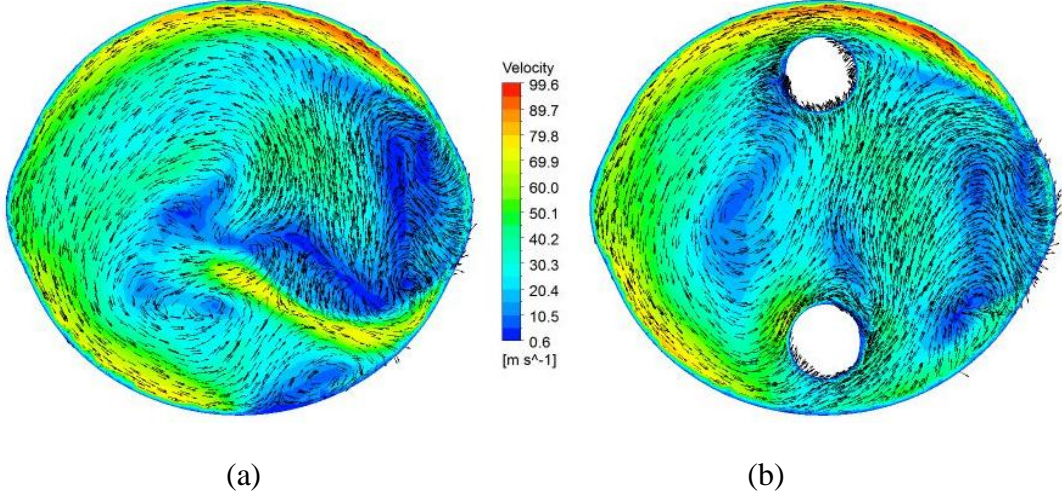


Şekil 5.8: Döngü oranı – Krank açısı karşılaştırması

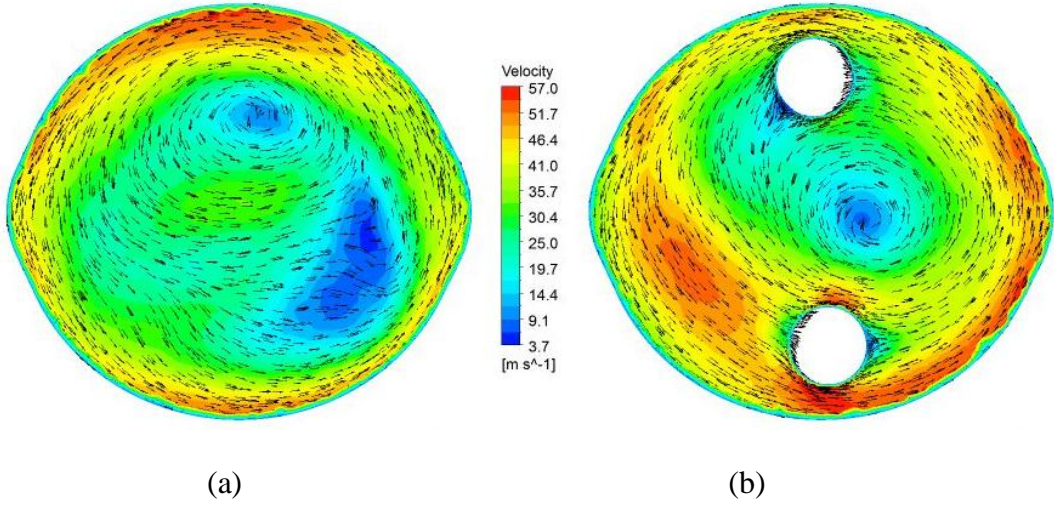
Şekil 5.8’ den de anlaşılacağı gibi mantar geometrisi motor içinde swirl oranının düşmesine neden olmuştur. Mantar geometrisinin silindir içinde oluşan hıza etkisini daha iyi görebilmek için mantar geometrisinin üst bölgesini kesen bir yüzey üzerinde hız konturları ve vektörler Şekil 5.10, 5.11, 5.12, 5.13’ de dört farklı krank açısında gösterilmiştir. Oluşturulan yüzeyin bir örneği Şekil 5.9.’ de gösterilmiştir.



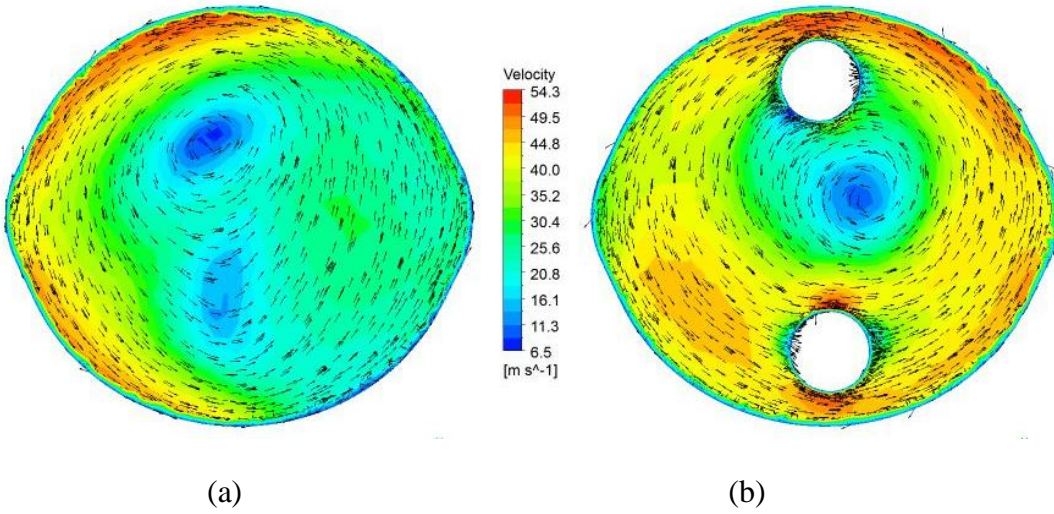
Şekil 5.9. Karşılaştırmalar esnasında kullanılan yüzey örneği



Şekil 5.10. 385 Krank Açısı için hız konturları: (a) Mantarsız (b) Mantarlı

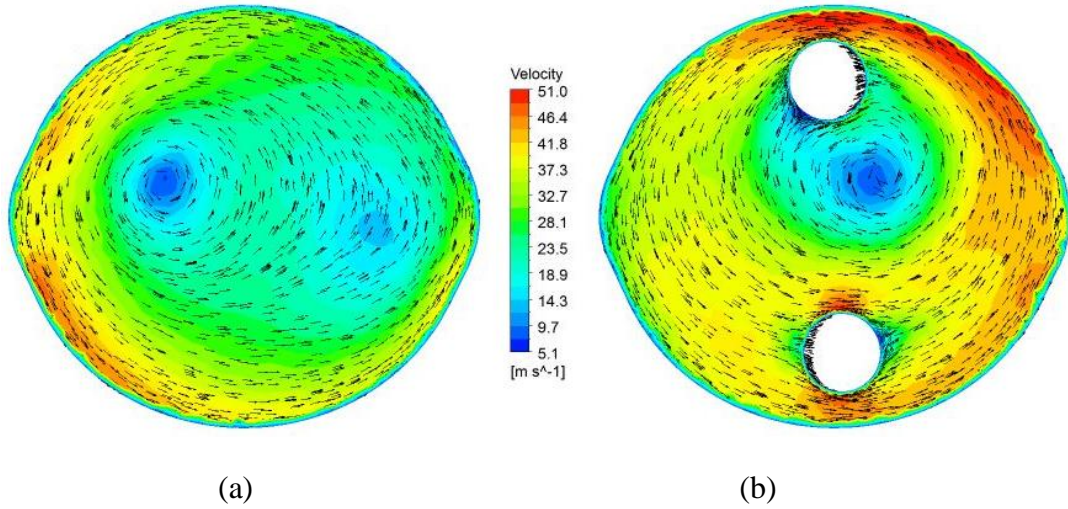


Şekil 5.11. 420 Krank Açısı için hız konturları: (a) Mantarsız (b) Mantarlı



Şekil 5.12. 440 Krank Açısı için hız konturları: (a) Mantarsız (b) Mantarlı





Şekil 5.13. 460 Krank Açısı için hız konturları: (a) Mantarsız (b) Mantarlı

Şekil 5.10, 5.11, 5.12, 5.13' den anlaşılacağı üzere mantar geometrisinin eklenmesi silindir içinde oluşan akış hareketlerini değiştirmiştir. Özellikle bir integral büyüklük olan döngü oranı üzerindeki etkileri Şekil 5.8' de görülmektedir. Döngü oranının düşmesi ise yakıt ve havanın karışımı esnasında karışımın homojenleşmesi üzerinde bir engel oluşturmaktadır. Özellikle Çizelge 5.3' e bakılacak olursa mantar geometrisinin eklenmesinin döngü oranının %10 mertebesinde düşürdüğü anlaşılabilir.

Çizelge 5.3: Geometrik değişikliğin basınç üzerine etkileri

Durum	Maksimum Döngü Değeri (385 KMA)
Mantarlı	4.5
Mantarsız	5

### 5.3.2. Yanma Analizleri

Mantar geometrilerinin eklenmesinin asıl amacı giriş bölümünde de belirtildiği üzere püskürtülen yakıtın daha iyi parçalanmasını, buharlaşmasını ve de dolayısıyla yanmasını sağlayarak yanma verimini arttırmaktır. Mantar geometrisi de Şekil 5.7' da gösterilmiştir. Oluşturulan geometri enjektörlerin hemen altına yerleştirildiği için

püskürtme esnasında özellikle 715 – 725 krank açılarındaki püskürtülen yakıt ince bir sıvı film oluşturmak üzere direkt olarak mantar geometrisine çarpması için tasarlanmıştır.

Çizelge 5.4: Püskürtme Özellikleri

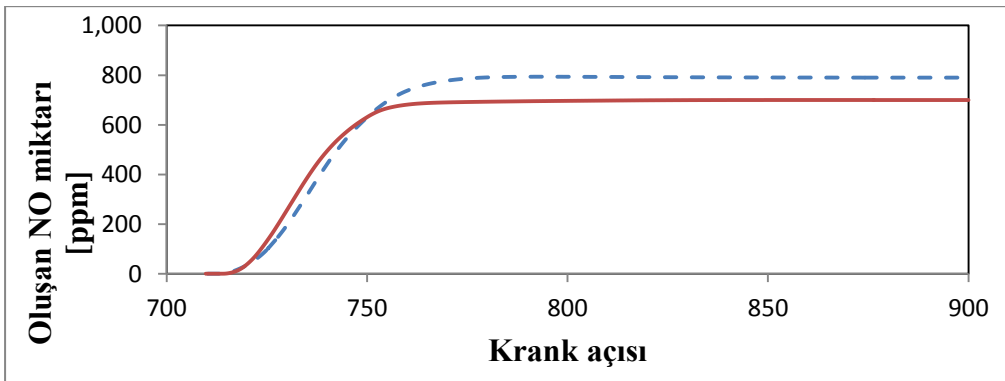
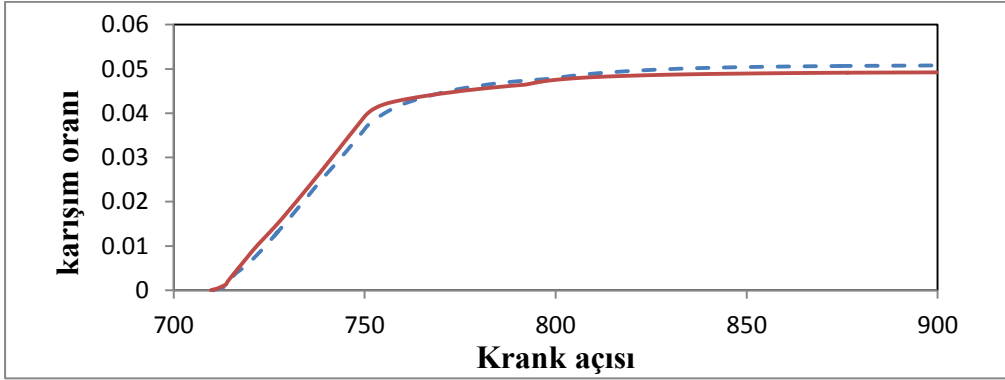
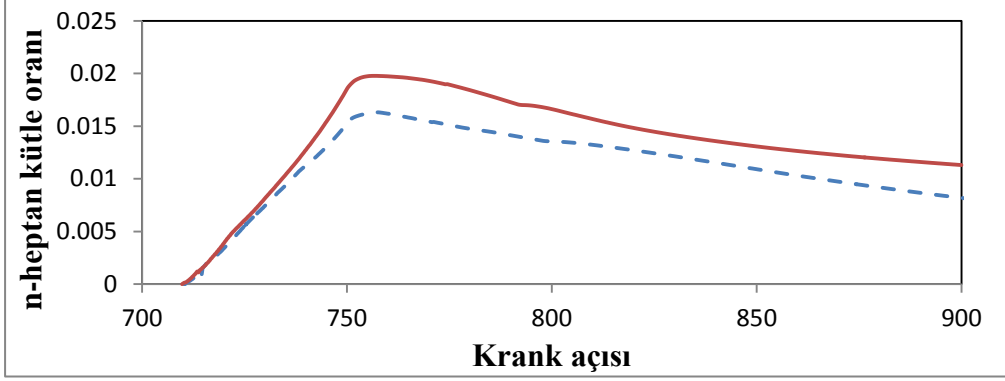
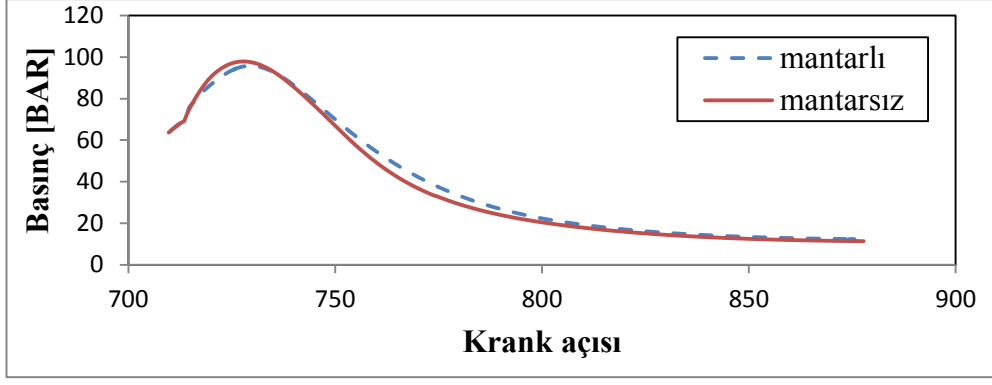
Püskürtme Karakteristiği	Değeri
Enjektör Sayısı	2
Püskürtme Delik Sayısı	18
Püskürtme Başlangıç Zamanı [KMA]	710
Püskürtme Bitiş Zamanı [KMA]	750
Yakıt Denklik Oranı	0.8
Yakıt Püskürtme Hızı [m/s]	165
Koni Açısı [Derece]	30

Yapılan analizlerde kullanılan püskürtme karakteristikleri sonucunda Şekil 5.14’ de görüldüğü üzere mantar geometrisinin eklenmesi yanma verimini arttırmıştır. Yanma verimi buharlaşan fakat yanmayan n-Heptan miktarı olarak değerlendirilmektedir. Toplam püskürtülen n-Heptan miktarı hacimce 0.052 oranındadır. Çevrim sonunda buharlaşmış fakat yanmamış n-Heptan miktarının toplam orana bölünmesi yanma verimini vermektedir. Denklem 5.1’ de gösterilmektedir. Yanma veriminin yanmamış olan yakıt ile direkt bağlantılı olduğu dikkate alınırsa mantar eklenmemiş durumda yanma verimi %78 iken mantar eklenmiş durumda bu verim %85’ e çıkmıştır.

$$\text{Yanma verimi} = 1 - \frac{\text{Yanmamış n-Heptan kütlesi}}{\text{Püskürtülen toplam n-Heptan kütlesi}} \quad (5.1)$$

Ayrıca Şekil 5.14’ de gösterilen karışım oranından (mixture fraction) da anlaşılacağı üzere mantar geometrisinin eklenmesi yakıt damlacıklarının buharlaşmasına pozitif etkide bulunmuştur. Bilindiği üzere karışım oranı yanmış veya yanmamış hidrokarbonların toplam kütleyle oranı olup yakıtın buharlaşma ve yanma verimini anlamak için kullanılmaktadır. Ayrıca aynı şekillerde gösterildiği gibi mantar geometrisi çevrim sonunda % 92 olan buharlaşma verimini % 96’ ya çıkarmıştır.

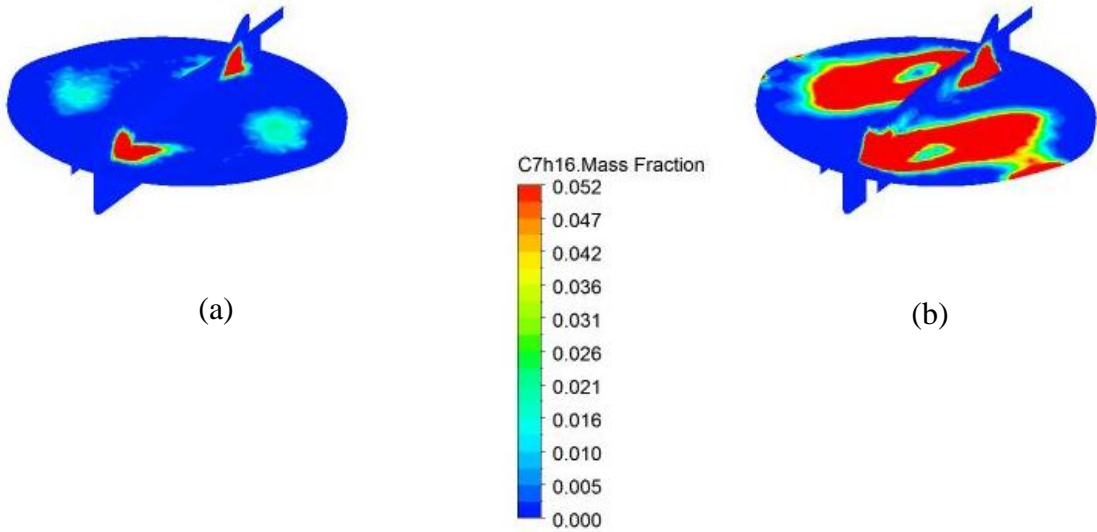




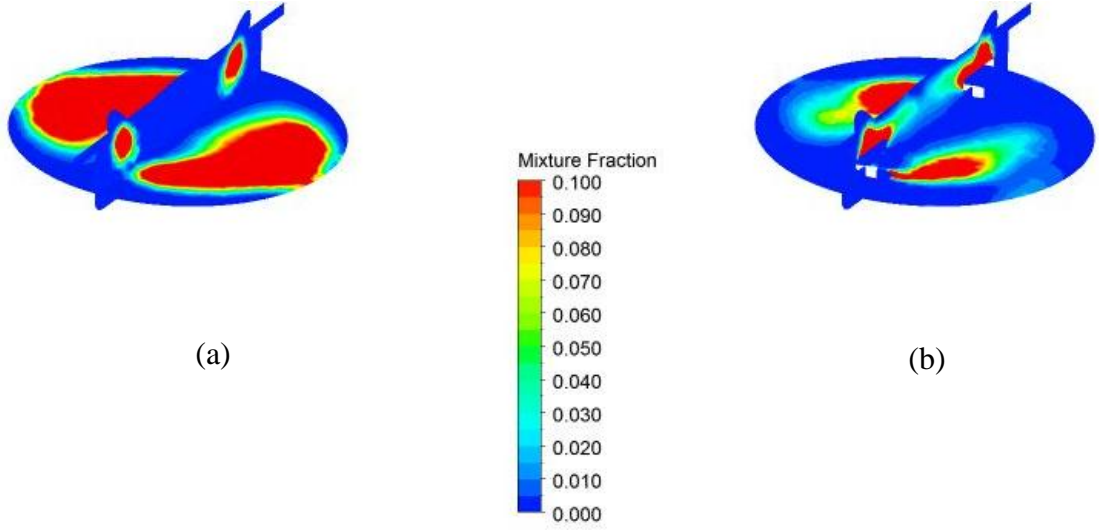
Şekil 5.14: Mantarlı ve mantarsız geometriler için karşılaştırmalar; (a) Basınç, (b) n-Heptan kütle oranı (c) Karışım oranı (d) Oluşan NO miktarı

Şekillerde gösterilen değerleri daha yakından incelemek için 6 farklı krank açısında hem dik hem de yatay düzlemlerde sıcaklık, karışım oranı ve n – Heptan kütle oranı konturları alınmıştır. n-Heptan kütle oranı; o ana kadar püskürtülmüş ve buharlaşmış olan yakıtın toplam hacime oranı olarak değerlendirilir; bu durumun yanında karışım oranı ise C ve H atomlarını temel almaktadır. Yanmamış yakıt içinde bulunan C ve H atomlarının toplam kütle oranları yanında, yanmış artık gazlarda bulunan CO<sub>2</sub> içindeki C atomları ve H<sub>2</sub>O içindeki H atomlarının toplam kütle oranları toplanarak kütleli karışım oranı hesaplanır.

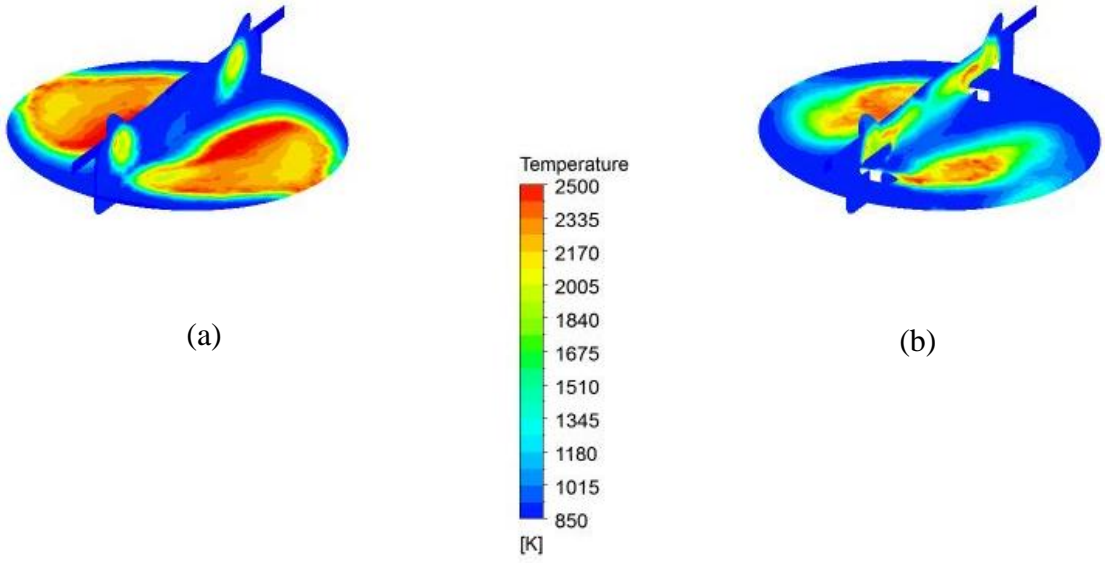
Mantar geometrisinin yakıt üzerindeki etkisinin daha iyi anlaşılabilmesi amacıyla 715, 720 ve 735 krank açıları üstte ve altta olmak üzere iki farklı yatay yüzeyde sıcaklık, n – Heptan kütle oranı ve karışım oranı konturları alınmış ve karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucu oluşan konturlar EK – 1’ de gösterilmektedir. Elde edilen kontur grafiklerinden 735 ve 900 krank açıları değerleri Şekil 5.15 – Şekil 5.22 arasında gösterilmiştir.



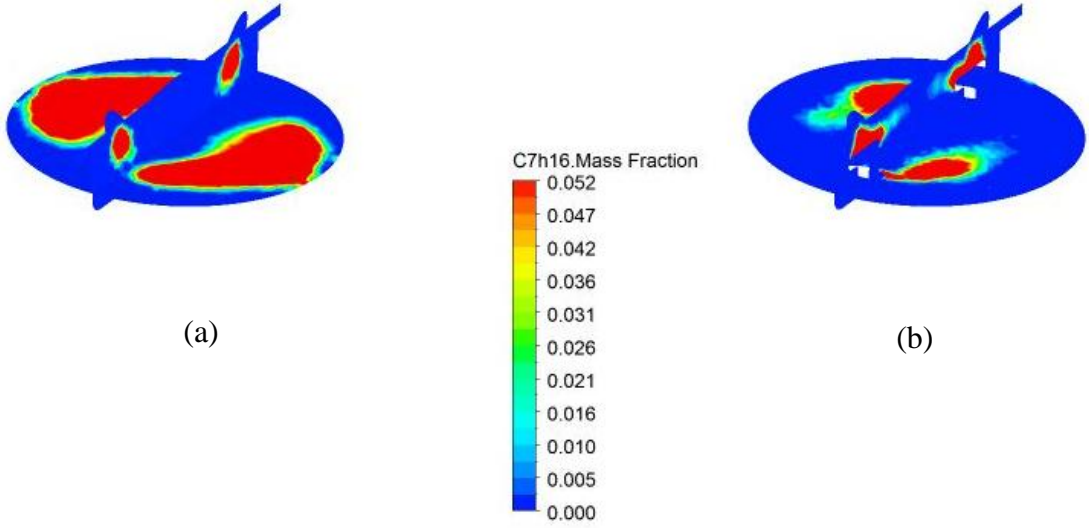
Şekil 5.15. 735 Krank Açısı 1. Yüzey için n-Heptan kütle oranı konturları:  
(a) Mantarsız (b) Mantarlı



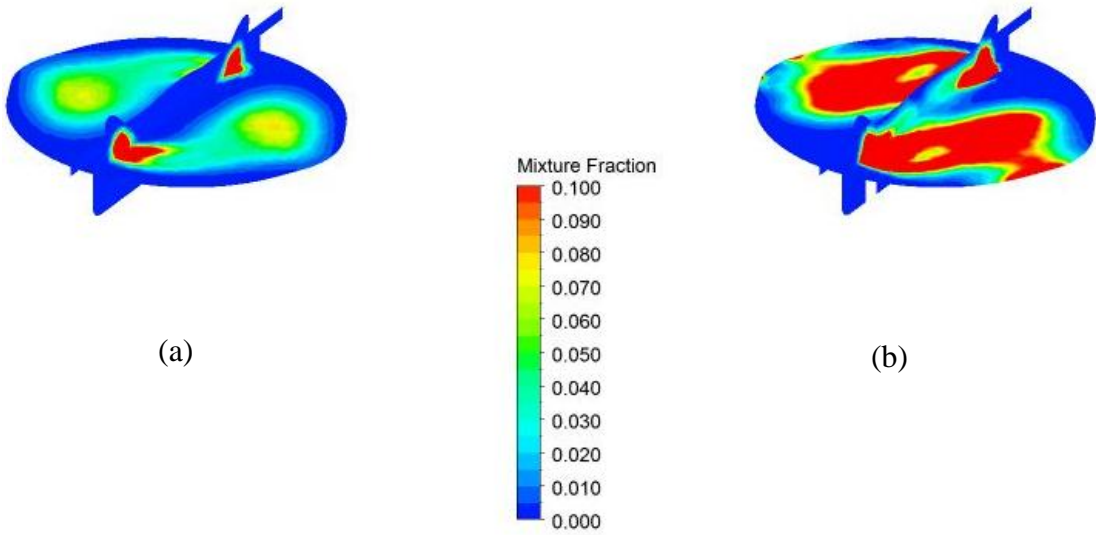
Şekil 5.16. 735 Krank Açısı 1. Yüzey için karışım oranı konturları: (a) Mantarsız  
(b) Mantarlı



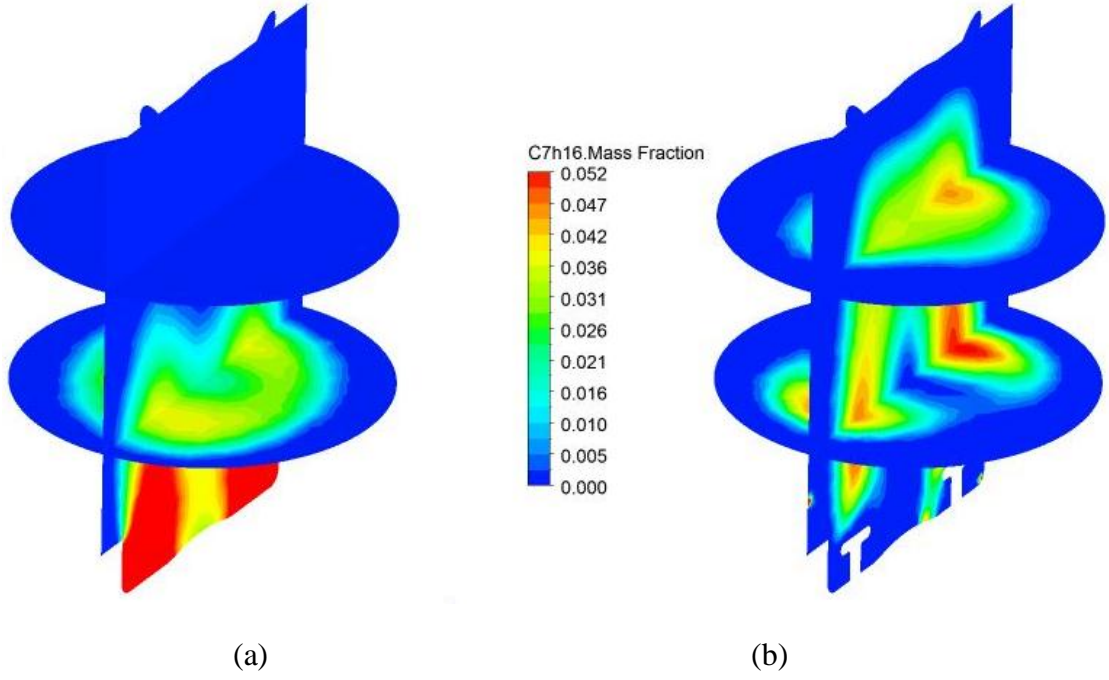
Şekil 5.17. 735 Krank Açısı 1. Yüzey için sıcaklık konturları: (a) Mantarsız  
(b) Mantarlı



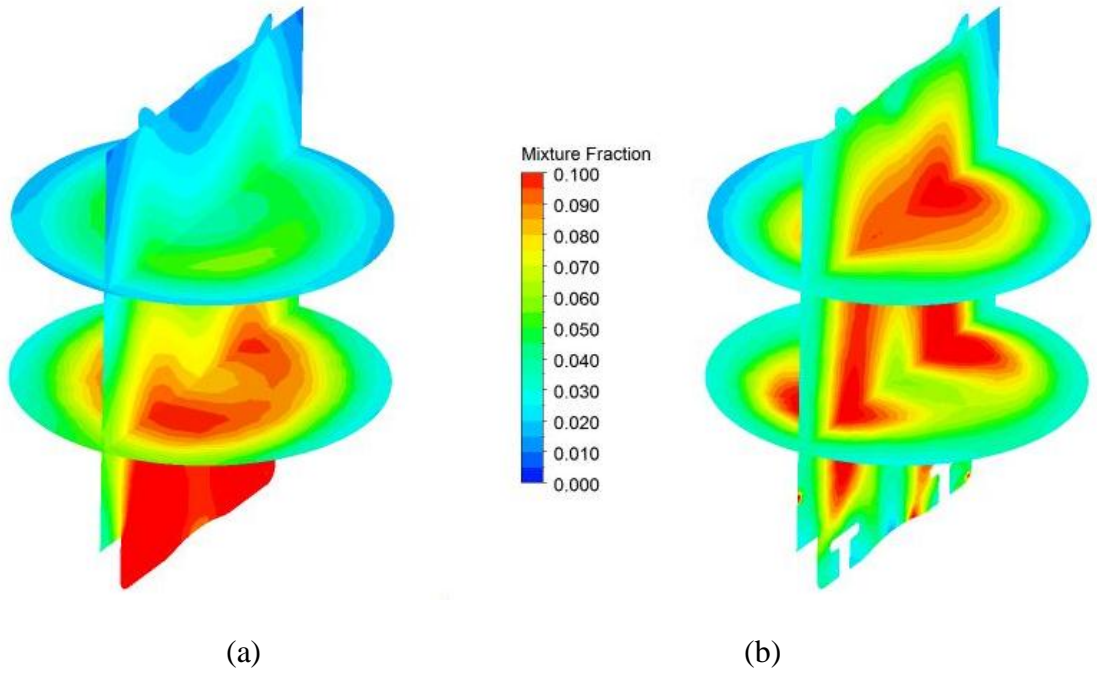
Şekil 5.18. 735 Krank Açısı 2. Yüzey için n-Heptan kütle oranı konturları: (a) Mantarsız (b) Mantarlı



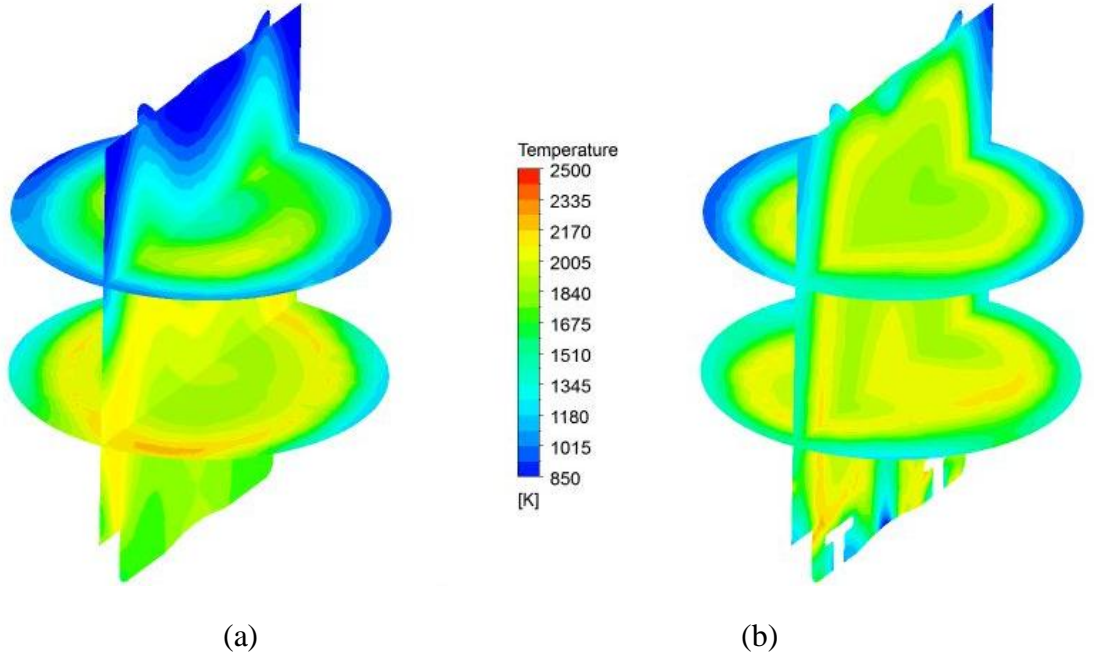
Şekil 5.19. 735 Krank Açısı 2. Yüzey için karışım oranı konturları: (a) Mantarsız (b) Mantarlı



Şekil 5.20. 900 Krank Açısı için n-Heptan kütle oranı konturları: (a) Mantarsız (b) Mantarlı



Şekil 5.21. 900 Krank Açısı için karışım oranı konturları: (a) Mantarsız (b) Mantarlı



Şekil 5.22. 900 Krank Açısı için sıcaklık konturları: (a) Mantarsız (b) Mantarlı

Elde edilen konturların incelenmesi neticesinde mantar geometrisi eklenmiş durumda püskürtülen yakıtın mantara çarparak film oluşturduğu ve yatay bir şekilde dağıldığı belirlenmiştir. Özellikle 735 krank açısında elde edilen ve Şekil 5.15 - Şekil 5.19 arasında gösterilen sıcaklık, n-Heptan kütle oranı ve karışım oranı konturları bu durumu göstermektedir. İki yüzey arasında n - Heptan kütle oranları ve karışım oranları bazında karşılaştırma yapılırsa mantar geometrisi eklenmiş durumda buharlaşan yakıtın silindirin üst ve orta bölgelerinde kaldığı ve dolayısıyla yanmanın da silindir geometrisinin orta bölgelerinde yoğunlukla olduğu görülmektedir. Çevrim sonu 900 krank açısındaki duruma Şekil 5.20 – Şekil 5.22 arasında gösterilen sıcaklık, n-Heptan kütle oranı ve karışım oranı konturları ile bakılacak olursa mantar geometrisi eklenmemiş durumda, buharlaşan yakıt piston kasesinde toplanırken mantar geometrisi eklenmiş durumda bir önceki paragrafta da anlatıldığı gibi buharlaşan yakıt silindir geometrisinin merkezinde tutulmaktadır.

Bu durumun yanında, mantar geometrisi eklenmemiş durumda ise püskürtülen yakıt silindirin alt kısımlarına yayılarak piston kasesinin (piston bowl) çevresinde toplanmaktadır. Bu sebeple de yanma piston kasesi üzerinde oluşmaktadır. Bu durum, malzeme deformasyonu açısından sakıncalar doğuracağı da tahmin edilebilir bir gerçektir.

Çizelge 5.5: Mantar Geometrisi Karşılaştırmaları Sonuçları

Püskürtme Zamanı	Mantarlı	Mantarsız
Değerler		
Maksimum Basınç [bar]	95	93
n-Heptan Kütle oranı	0.0086	0.011
Karışım Oranı	0.050	0.049
Yanma Verimi	84.6	78

Ayrıca buharlaşan yakıtın silindir merkezinde tutulması yakıt açısından silindir içine daha iyi bir yayılım sağlamak ve dolayısıyla da yanma verimini artırmaktadır.

## 6. PARAMETRİK ÇALIŞMALAR

Günümüz gelişen motor sistemlerinde sıklıkla kullanılan değişkenler de baz alınarak iki farklı değişken üzerinde parametrik çalışma yapılmıştır.

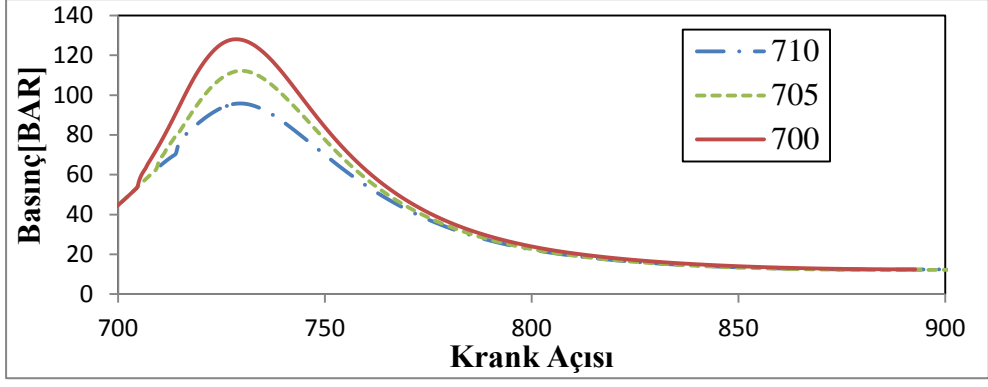
### 6.1. Püskürtme Zamanının Yanmaya Etkisinin İncelenmesi

Püskürtme zamanının yanmaya etkisinin incelenmesiGünümüz motor araştırmalarında püskürtmenin zamanı ve akışa etkisi üzerindeki çalışmalar artarak devam etmektedir. Bu bölümde 3 farklı püskürtme zamanda yapılarak, üç farklı durum karşılaştırılmış ve farklı basınç ve sıcaklıklarda püskürtmenin damlacıklanma, buharlaşma ve dolayısıyla da yanma üzerindeki etkilerine bakılmıştır. Karşılaştırılan durumlar için püskürtme özellikleri Çizelge 6.1’ de gösterilmiştir.

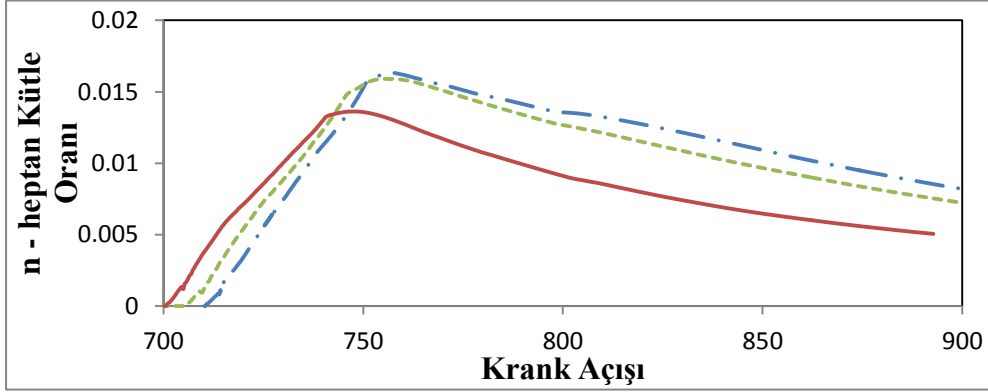
Çizelge 6.1: 3 Farklı durum için püskürtme özellikleri

Püskürtme Karakteristiği	700 KMA Değeri	705 KMA Değeri	710 KMA Değeri
Enjektör Sayısı	2	2	2
Püskürtme Delik Sayısı	18	18	18
Püskürtme Başlangıç Zamanı [KMA]	700	705	710
Püskürtme Bitiş Zamanı [KMA]	740	745	750
Yakıt Denklik Oranı	0.8	0.8	0.8
Yakıt Püskürtme Hızı [m/s]	165	165	165
Koni Açısı [Derece]	30	30	30

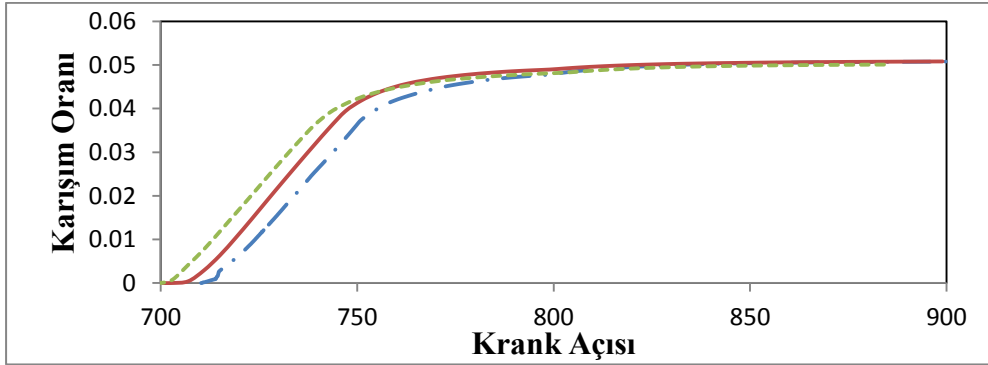




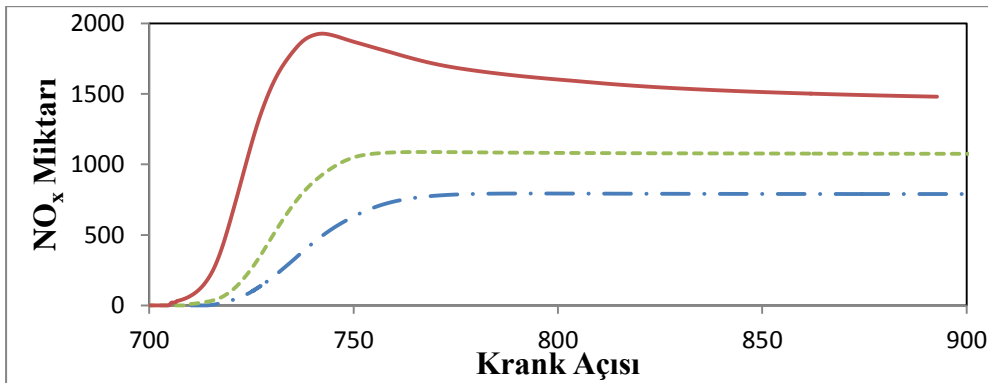
(a)



(b)

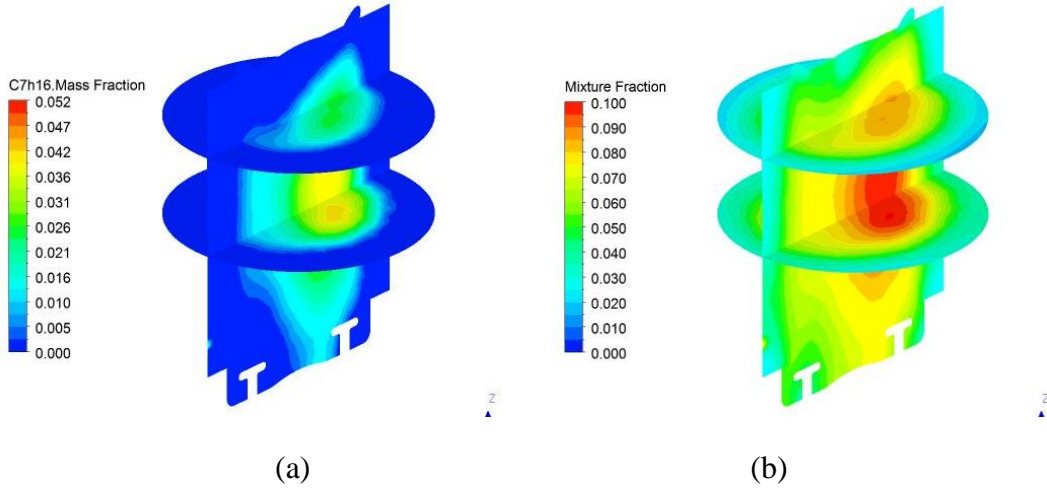


(c)

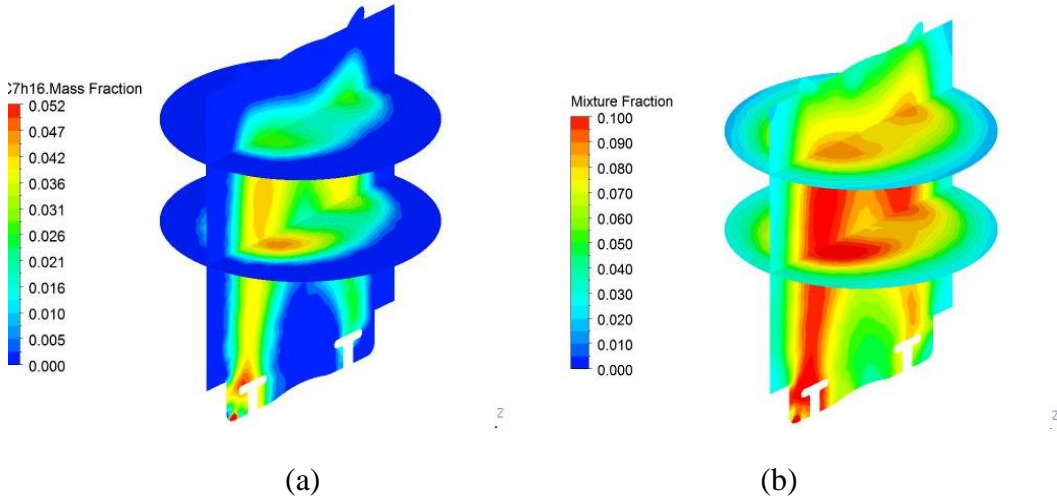


(d)

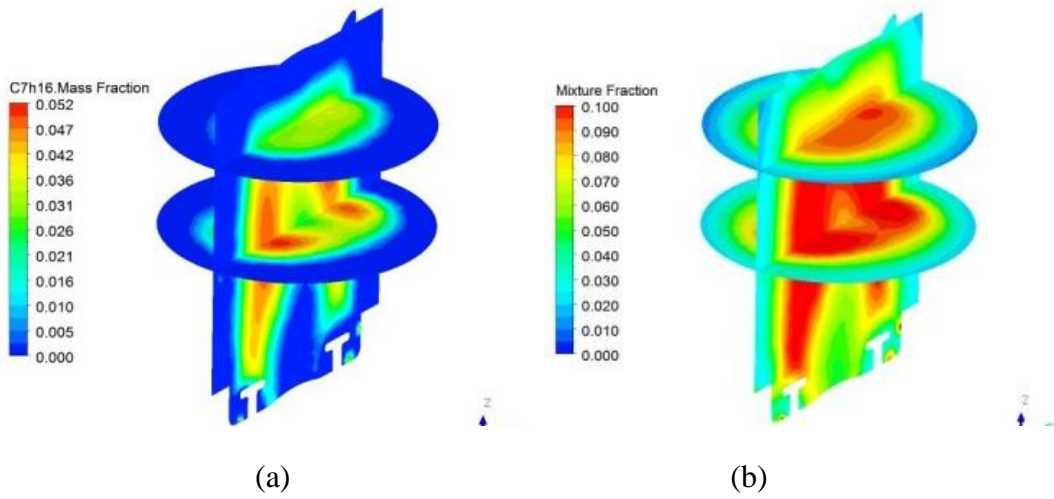
Şekil 6.1: Püskürtme zamanına göre karşılaştırmalar; (a) Basınç, (b) n – Heptan kütle oranı (c) Karışım oranı (d) Oluşan NO miktarı



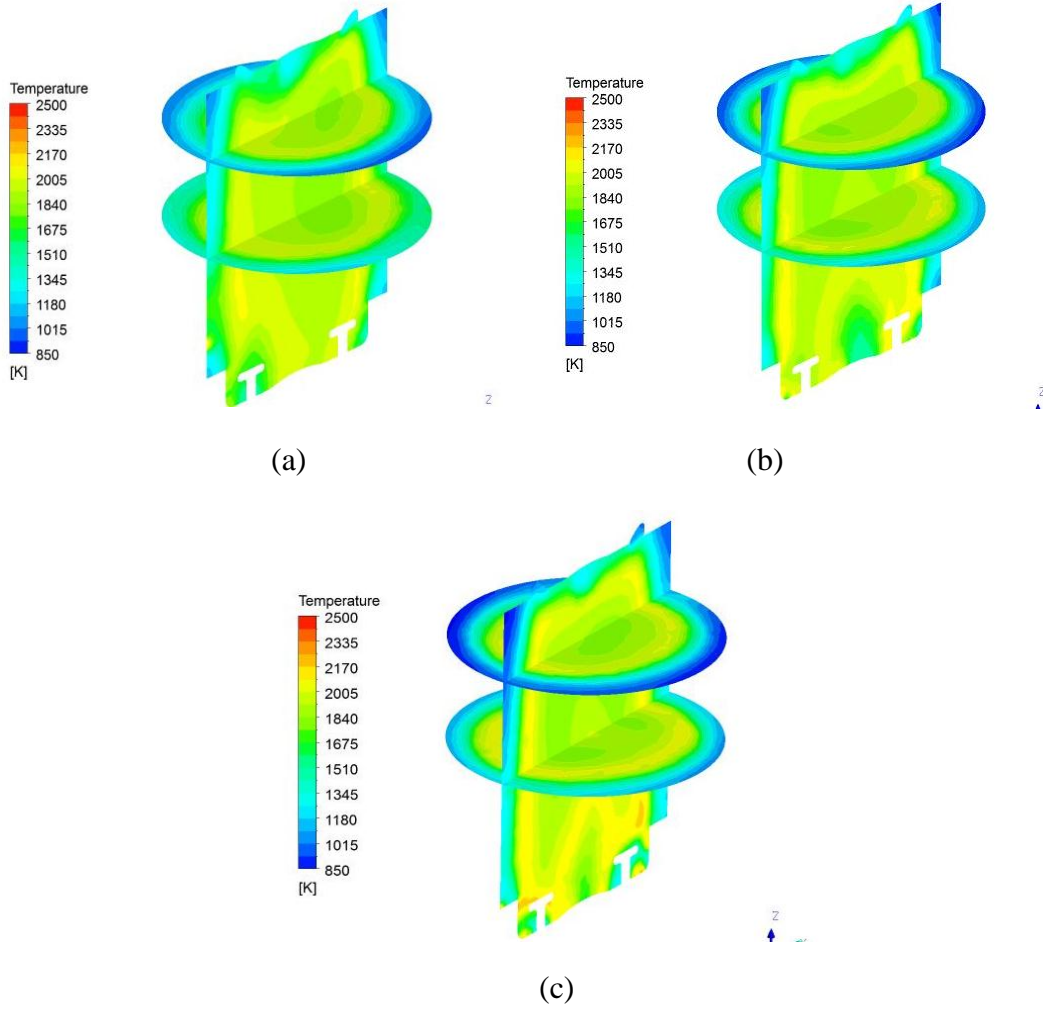
Şekil 6.2. 900 krank açısında 1.durum için kontur değerleri; (a) n-Heptan kütle oranı (b) karışım oranı



Şekil 6.3. 900 krank açısında 2.durum için kontur değerleri; (a) n-Heptan kütle oranı (b) karışım oranı



Şekil 6.4. 900 krank açısında 3.durum için kontur değerleri; (a) n-Heptan kütle oranı (b) karışım oranı



Şekil 6.5. 900 krank açısında sıcaklık kontur değerleri;(a)Durum – 1(b) Durum – 2 (c) Durum – 3

Yapılan çalışmaların genel sonuçları olan Şekil 6.1' de de görüldüğü üzere püskürtme zamanının öne çekilmesi 900 krank açısı sonunda yanmamış olarak kalan yakıt kütlelerini önemli ölçüde azaltmıştır. Bu durumun sebebi olarak ise önceden püskürtme, yakıt ile havanın daha iyi karışmasına ortam oluşturarak daha dengeli bir yakıt-hava karışımı oluşmasını sağlar. Dolayısıyla 710 krank açısında püskürtme ile sağlanan % 84.6 yanma verimi, püskürtme 700' de yapıldığında %91 değerine çıkmıştır.

Çizelge 6.2: Püskürtme Zamanı Sonuçları Karşılaştırmaları

Püskürtme Zamanı	700	705	710
Değerler			
Maksimum Basınç [bar]	126	110	95
n-Heptan Kütle oranı	0.0051	0.0075	0.0086
Karışım Oranı	0.051	0.050	0.050
Yanma Verimi	91	86	84.6

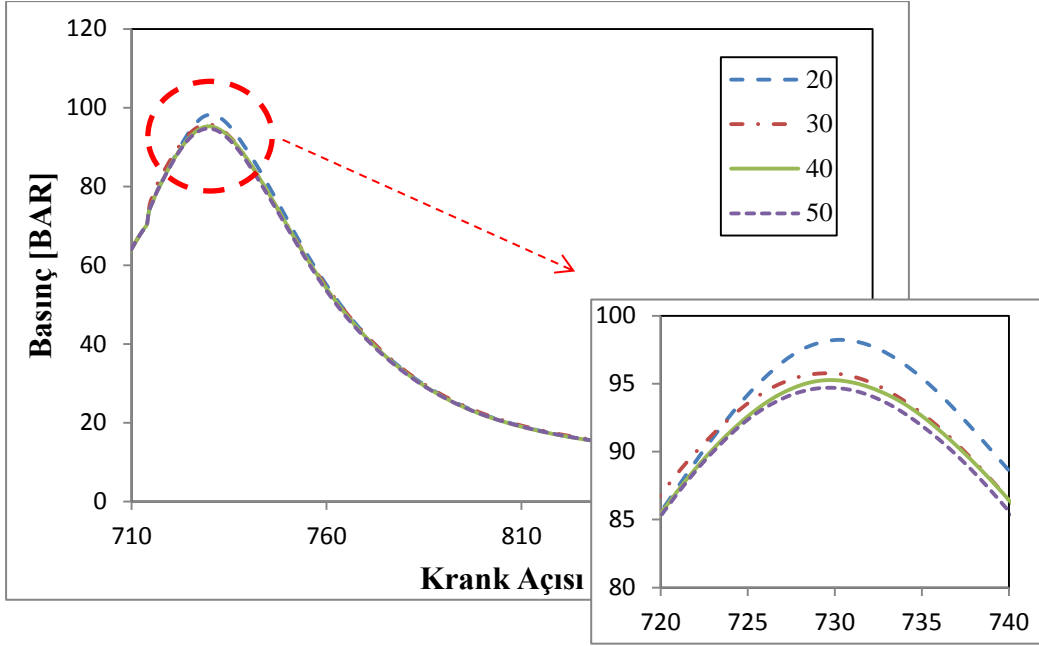
Şekil 6.1 ve Çizelge 6.2' den anlaşılacağı üzere basınç değerlerinde yanma veriminin artmasına bağlı olarak %35 değerinde bir artış meydana gelmiştir. Ayrıca; püskürtme zamanı erkene alındıkça yanma daha erken başladığından üst ölü noktaya gelindiğinde daha yüksek basınçlara çıkılabilmektedir. Bu sebeple de silindir içindeki maksimum basınç %35 artmaktadır.

## 6.2. Koni Açısının Yanmaya Etkisinin İncelenmesi

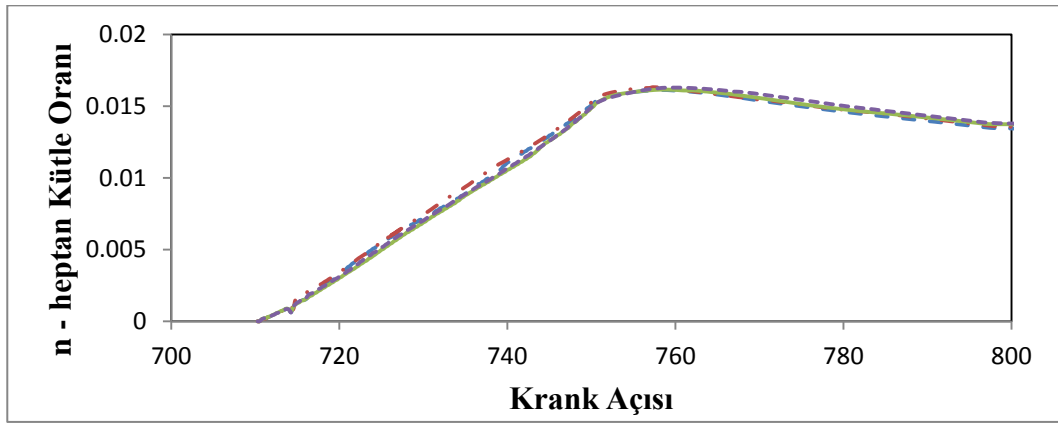
Koni açısı ikinci bölümde de anlatıldığı üzere atomizasyon üzerinde oldukça büyük bir etkiye sahiptir.

Çizelge 6.3: 4 Farklı koni açısı durumu için püskürtme özellikleri

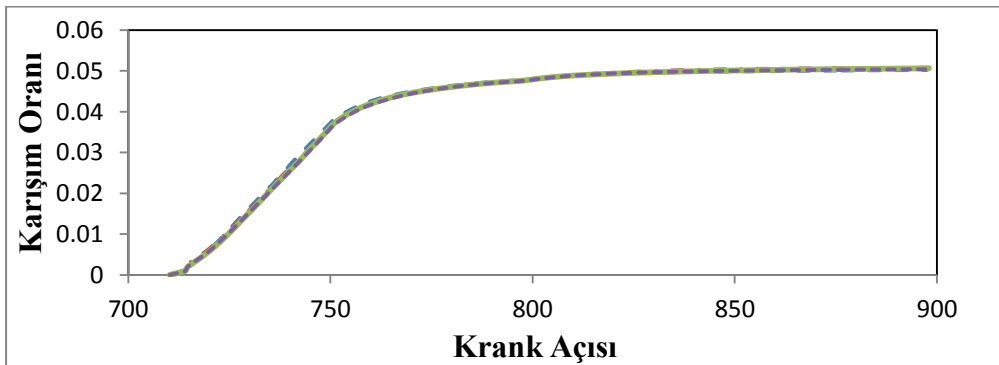
Püskürtme Karakteristiği	20 Derece	30 Derece	40 Derece	50 Derece
Enjektör Sayısı	2	2	2	2
Püskürtme Delik Sayısı	18	18	18	18
Püskürtme Başlangıç Zamanı [KMA]	710	710	710	710
Püskürtme Bitiş Zamanı [KMA]	750	750	750	750
Yakıt Denklik Oranı	0.8	0.8	0.8	0.8
Yakıt Püskürtme Hızı [m/s]	165	165	165	165
Koni Açısı [Derece]	20	30	40	50



(a)



(b)

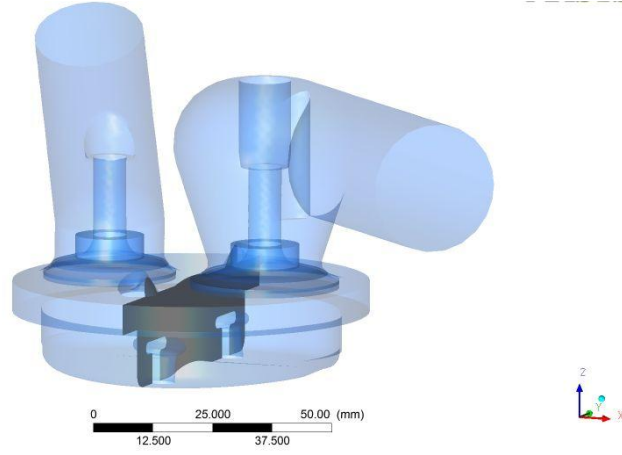


(c)

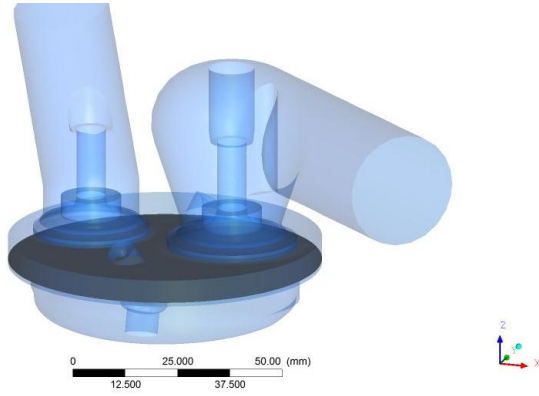
Şekil 6.6: Püskürtme zamanına göre karşılaştırmalar; (a) Basınç, (b) n – Heptan kütle oranı (c) Karişım oranı

Yapılan parametrik çalışma sonucunda Şekil 6.6' de gösterilen değerler dört farklı koni açısı için (20, 30, 40, 50) hesaplanmıştır. Çalışmalar esnasında kullanılan püskürtme parametreleri Çizelge 6.2' de gösterilmiştir. Basınç ve karışım oranı değerlerinin karşılaştırılması sonucunda koni açıları boyunca çok yüksek bir farkın bulunmadığı kapsamında tespit edilmiştir. Bu sebeple kontur değerleri hesaplanırken 2 farklı koni açısı (20, 50) için dört farklı krank açısında(720, 750, 800, 900 ) ve iki farklı yüzeyde(dik, yatay) üç farklı değişkenin (n – heptan kütle oranı, karışım oranı ve sıcaklık) kontur değerlerine bakılmıştır. Alınan koni açıları en büyük ve en küçük koni açılarıdır.

Birinci ve ikinci yüzeyler Şekil 6.7 ve Şekil 6.8' de sırasıyla gösterilmiştir.

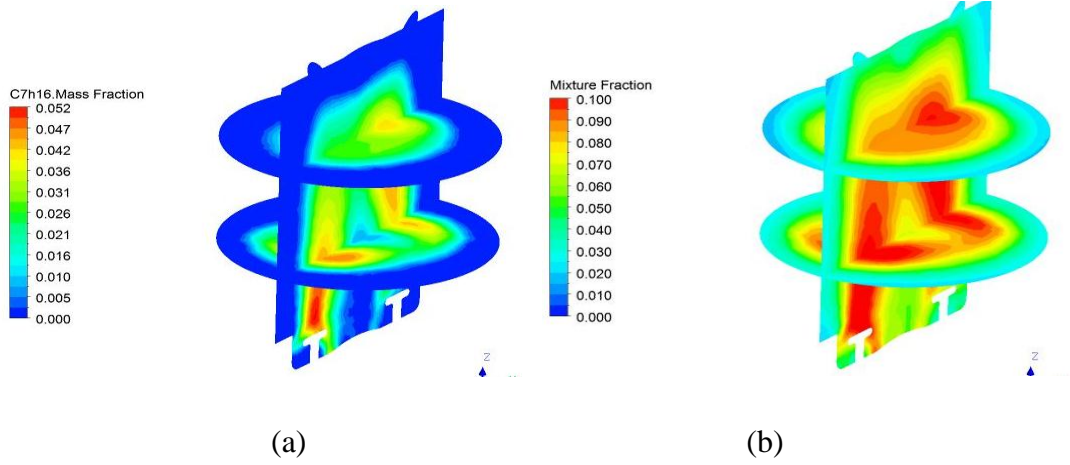


Şekil 6.7. Yüzey – 1

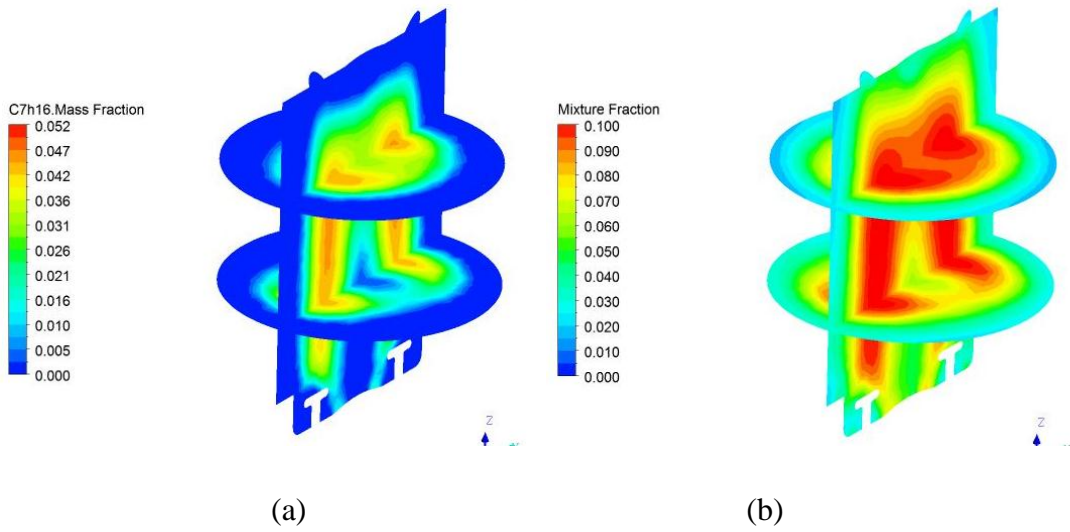


Şekil 6.8. Yüzey – 2

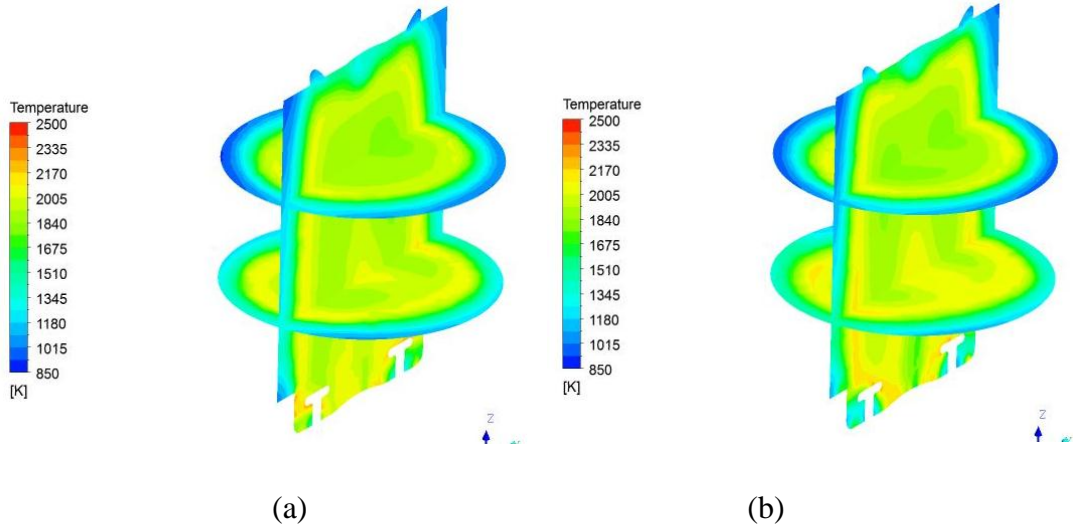
Şekil 6.6' de 3 kısımda gösterilen krank açısına bağlı sonuçlar değerlendirildiğinde farklı koni açısı durumlarında elde edilen sonuçların değişmediği belirlenmiştir. Bu durumun temel sebebi ise Şekil 5.5'de de gösterildiği üzere motor içi döngü oranı çok yüksek olmasıdır.



Şekil 6.9. 900 krank açısında 1.durum için kontur değerleri; (a) n-Heptan kütle oranı (b) karışım oranı



Şekil 6.10. 900 krank açısında 4.durum için kontur değerleri; (a) n-Heptan kütle oranı (b) karışım oranı



Şekil 6.11. 900 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) Durum – 1(b) Durum – 4

Yüksek döngü oranı sebebiyle püskürtme koni açısının dar veya geniş olması mantar geometrilerine çarpma ve silindir içi yakıt damlacık ve buharı dağılımına herhangi bir etkide bulunamamıştır. Bu sebeple, Şekil 6.9, Şekil 6.10, Şekil 6.11’ de de görüldüğü üzere koni açısı üzerinde yapılan değişiklikler yanmada herhangi bir etki meydana getirmemektedir.

Çizelge 6.4: Koni Açısına Bağlı Parametrik Çalışma Sonuçları

Koni Açısı	20	30	40	50
Değerler				
Maksimum Basınç [bar]	97	95.4	95	94
n-Heptan Kütle oranı	0.00854	0.00865	0.00853	0.00861
Karışım Oranı	0.050	0.050	0.050	0.050
Yanma Verimi	84.7	84.6	84.7	84.5



## 7. TARTIŞMALAR VE GELECEK ÇALIŞMALAR

Yapılan tez çalışmasında, Doğu Motor Arge tarafından tasarımı yapılan direkt enjeksiyonlu bir dizel arge motoruna yapılan geometrik değişikliklerin; akış, sprey ve yanmaya etkileri HAD yöntemleri kullanılarak araştırılmıştır.

Çalışmalarda elde edilen en büyük kazanım yakıt püskürtülmesi esnasında düşük püskürtme basınçları uygulanması sonucunda yanma veriminin püskürtme basıncına bağımlılığının tespiti olmuştur. Günümüz koşullarında kullanılan bir direkt enjeksiyonlu dizel motorda püskürtme basıncı 2000 – 2500 bar ve oluşan yanma verimi ise %97' dir. Çalışmalar süresince püskürtme basıncı olarak 800 bar kullanılmıştır. Bu durum püskürtme hızını düşürdüğü için doğal olarak atomizasyon ve buharlaşmayı etkilediği de aşikardır. Yapılan nümerik analizler sonucunda elde edilen değerlerde mantar geometrisi eklenmemiş durumda yanma verimi % 78 olarak hesaplanmıştır.

Geometrik değişiklik olarak piston kasesine eklenen mantar geometrisinin mantar olmayan geometriyle olan karşılaştırılması sonucu mantarsız geometrinin %78 ve mantar eklenen geometrinin %85 yanma verimlerine sahip oldukları belirlenmiştir. Bu durumun temel sebebi ise mantar geometrisinin püskürtülme sonrasında özellikle püskürtülen yakıt mantar geometrisine çarptığı anda ince bir film tabakası oluşturarak parçalanma ve buharlaşmada pozitif etki yaratmasıdır. Püskürtme evresinden buharlaşma evresine kadar olan süreçte bu oluşan film tabakasının damlacıkları daha da hızlı bir şekilde daha küçük damlacıklara dönüştürmeye etkisi bu durumun temel sebebidir.

Ayrıca yapılan birbirinden bağımsız 2 farklı parametrik çalışmalarda püskürtme zamanı ve püskürtme koni açısının yanma üzerinde oluşturduğu etki incelenmiştir.

Püskürtme zamanı üzerinde yapılan çalışmalarda üç farklı püskürtme zamanı dikkate alınmıştır. Elde edilen sonuçlarda ise erken püskürtmenin karışımın daha düzenli bir şekilde oluşarak yakıt ile havanın daha iyi karışımını sağladığı görülmektedir. Karışımın daha iyi oluşturulması ise dolayısıyla yanma verimini %91' e çıkarmıştır. Ayrıca; erken püskürtme yanmanın erken başlamasına sebebiyet verdiği için üst ölü noktaya gelindiğinde elde edilen basınç değeri yüksek çıkmıştır.

Koni açısı üzerinde yapılan parametrik çalışmada dört farklı koni açısı üzerinde hesaplamalar yapılmıştır. Elde edilen değerlerde ise döngü oranının yüksek olması sebebiyle koni açısının yanmaya çok büyük bir etkisinin olmadığı belirlenmiştir.

Elde edilen yanma verimlerinin düşük olduğu aşıkardır fakat bu noktada HAD analizleri yapılan motorun bir ARGE motoru olması ve halen üzerinde çalışmaların devam ediyor olması unutulmamalıdır. Elde edilen verimler geometrik değişiklikler veya enjektörde yapılabilecek parametrik çalışmalar ile günümüz direk enjeksiyon dizel motorlarında kullanılan %97' lik verim seviyelerine yükseltilebilir bir potansiyele sahiptir.

Yapılan analizlerde yanma modeli olarak bir adımlı Eddy Yitim Modeli kullanılmıştır. Bilindiği üzere Eddy Yitim Modeli, temelde yanma modellemesinde türbülans değerlerini baz almaktadır. Tabiki de bu sebeplerden yanma modellemesinde detaylı bir kimyasal analiz veya Chemkin tarafından oluşturulmuş reaksiyon modellemesi kullanılması ve silindir geometrisi içinde oluşan yanma reaksiyonunun daha iyi modellenmesi oluşan yanma karakteristiklerinin daha iyi bir şekilde hesaplanmasına büyük yarar sağlar.

Ayrıca, mevcut çalışmada motor bloğu üzerinde bulunan sıcaklık analize dahil edilmemiştir. Motor çalışması esnasında motor bloğu 450 K ortalama sıcaklığa sahiptir. Bu sıcaklık, analizlerde parametre olarak değerlendirilerek atomizasyon üzerindeki etkileri incelenebilir.

## REFERANSLAR

- [1] Heywood, J. B., Internal Combustion engine Fundamental, McGraw Hill, 1988
- [2] Turns, S., An Introduction to Combustion Concepts and Applications, McGraw-Hill Higher Education, 2000.
- [3] Günter, P., Merker, Schwarz, C. ve Teichmann, R., Combustion Engine Development, Springer, 2012
- [4] Warnatz, J., Maas, U. ve Dibble, R.W. , Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation, Berlin: Springer, 2006
- [5] McAllister, S., Chen, J.Y. ve Fernandes-Pello, C., Fundamentals Of Combustion Processes, Springer, 2011
- [6] Wang, D., Zhang, C. ve Wang, Y., A Numerical Study of Multiple Fuel Injection Strategies for NOx Reduction from DI Diesel Engines, cilt 4, no. 4, 2007
- [7] Yang, B., Mellor, A.M ve. Chen, S.K, Multiple Injections with EGR Effects on NOx Emissions for DI Diesel Engines Analyzed Using an Engineering Model, San Diego, California, USA, October 2002
- [8] Kouremenos, D.A., Hountalas, D.T., Binder, K.B. ve Raab, A., Schnabel M.H, Using Advanced injection Timing and EGR to Improve DI Diesel Engine Efficiency at Acceptable NO and Soot Levels, Detroit, Michigan, USA, March 2001
- [9] G. Abd-Alla, «Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines: a review,» cilt 43, no. 1027–1042, April 2001
- [10] Sankar, SV, Maher, KE, Robart, DM ve Bachalo, WD, Rapid characterization of fuel atomizers using an optical patternator, *J Eng Gas Turb Power*, cilt 121, no. 409 - 14, 1999
- [11] Nehmer, DA ve Reitz, RD, Measurement of the effect of injection rate and split injections on diesel engine Soot and NOx emissions, *SAE Paper*, cilt 940668, 1994

- [12] Zhang, L, A study of pilot injection in a DI diesel engine, 21999-01, no. 3493, 1999
- [13] Tanaka, T., Ando, A. ve Ishizaka, K, Study on pilot injection of DI diesel engine using common rail injection system, cilt 23, no. 3, July 2002
- [14] Garcia, M.T., Aguilar ve F., Lencero, T., Experimental study of the performances of a modified diesel engine operating in homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion mode versus the original diesel combustion mode, *Energy*, cilt 34, pp. 159-171, January 2009
- [15] Reitz, R ve Nehmer, DA, Measurement of the effect of injection rate and split injections on diesel engine soot and NOx emissions, cilt 940668, 1994.
- [16] Tow, TC, Pierpont, DA ve Reitz, RD, Reducing particulate and NOx emissions by using multiple injections in a heady duty DI diesel engine, cilt 940897, 1994
- [17] Han, Z., Uludogan, A., Hampson, G ve Reitz, R., Mechanism of Soot and NOx Emission Reduction Using Multiple-Injection in a Diesel Engine, *SAE Transactions, Vol. 105, Section 3*, pp. 837-852, 1996
- [18] Chen, SK, Simultaneous reduction of NOx and particulate emissions by using multiple injections in a small diesel engine, Cilt %1 / %22000-01-3084, 2000
- [19] Celik, V, Performance maps of a diesel engine, *Appl Energy*, cilt 81, p. 247–59., 2005.
- [20] Fang, T., Robert, E. Coverdill, Lee C. ve White, R., Effects of injection angles on combustion processes using multiple injection strategies in an HSDI diesel engine, cilt 87, no. 3232–3239, June 2008
- [21] Ismail, H., Hoon Kiat, Ng ve Gan, S., Evaluation of non-premixed combustion and fuel spray models for in-cylinder diesel engine simulation, cilt 90, no. 271-279, January 2011
- [22] Lim, J., Lee, S. ve Min, K., Combustion Modeling of Split Injection in HSDI Diesel Engines, cilt 183, no. 180, Dec 2010

- [23] R., Reitz, Controlling D.I. Diesel Engine Emissions Using Multiple Injections and EGR, Cilt % 1 / %2138:1-6, no. 257-278, Apr 2007
- [24] Uludogan, A., Xin, J., ve Reitz, R. D., Exploring the Use of Multiple Injectors and Split Injection to Reduce DI Diesel Engine Emissions, cilt 962058, 1996
- [25] Zheng, M ve Kumar, R., Implementation of multiple-pulse injection strategies to enhance the homogeneity for simultaneous low-NO<sub>x</sub> and -soot diesel combustion, *International Journal of Thermal Sciences*, cilt 48, p. 1829–1841, 2009
- [26] Khatamnezhad, H., Arya, S, Jafarmadar ve S, Nemat, A. Incorporation Of Exhaust Gas Recirculation And Split Injection For Reduction Of No emissions In Direct Injection Diesel Engines, Cilt 15, Pp. 409-427 , 2011
- [27] Gorji-Bandpy, M., Soleimani, S., ve Ganji, D. D., The Effect of Different Injection Strategies and Intake Conditions on the Emissions Characteristics in a Diesel Engine, cilt 2009, no. Article ID 105363, March 2009
- [28] Kim, M ve Lee, C. Effect of a narrow fuel spray angle and a dual injection configuration on the improvement of exhaust emissions in a HCCI diesel engine, cilt 86, no. 2871–2880, 2007
- [29] Reitz, R. D ve Bracco, F. V. Mechanism of Atomization of a Liquid Jet, *Physics of Fluids*, cilt 25, 1982
- [30] Reitz, R.D. ve Bracco, F.B. On the Dependence of Spray Angle and Other Spray Parameters on Nozzle Design and Operating Conditions, *SAE Technical Paper*, cilt 790494, 1979.
- [31] Siano, D., Fuel Injection, Sciyo, 2010
- [32] Su, TF, Chang, CT ve Reitz, RD, Effects of injection pressure and nozzle geometry on spray SMD and D.I. emissions, *SAE Paper* , cilt 952360, 1995
- [33] Payri, R., Salvador, F. J., Gimeno, J. ve ve Morena J, Effects of nozzle geometry on direct injection diesel engine combustion process, cilt 29, no. 10, 2009

- [34] Fang, T ve Lee ve C., Low sooting combustion of narrow-angle wall-guided sprays in an HSDI diesel engine with retarded injection timings, cilt 90, no. 4, January 2011
- [35] Gorji-bandpy M. ve Ganji, D.D., Injection Timing and Cone angle Behavior on a Heavy duty Diesel Engine, Babol,Iran, 2008
- [36] Bala, K. ve Raju, S, Simulation of injection angles on combustion performance using multiple injection strategy in HSDI diesel engine by CFD, cilt 2, no. 234-239 , 2010.
- [37] Xin, Q., Diesel engine system design, Woodhead Publishing, 2011
- [38] Rao, G. ve Kaleemuddin, S, Development of variable timing fuel injection cam for effective abatement of diesel engine emissions, cilt 88, no. 2653–2662, March 2011
- [39] Jayashankara, B. ve Ganesan, V. Effect of fuel injection timing and intake pressure on the performance of a DI diesel engine – A parametric study using CFD, cilt 51, no. 1835–1848, March 2010
- [40] Buyukkaya, E. ve Cerit,M. Experimental study of NOx emissions and injection timing of a low heat rejection diesel engine, cilt 47, no. 1096–1106, August 2007
- [41] Malalasekera, H ve Versteeg, An Introduction to Computational Fluid Dynamics, Prentice Hall, 2007
- [42] Anderson, J, COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS The Basics with Applications, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering , 1995
- [43] Wilcox, D, Turbulence Modelling for CFD, DWC Industries, 1993
- [44] Spalding ve Launder, Lectures in Mathematical Models of Turbulence, *Academic Press*, 1972
- [45] Menter, F, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, cilt 32, pp. 1598 - 1605, 1994

[46] Kenneth, R. A. ve Kuo,K, Fundamentals Of Turbulent And Multiphase Combustion, John Wiley & Sons, Inc., 2012.

[47] Baumgarten, C, Mixture Formation in Internal Combustion Engines, Springer, 2006

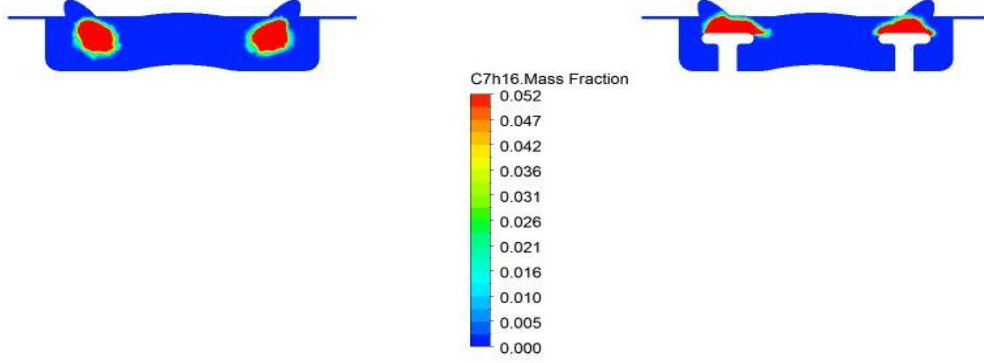
[48] Peters, N, Turbulent Combustion, Cambridge University Press, 2004

[49] Merker, G, Schwarz,C, Stiesch, G ve Otto, F, Simulating Combustion: Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development, Springer, 2004

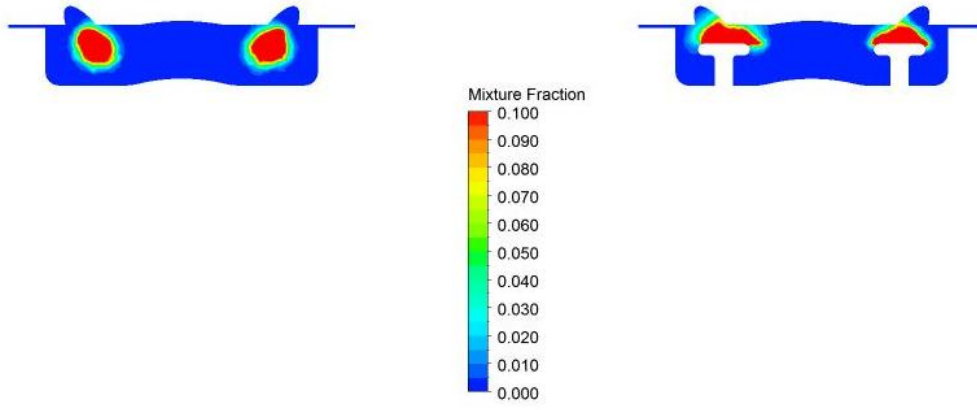
[50] Fluent USER Manuel,

## EKLER

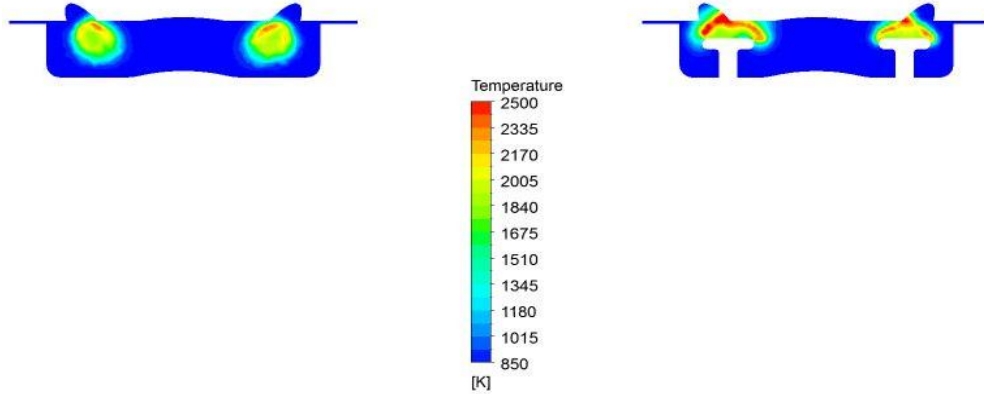
EK – A: Mantar geometrisi eklentisi durumu için mantarlı ve mantarsız geometriler karşılaştırmaları



(A)



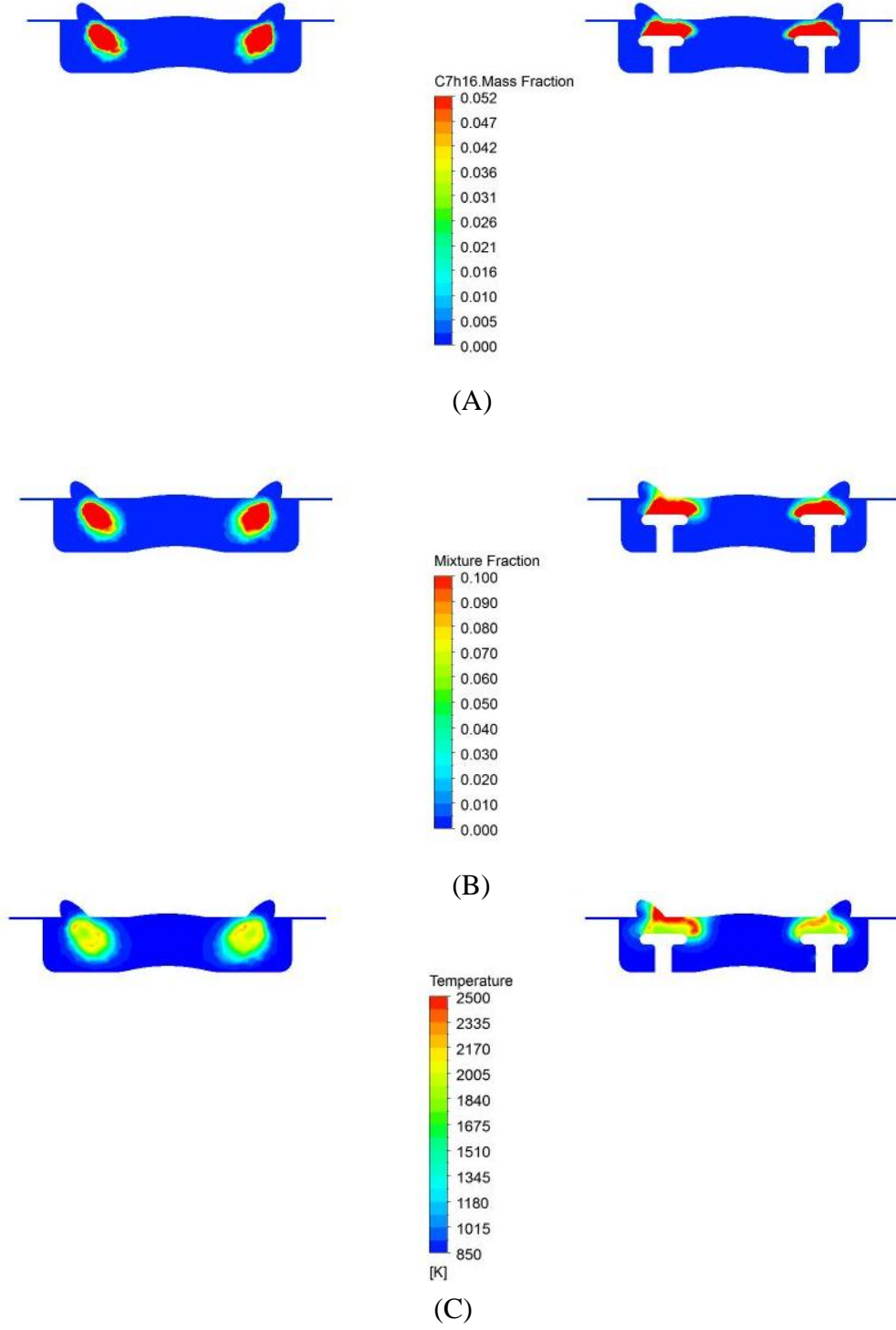
(B)



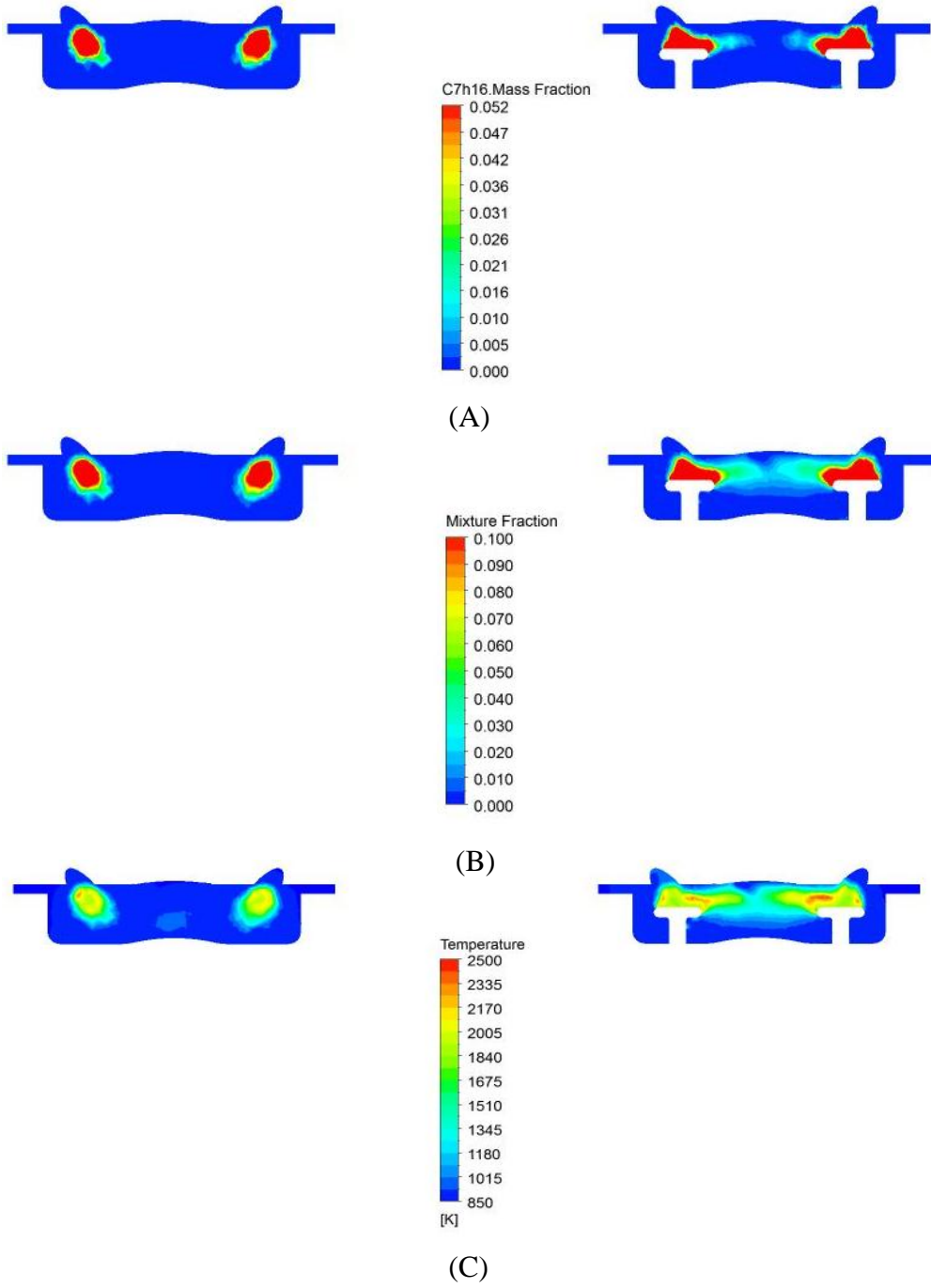
(C)

Şekil A.1. 715 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık

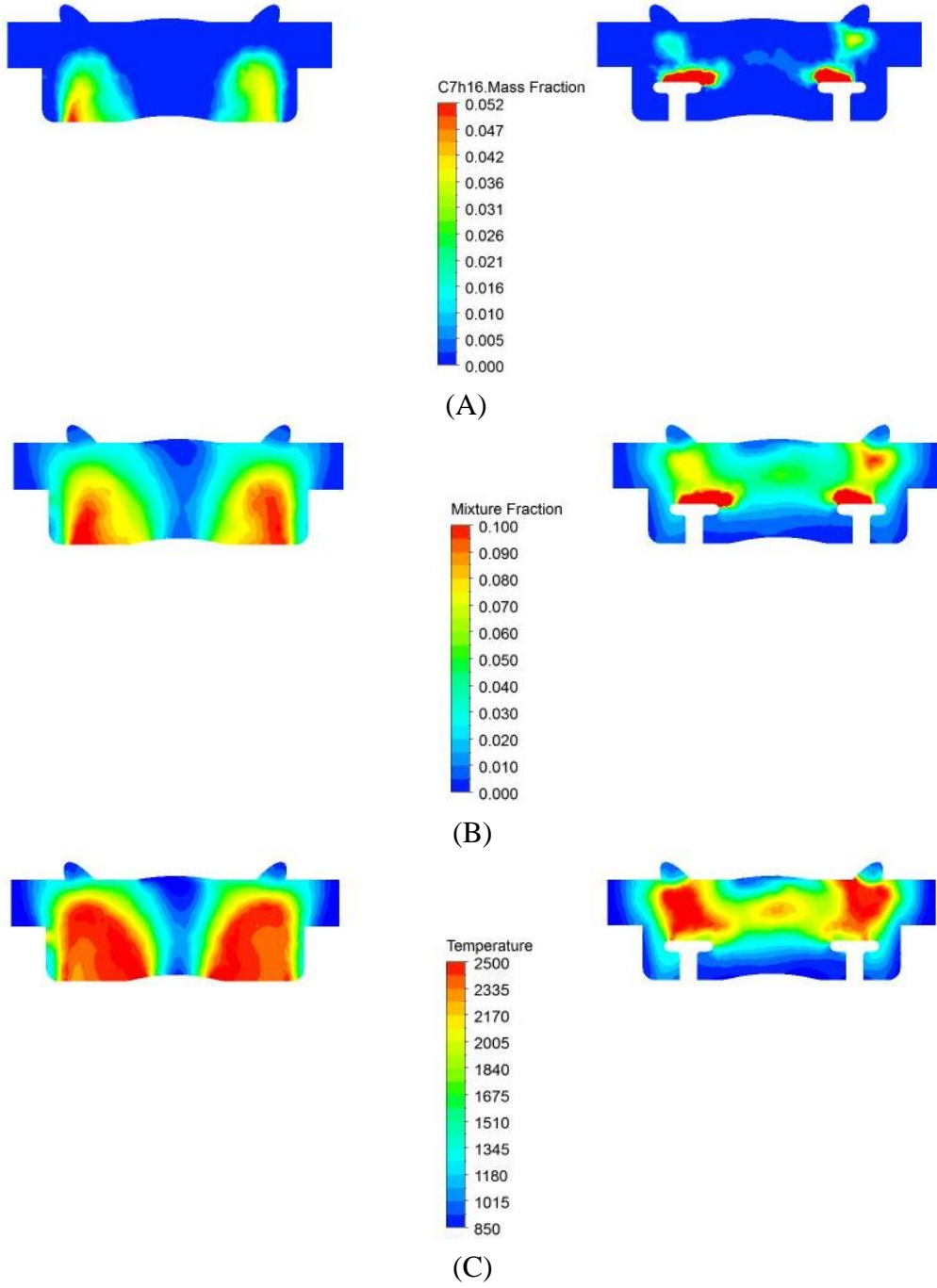




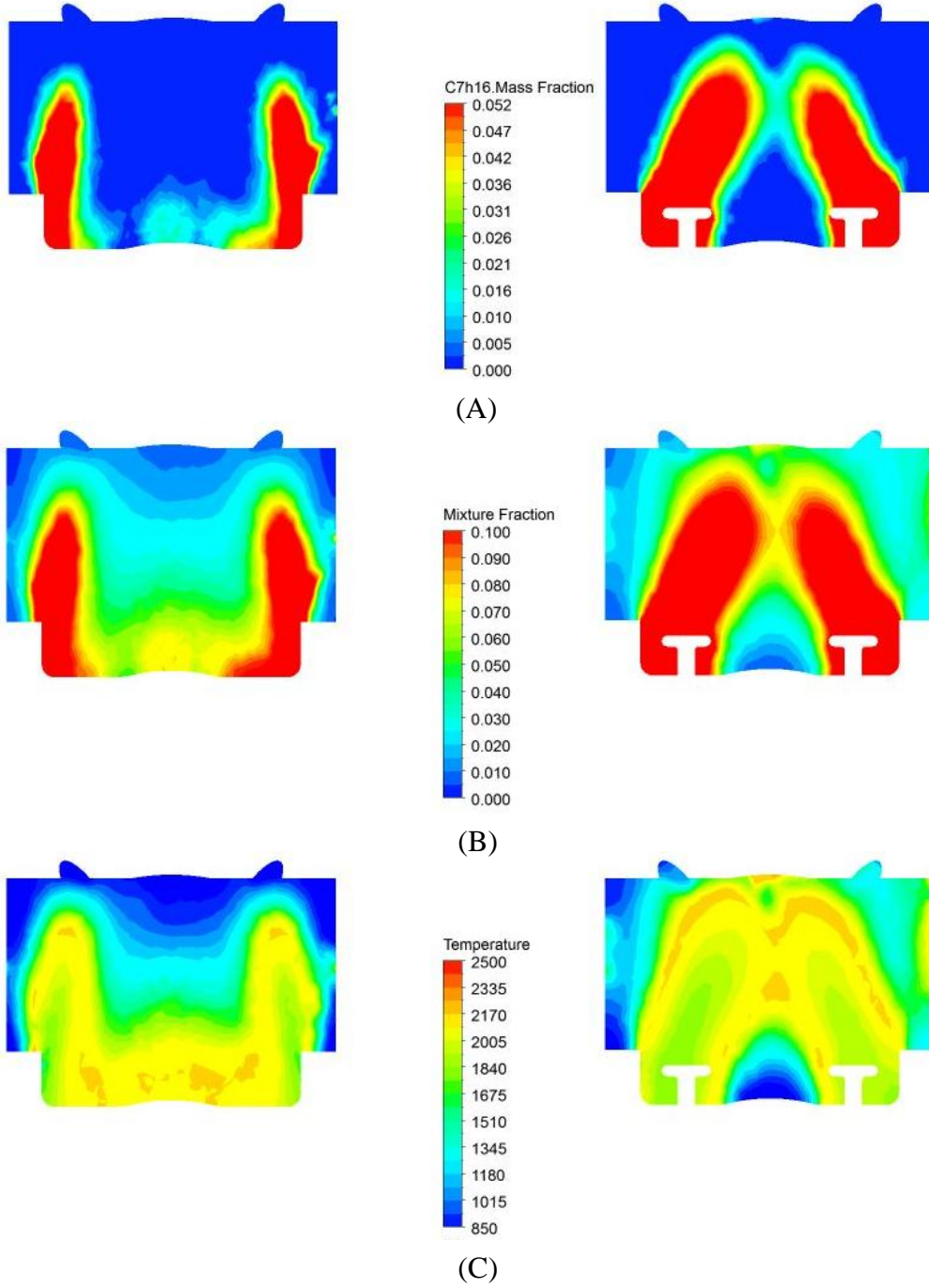
Şekil 7.2. 720 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık



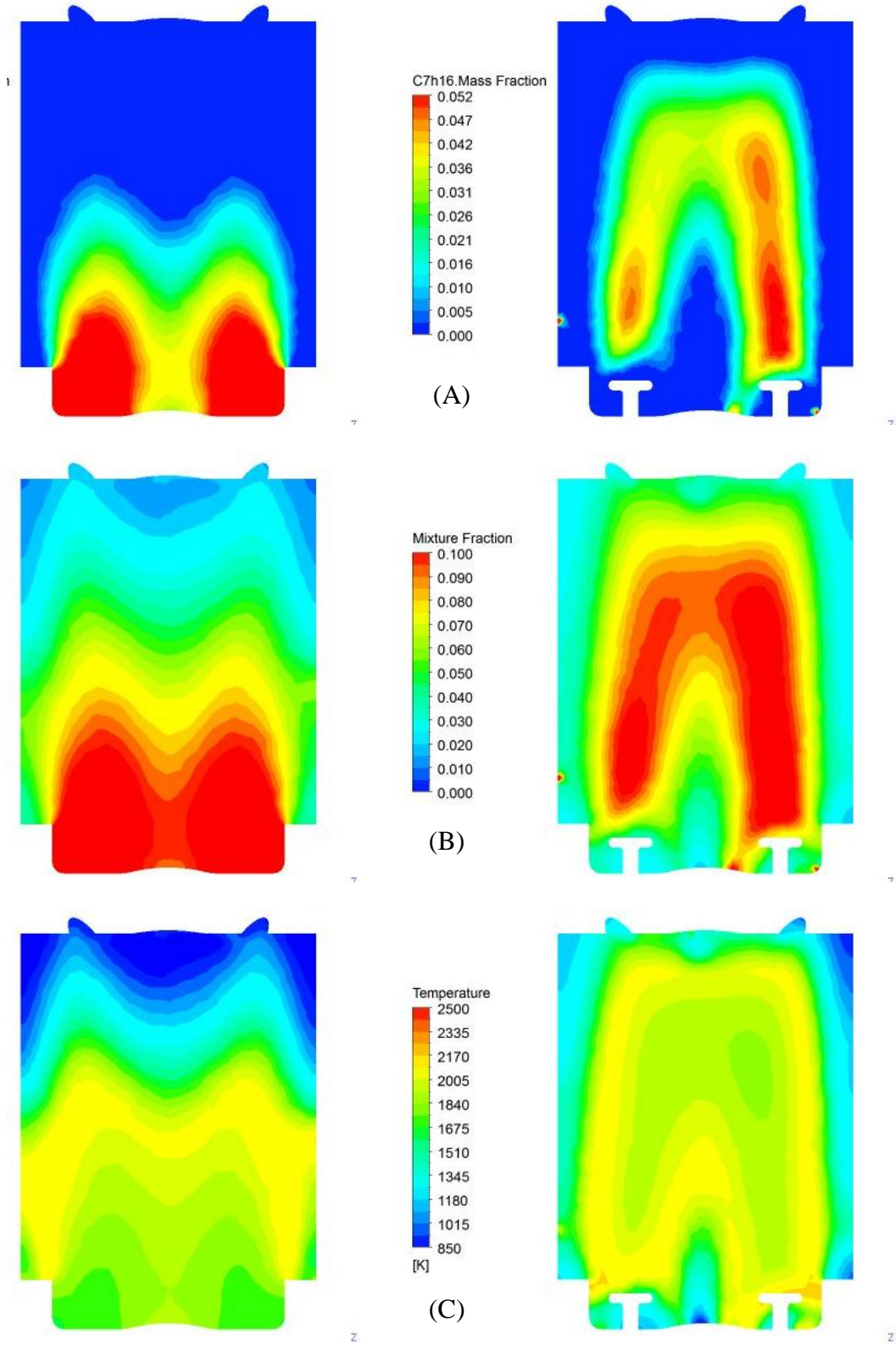
Şekil A. 735 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık



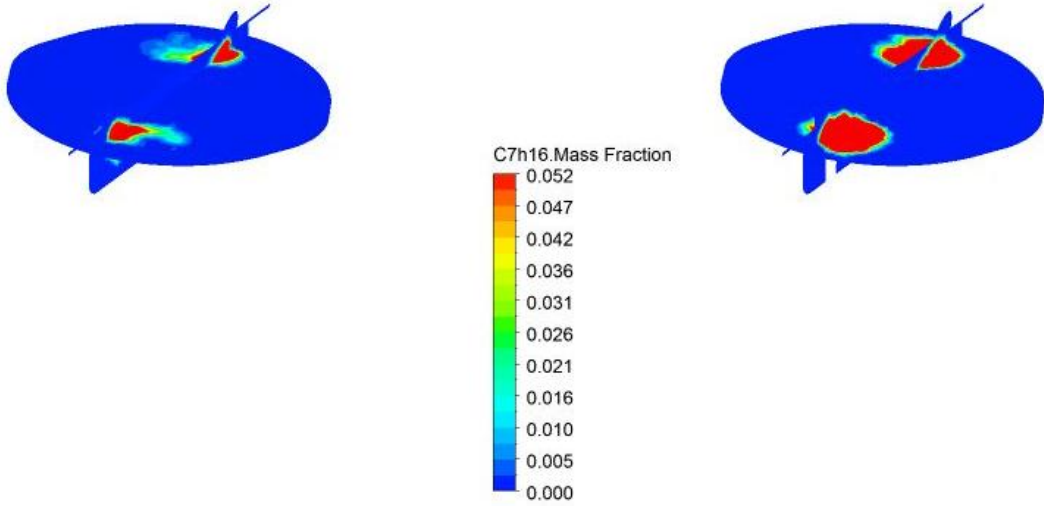
Şekil 7.3. 750 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık



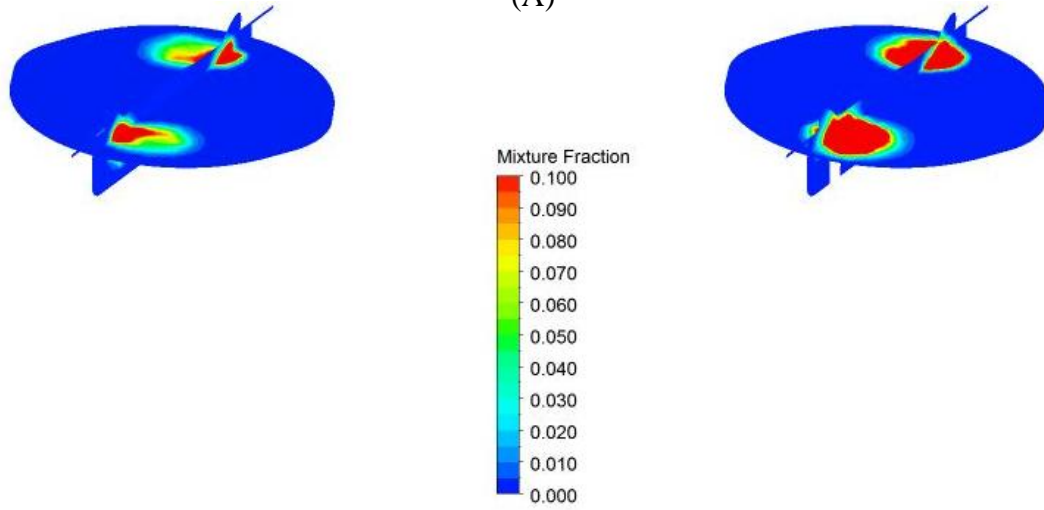
Şekil 7.4. 800 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık



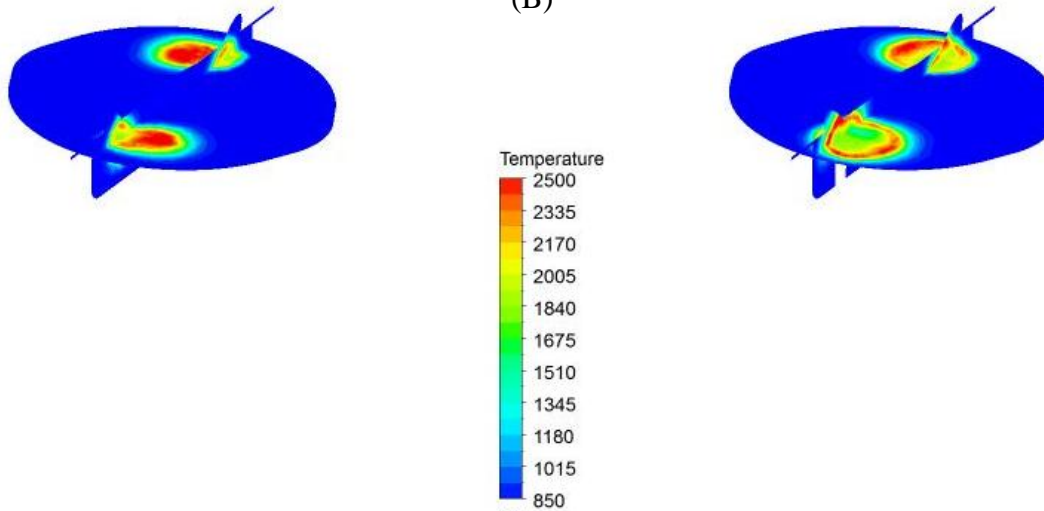
Şekil 7.5. 900 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık



(A)



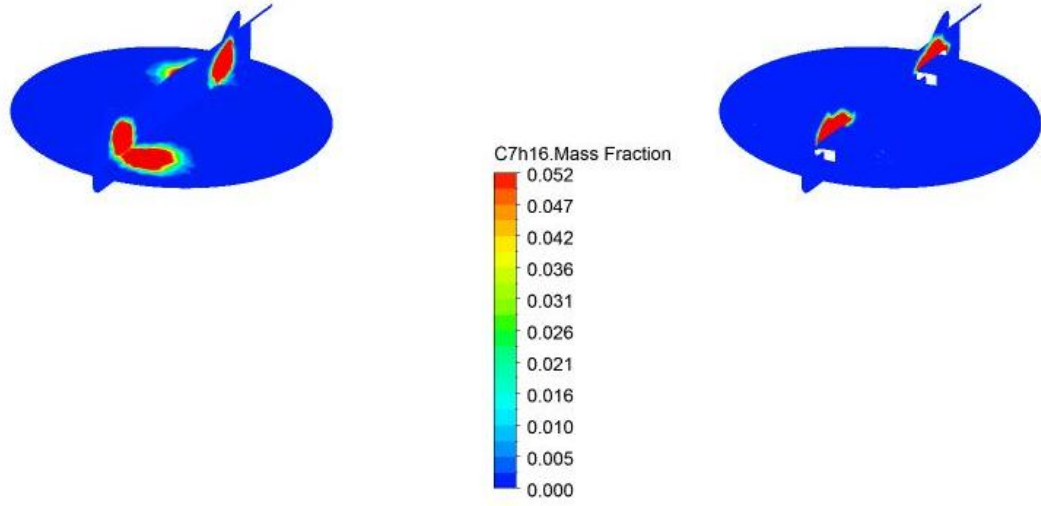
(B)



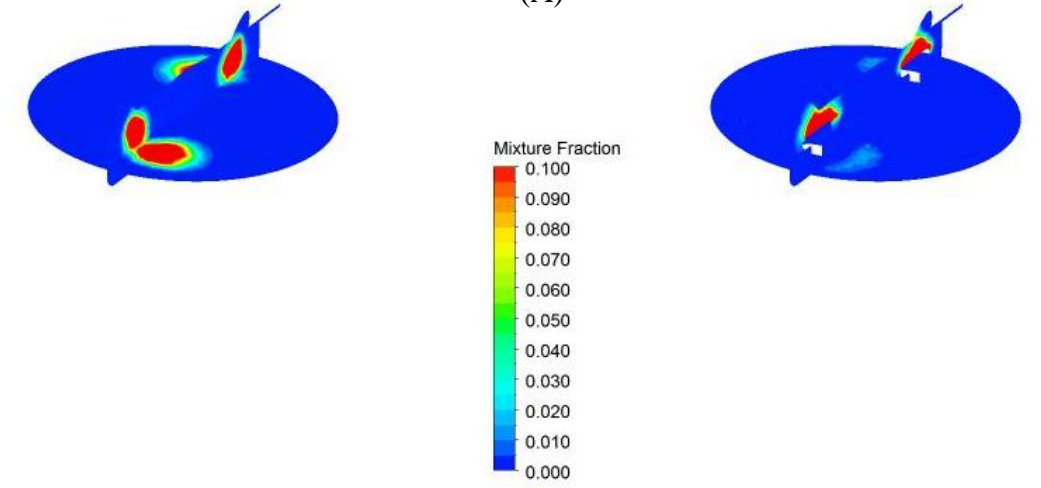
(C)

Şekil A.6. 715 krank açısı 1. yüzeyde: SAG: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık

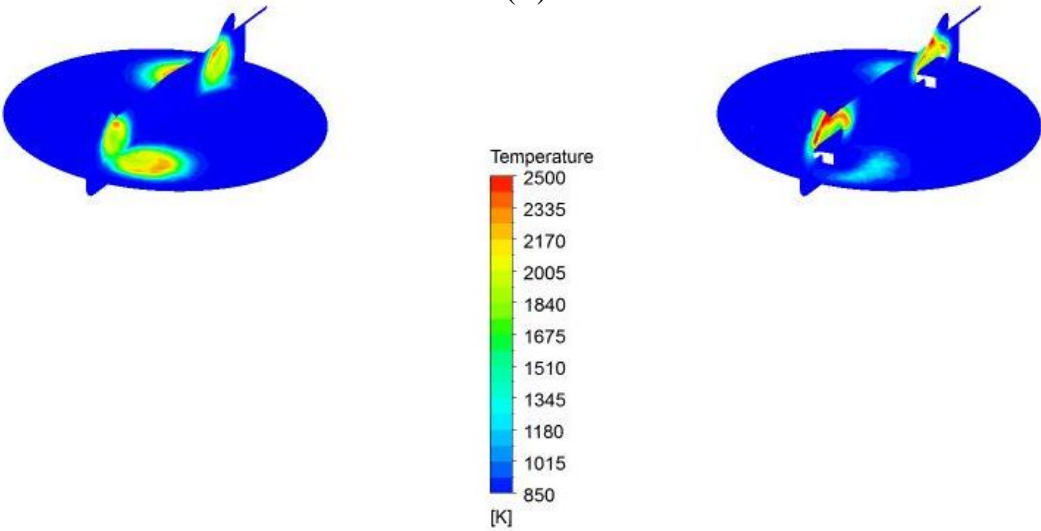




(A)

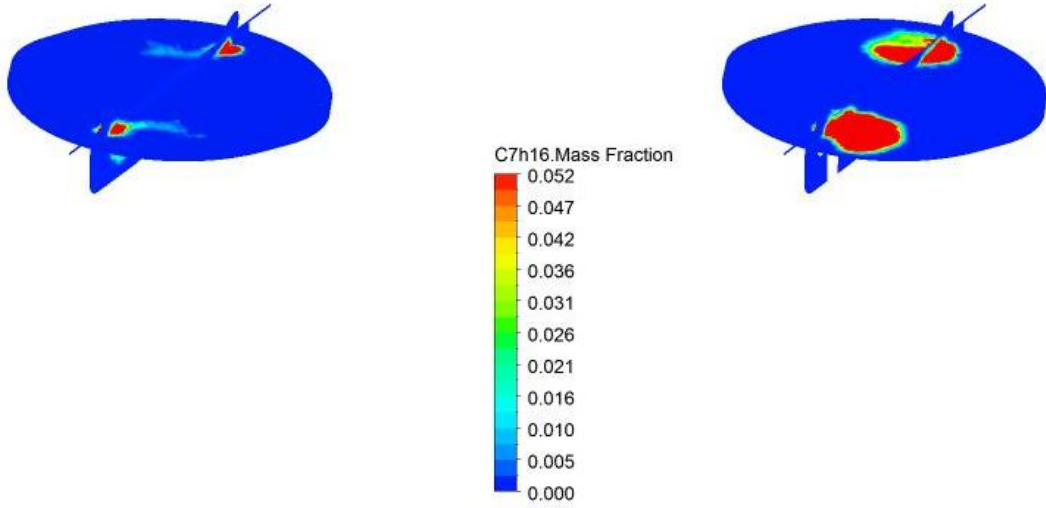


(B)

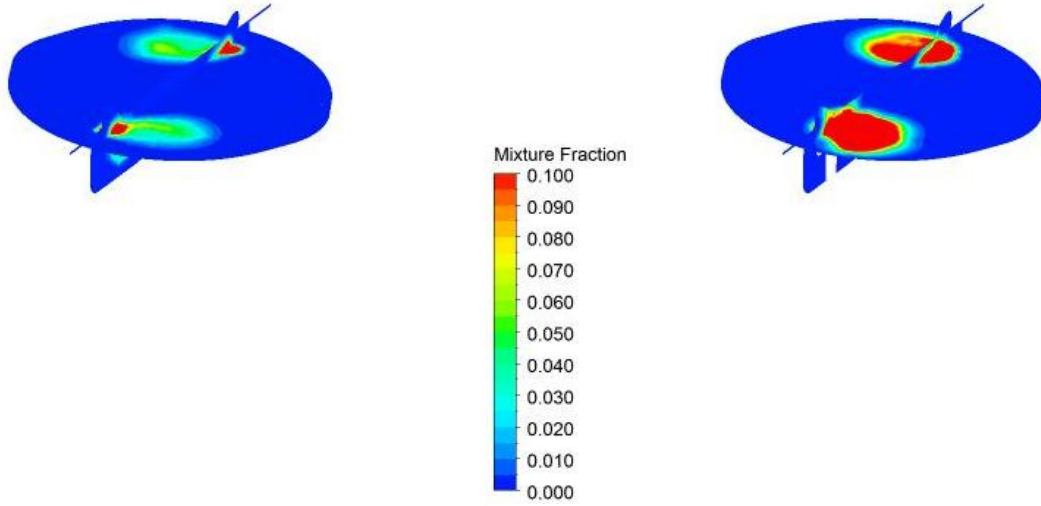


(C)

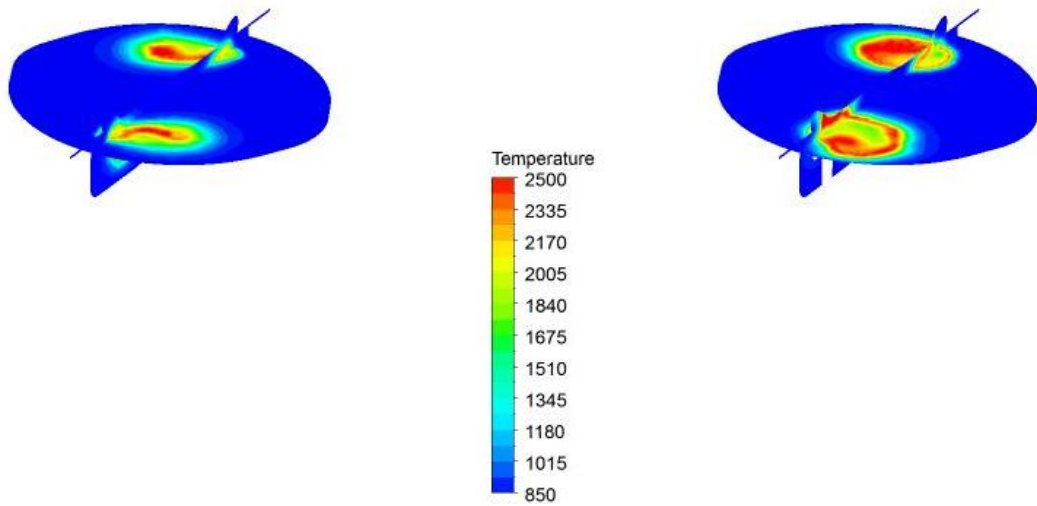
Şekil 7.7. 715 krank açısı 2. yüzeyde: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık



(A)



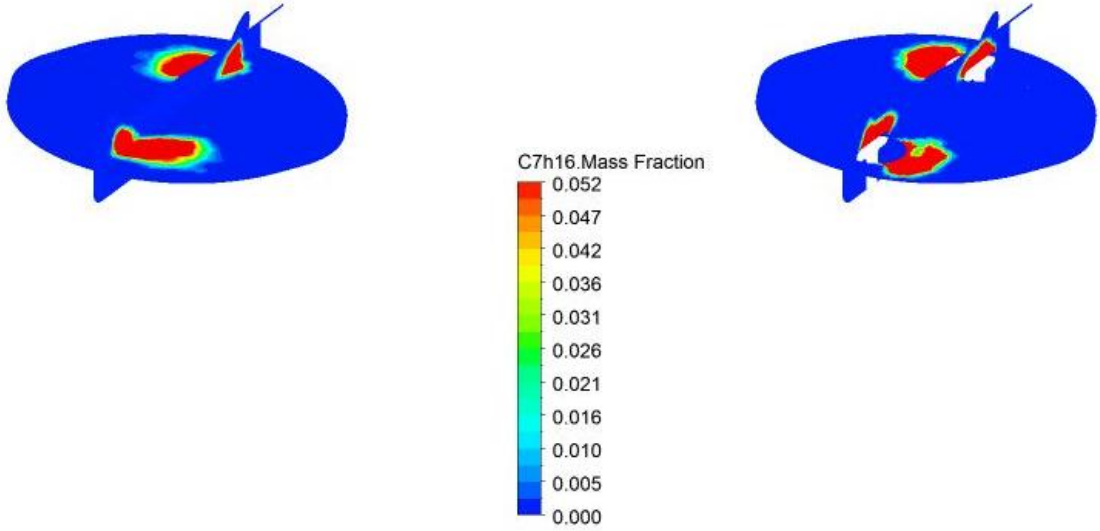
(B)



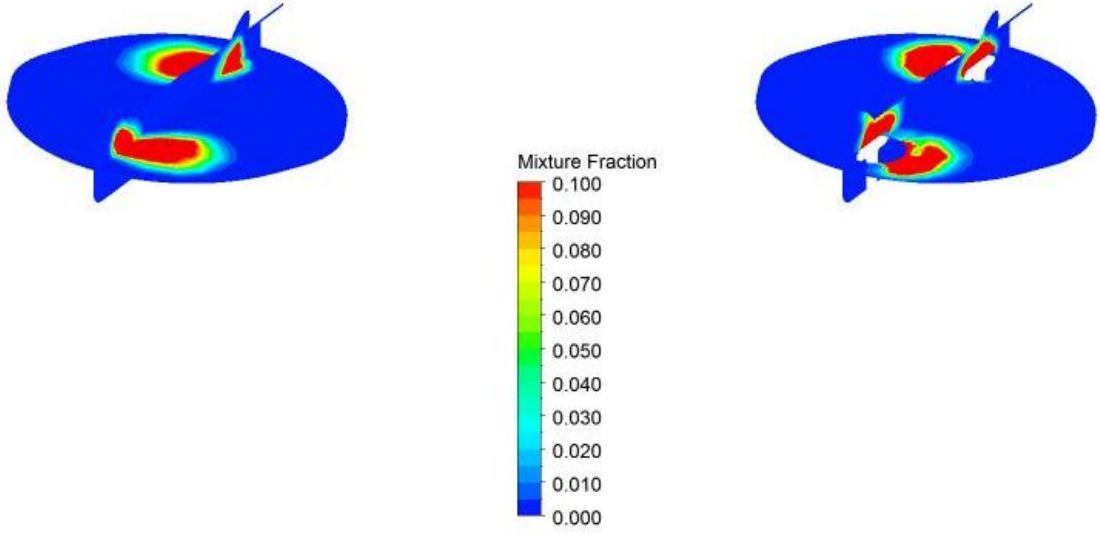
(C)

Şekil A.8. 720 krank açısı 1. yüzeyde: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık

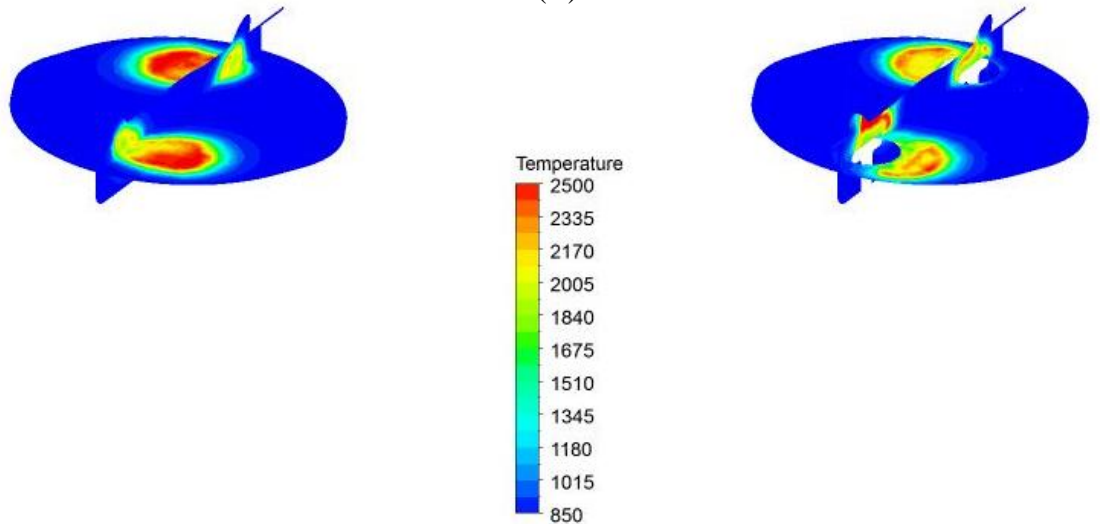




(A)

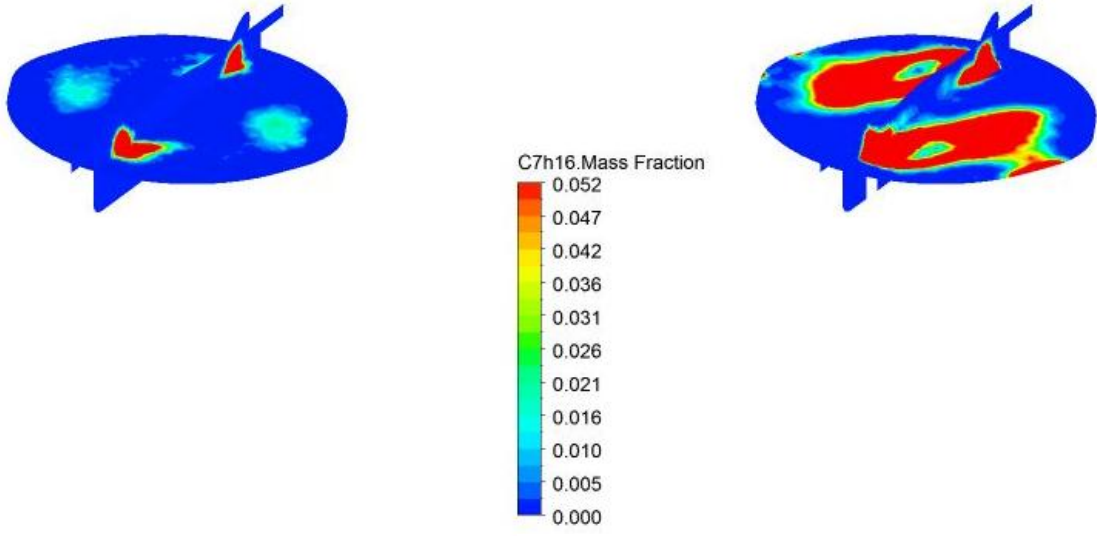


(B)

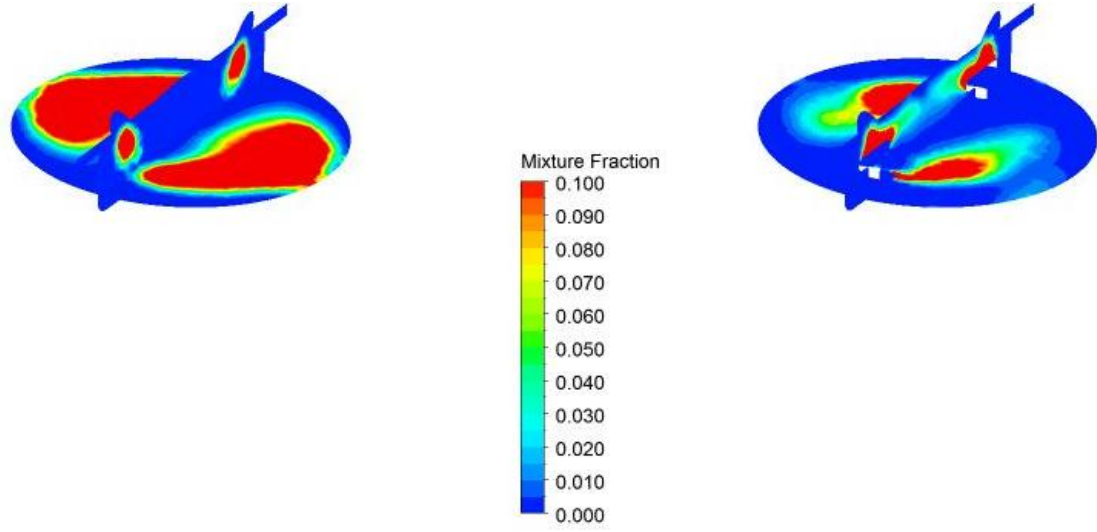


(C)

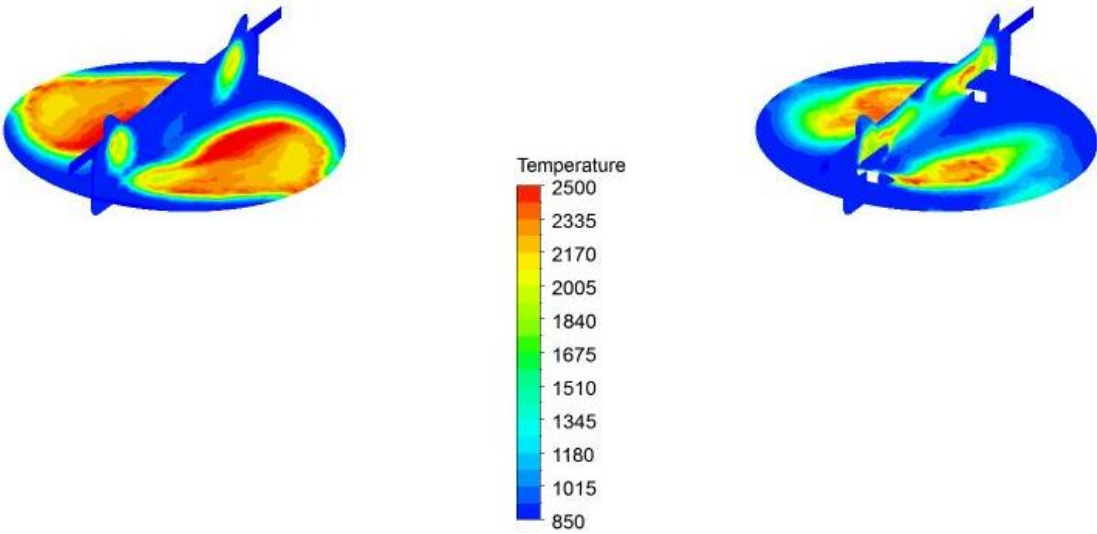
Şekil A.9. 720 krank açısı 2. yüzeyde: SAG: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık



(A)

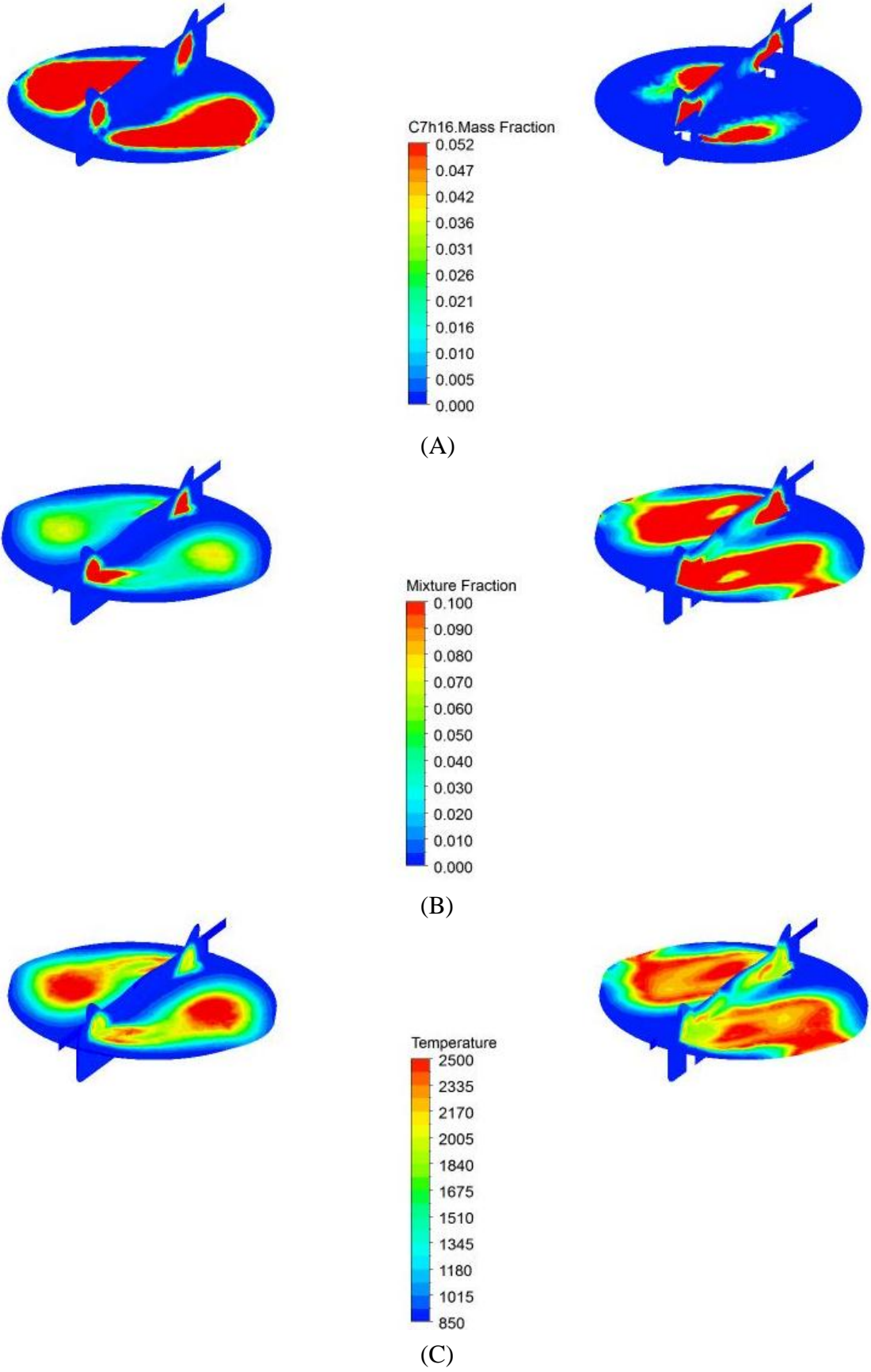


(B)

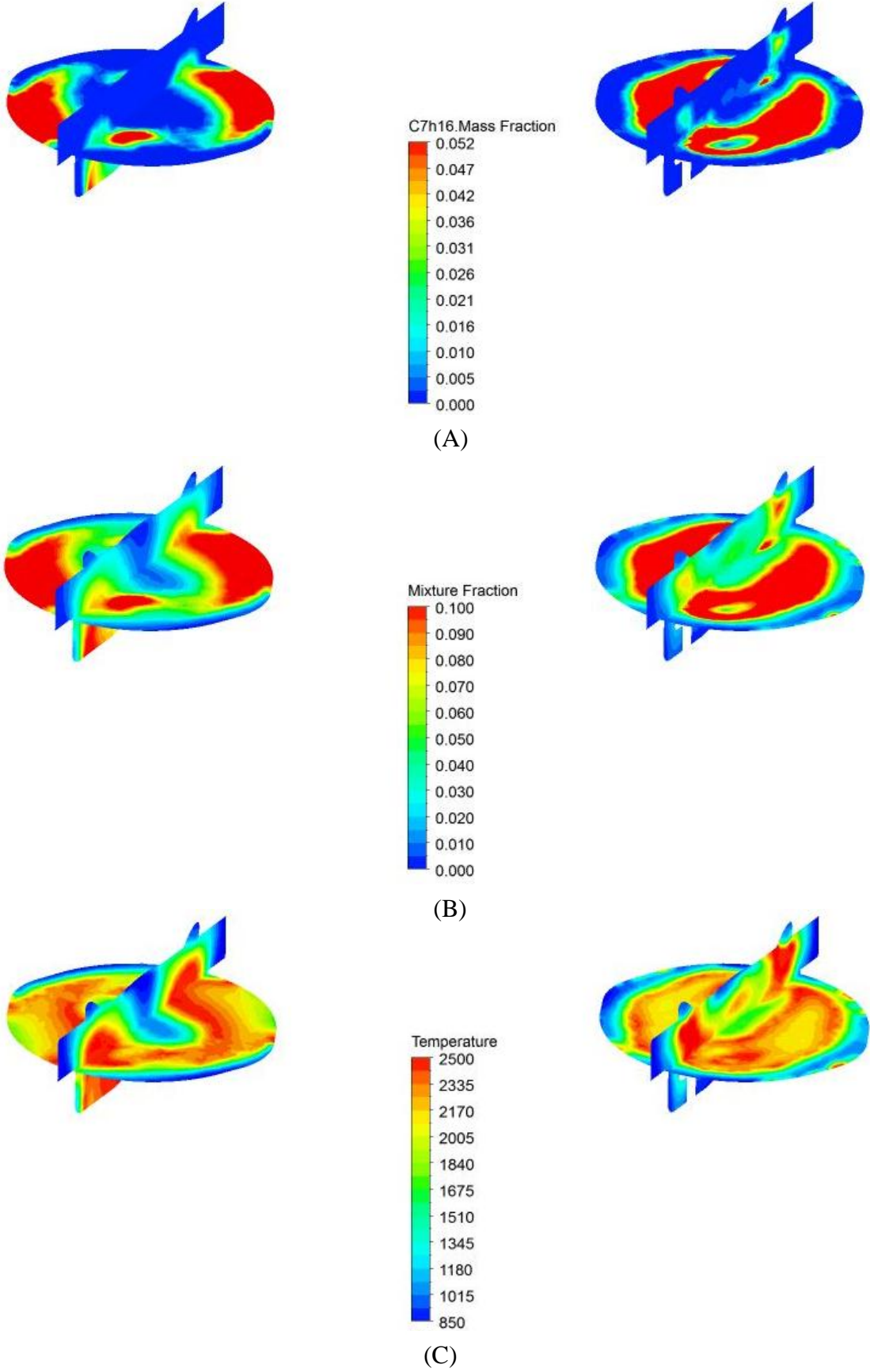


(C)

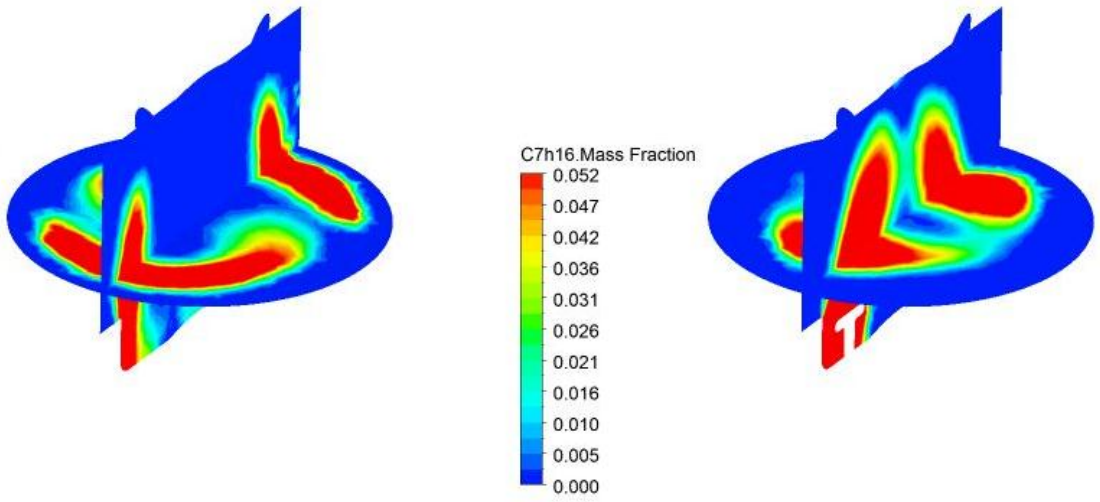
Şekil 7.10. 735 krank açısı 1. yüzeyde: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık



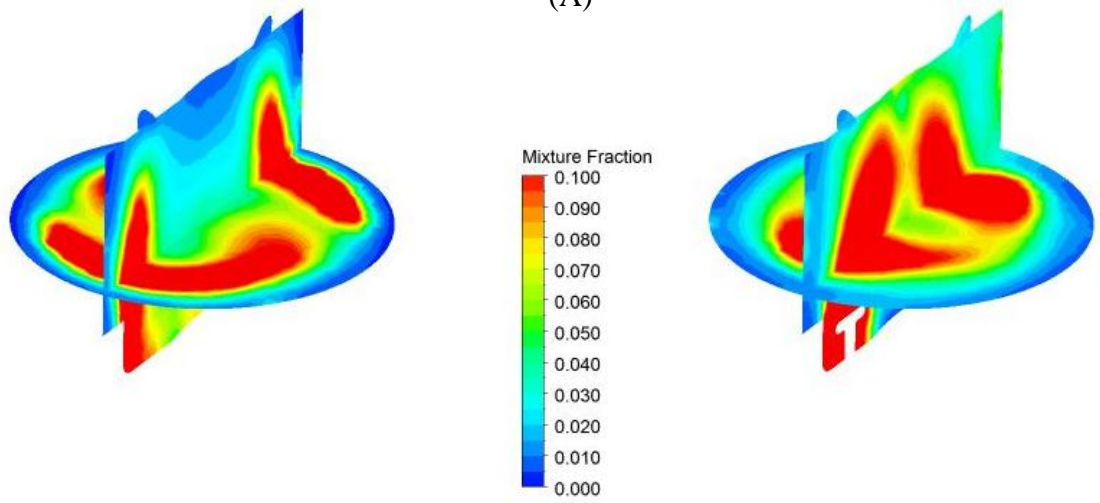
Şekil 7.11. 735 krank açısı 2. yüzeyde: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık



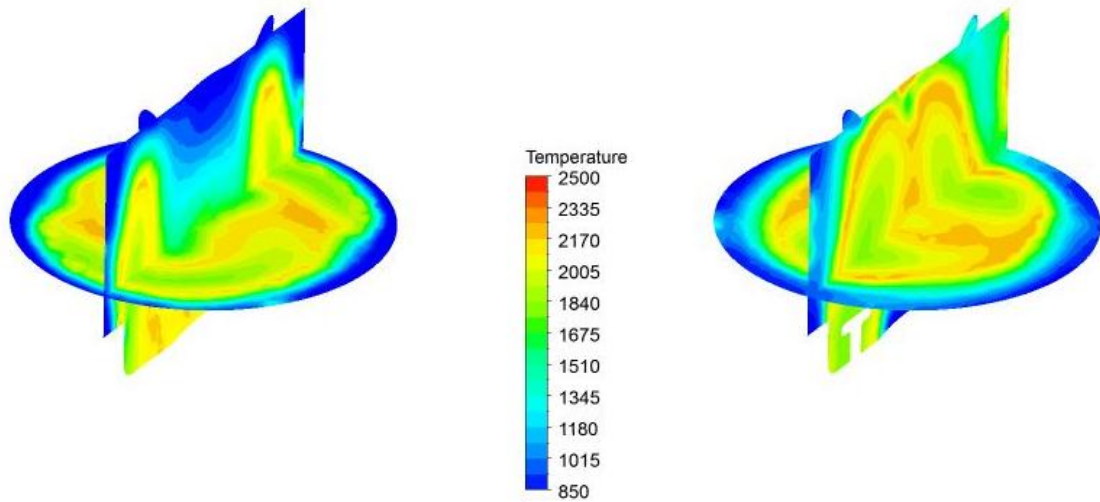
Şekil 7.12. 750 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık



(A)



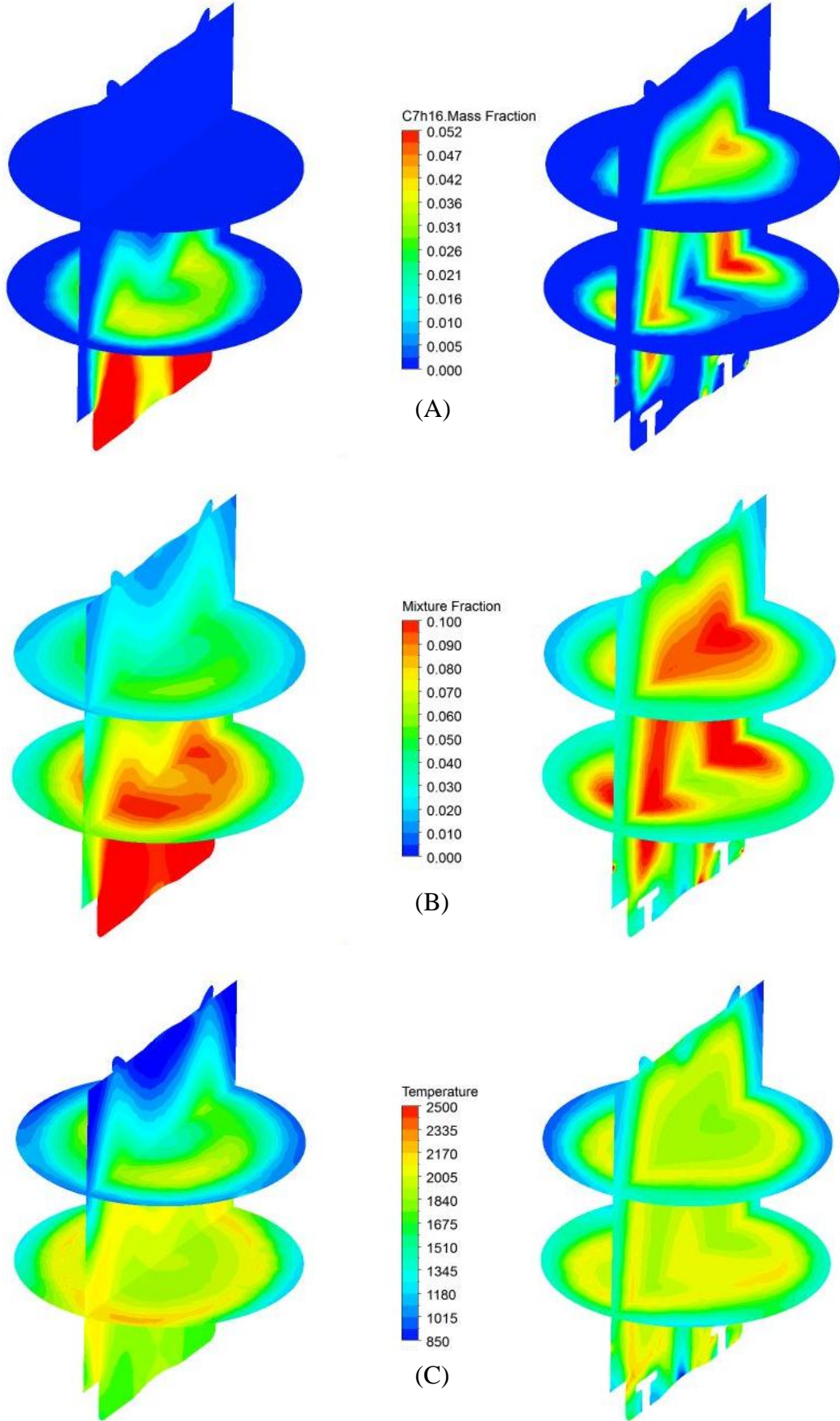
(B)



(C)

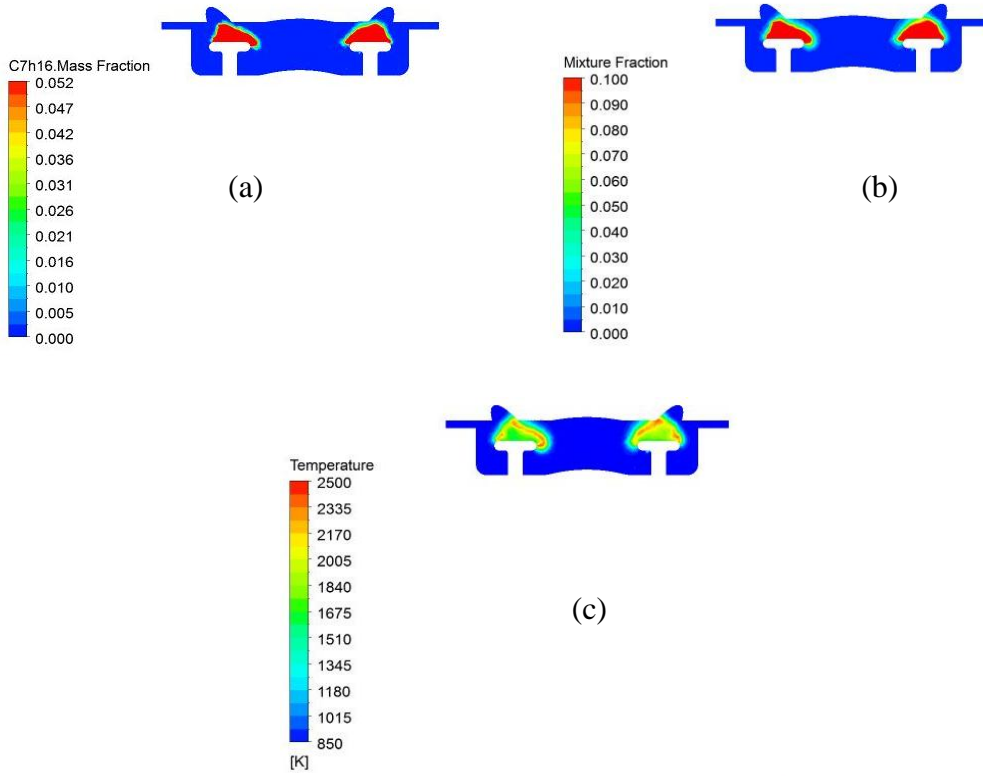
Şekil 7.13.800 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık



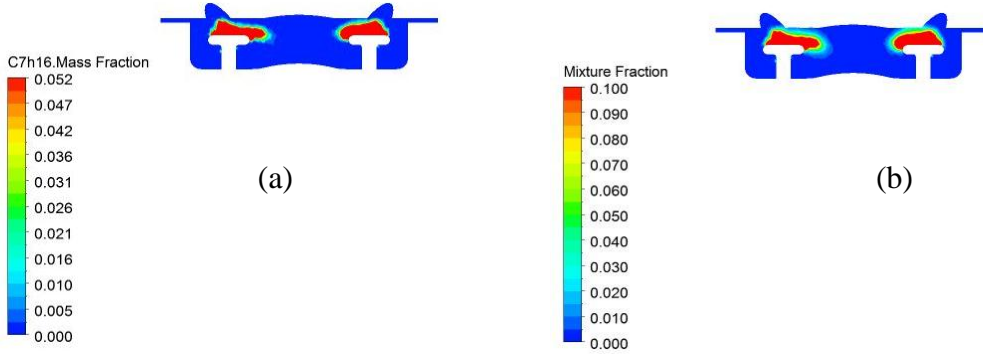


Şekil 7.14. 900 krank açısında: SAĞ: mantarlı, SOL: mantarsız; (A) n-Heptan kütle oranı, (B) Karışım oranı, (C) Sıcaklık

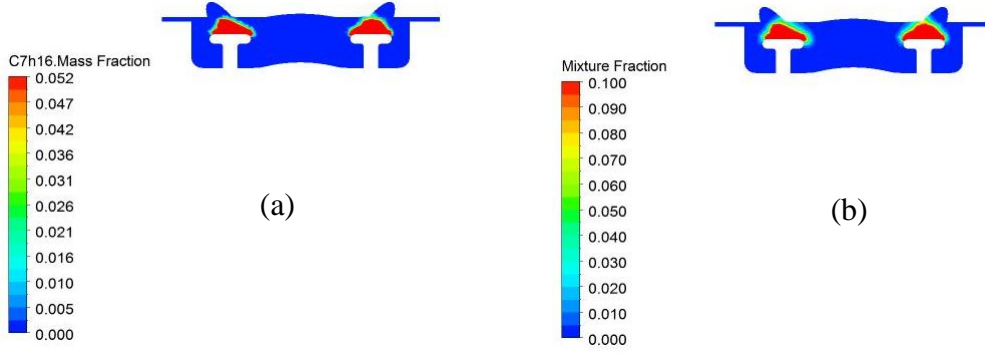
EK – B: Püskürtme zamanına bağlı parametrik çalışma sonuçları karşılaştırmaları



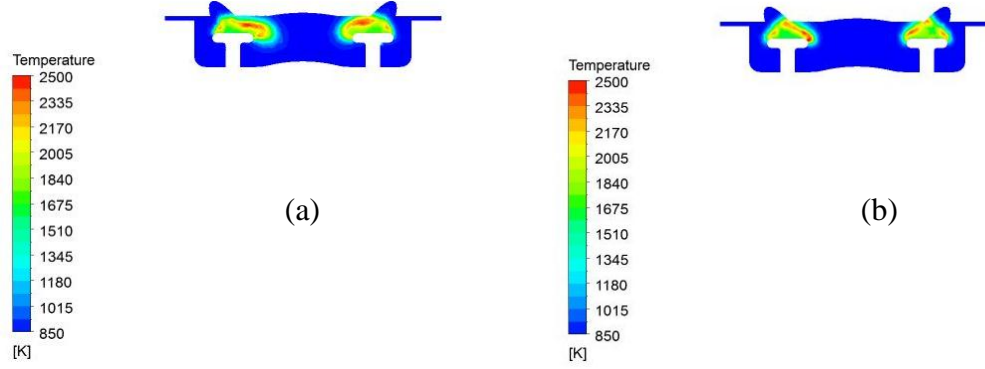
Şekil 7.1. 705 krank açısında 1.durum kontur değerleri; (a) n-Heptan kütle oranı (b) karışım oranı (c) sıcaklık



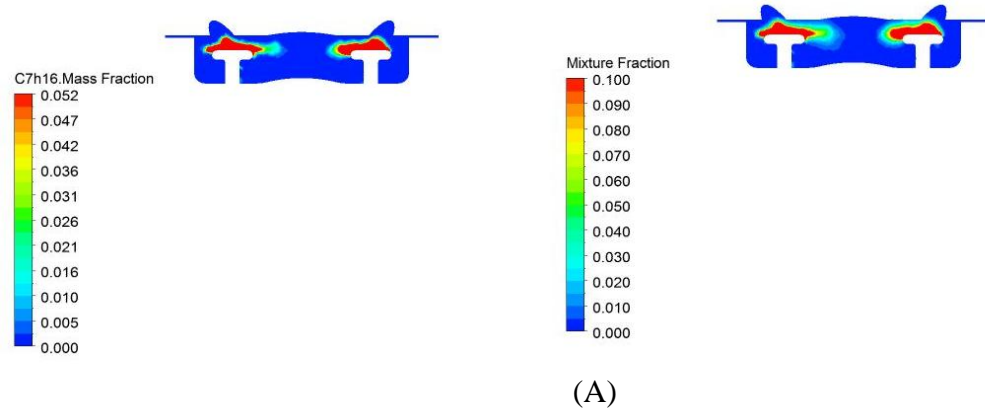
Şekil B.2. 710 krank açısında 1.durum için kontur değerleri; (a) n-Heptan kütle oranı (b) karışım oranı



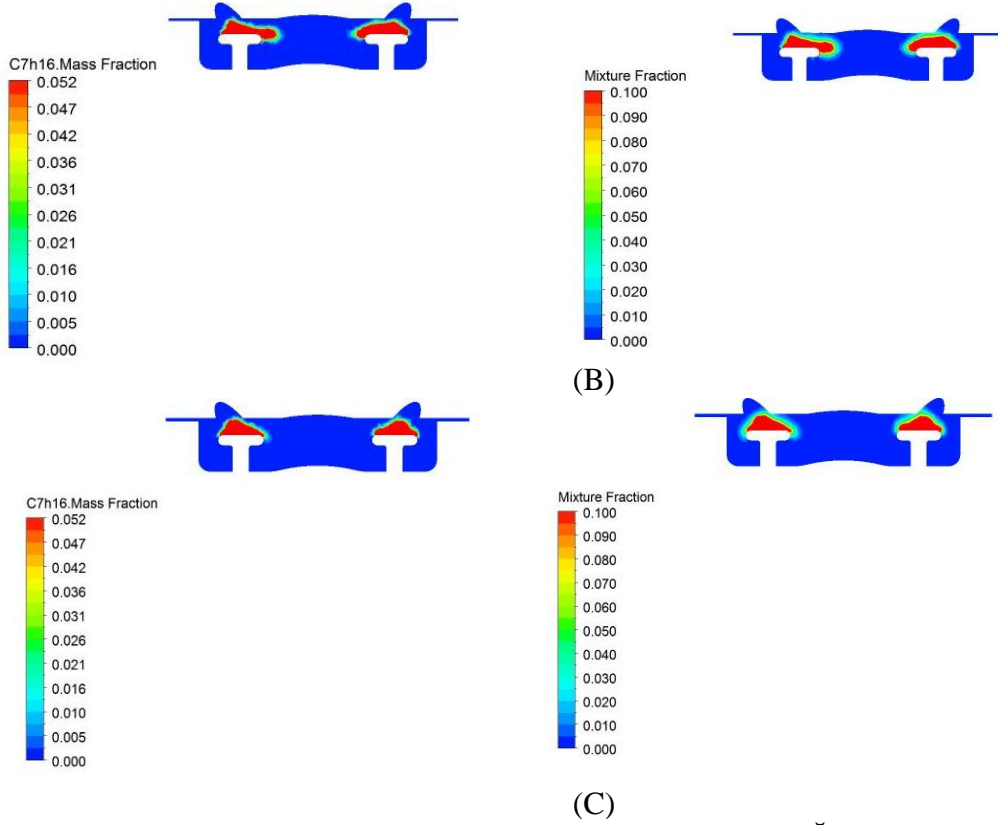
Şekil 7.3. 710 krank açısında 2.durum için kontur değerleri; (a) n-Heptan kütle oranı (b) karışım oranı



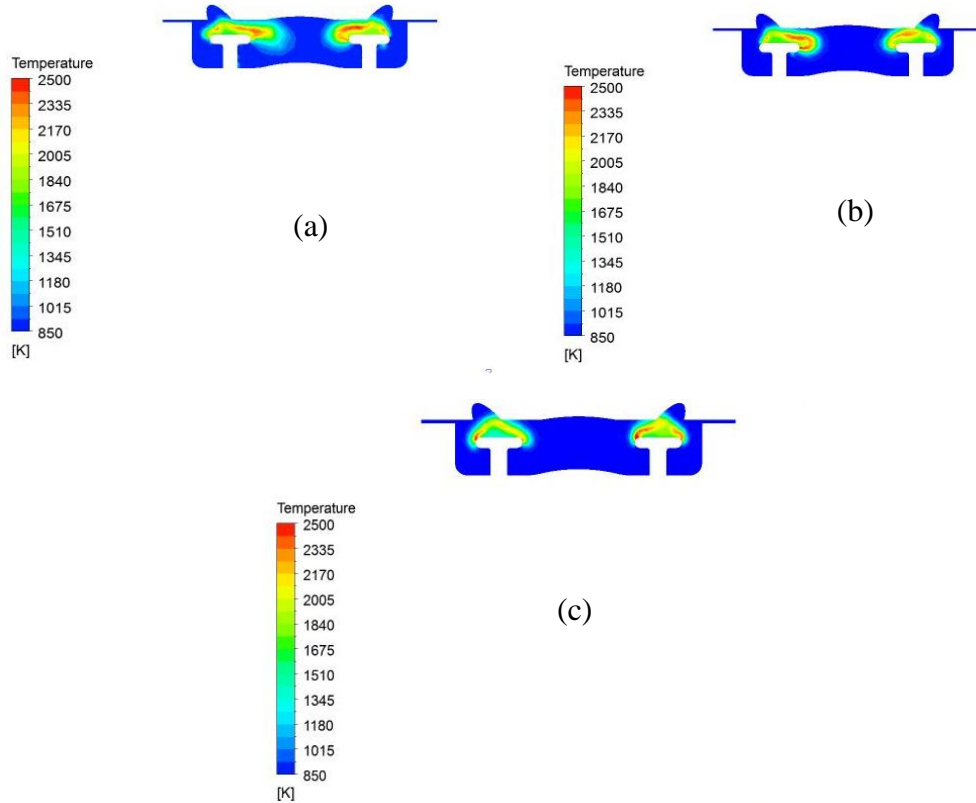
Şekil 7.4. 710 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) 1. durum (b) 2. durum



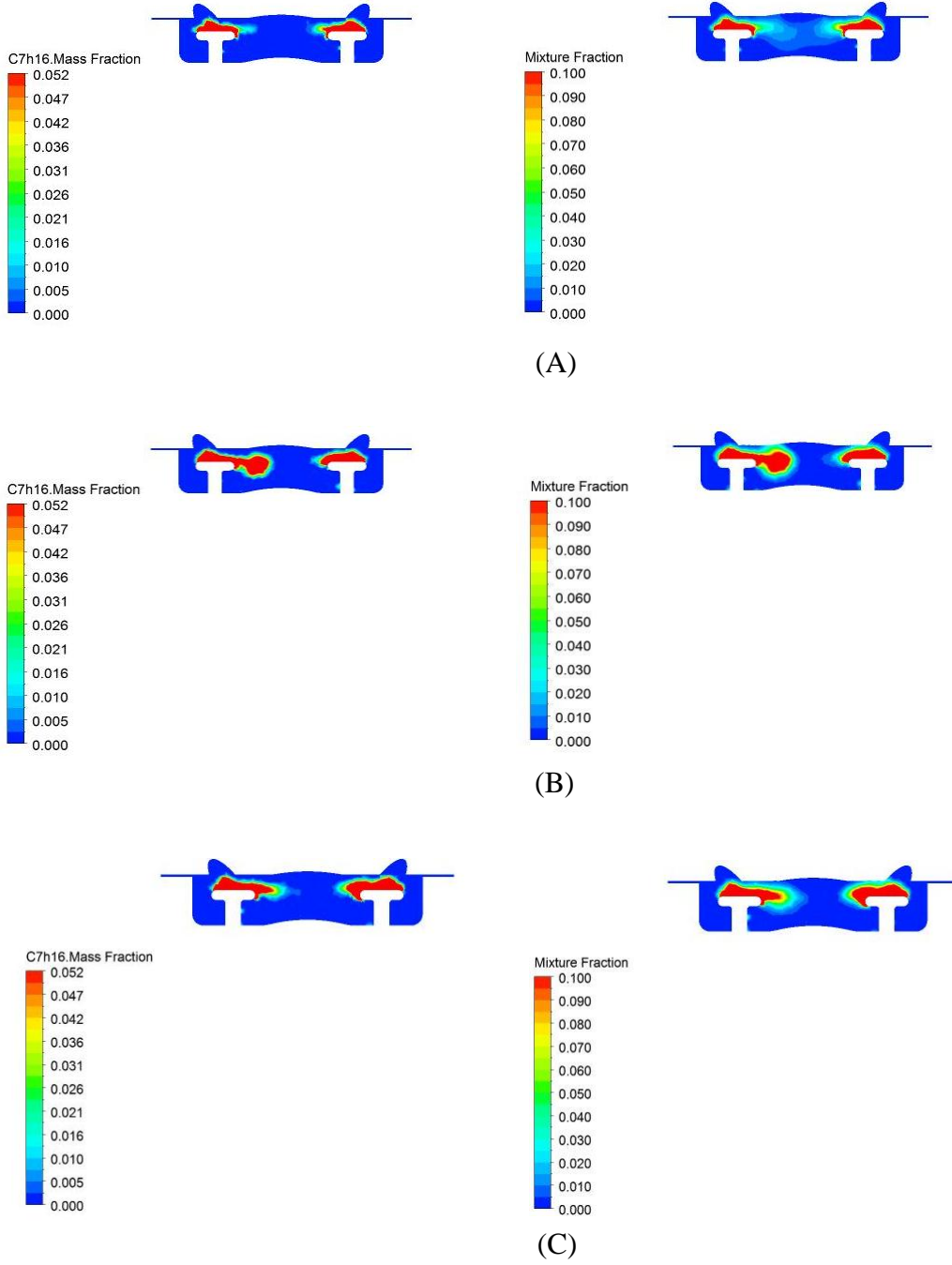




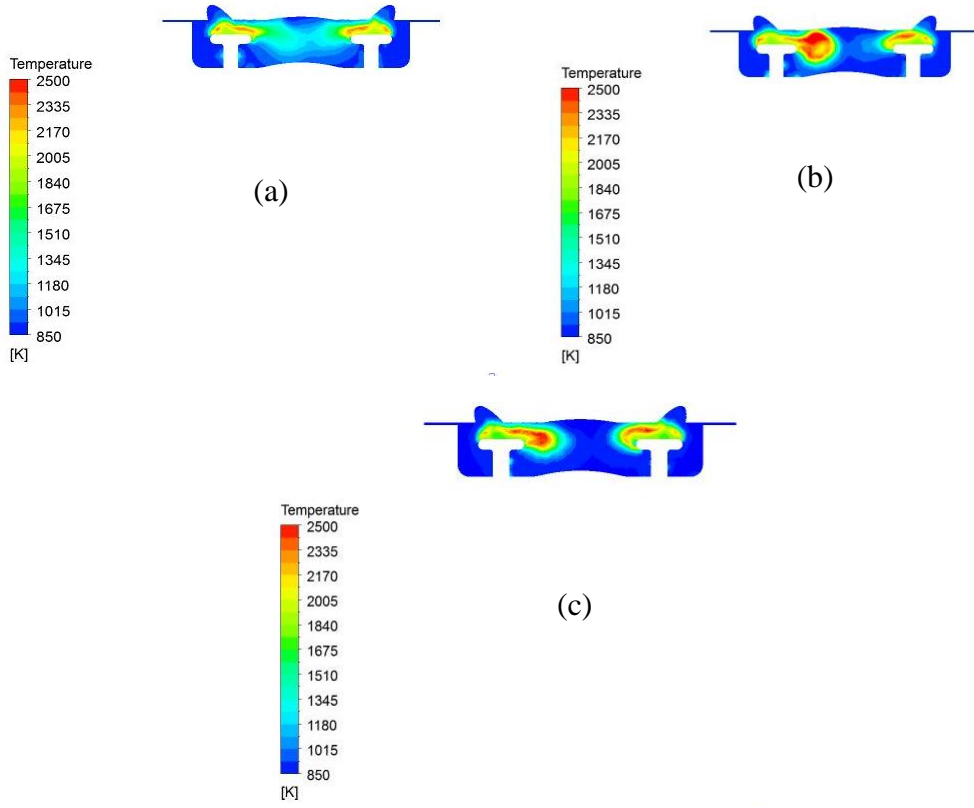
Şekil 7.5. 715 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 2, (C) Durum – 3



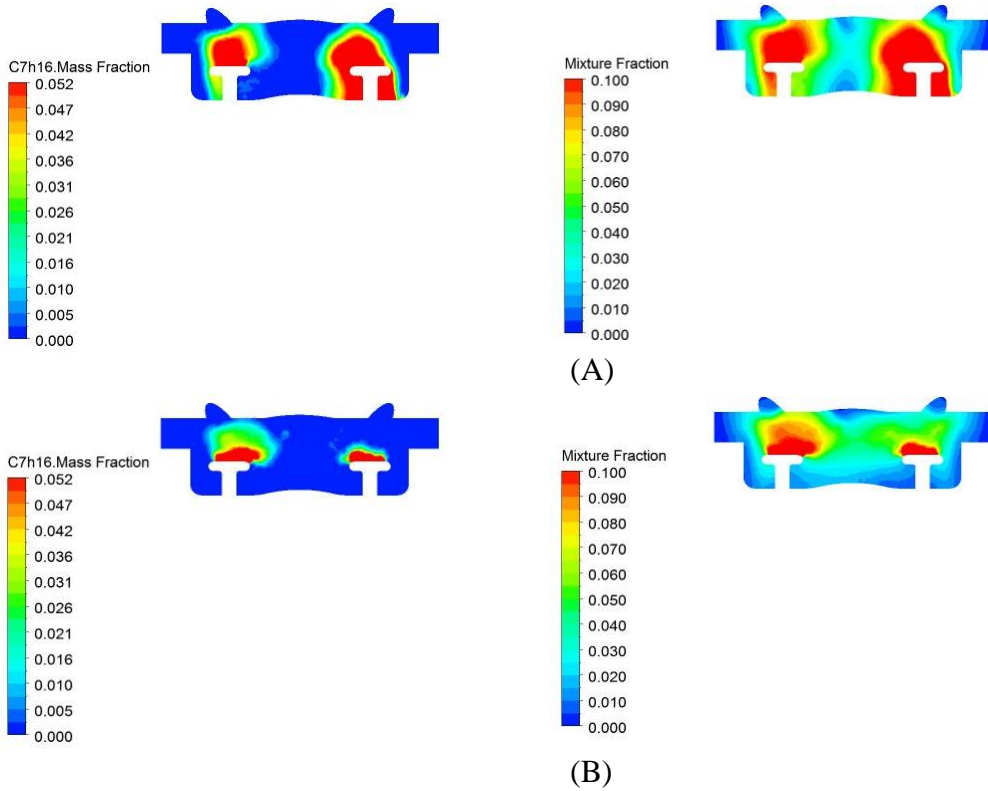
Şekil B.6. 715 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) 1. durum (b) 2. Durum (c) 3. durum

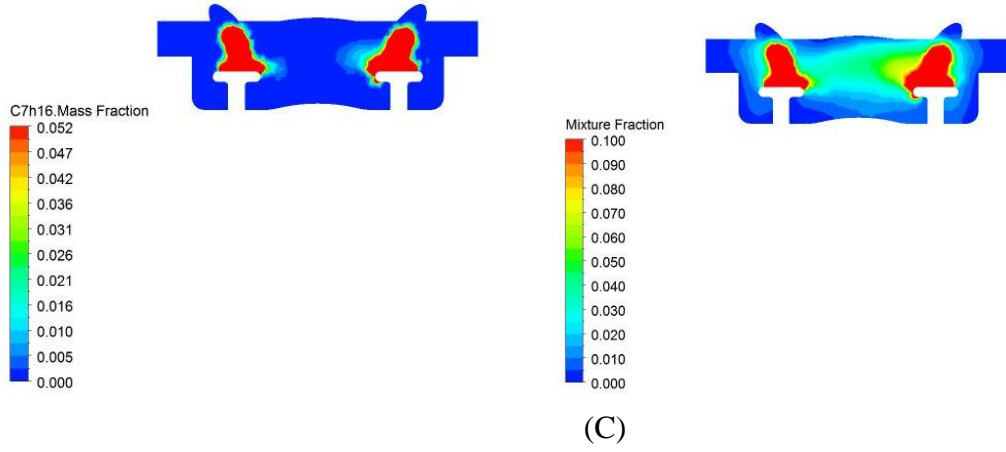


Şekil 7.7. 720 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 2, (C) Durum – 3

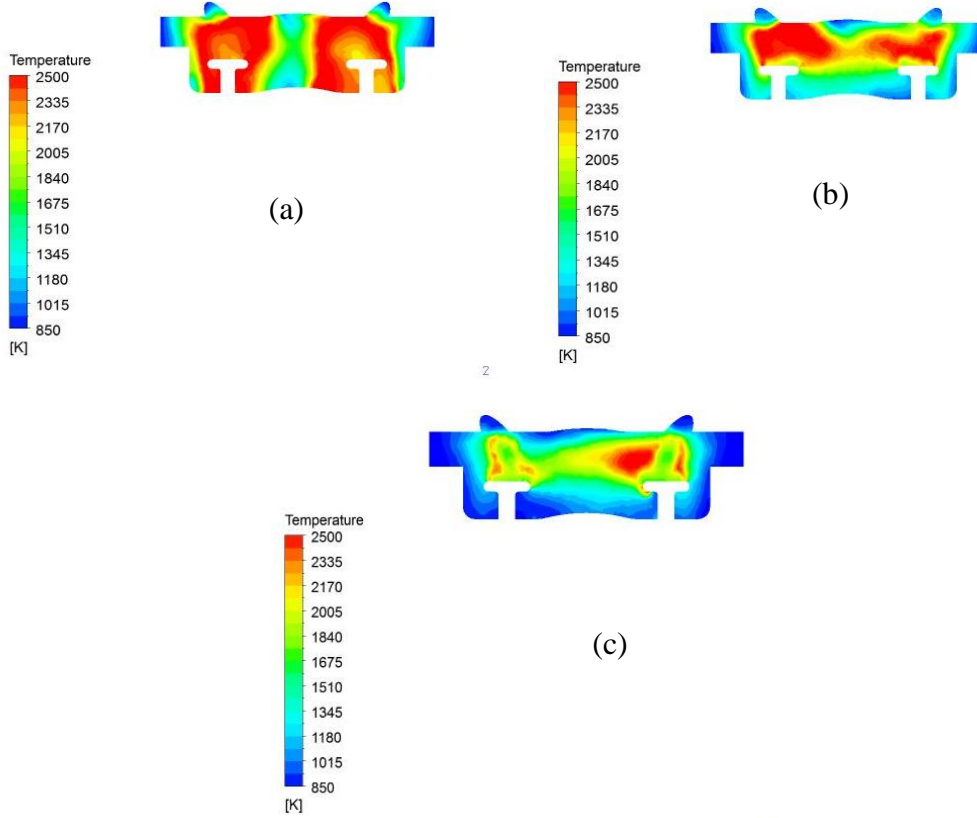


Şekil B.8. 720 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) 1. durum (b) 2. Durum (c) 3. durum

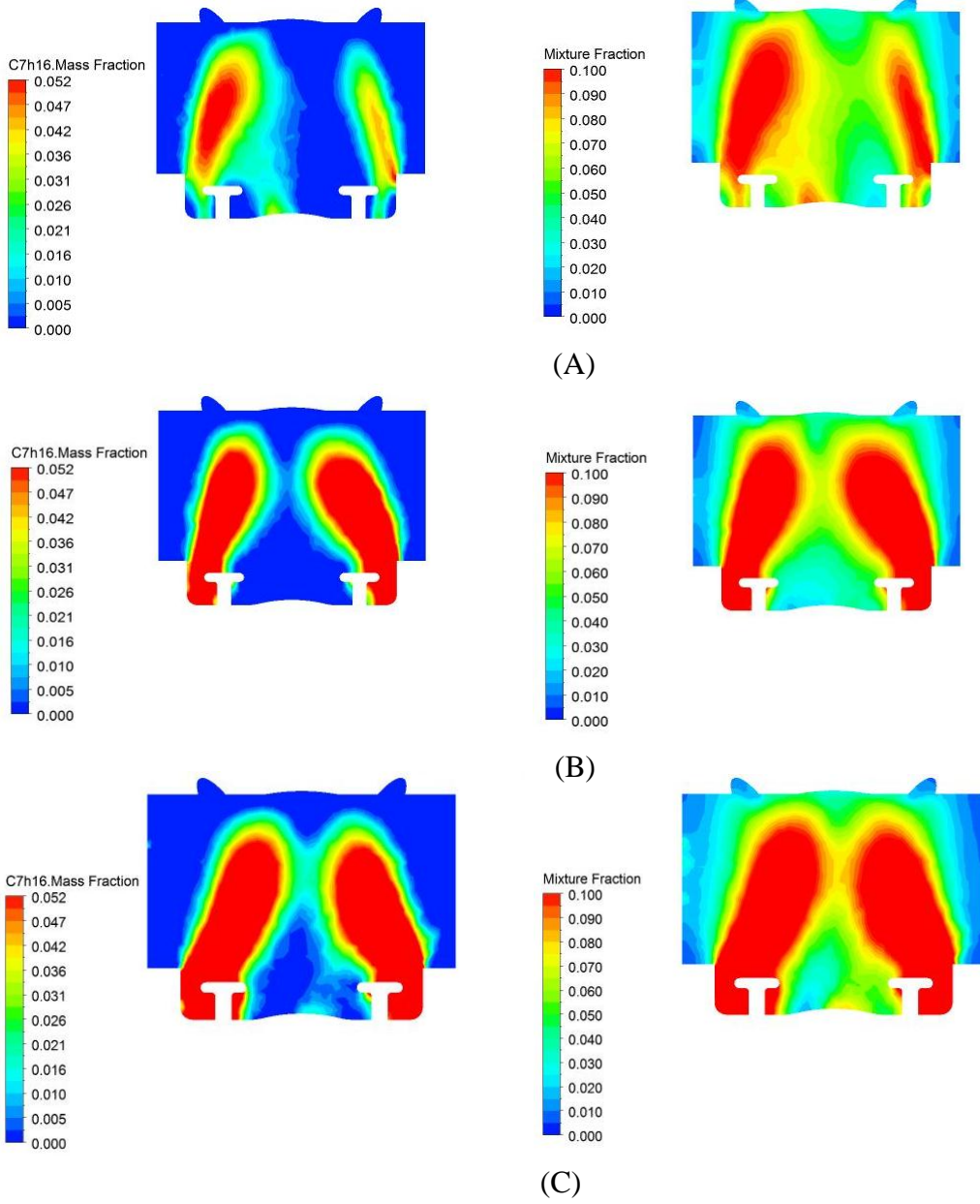




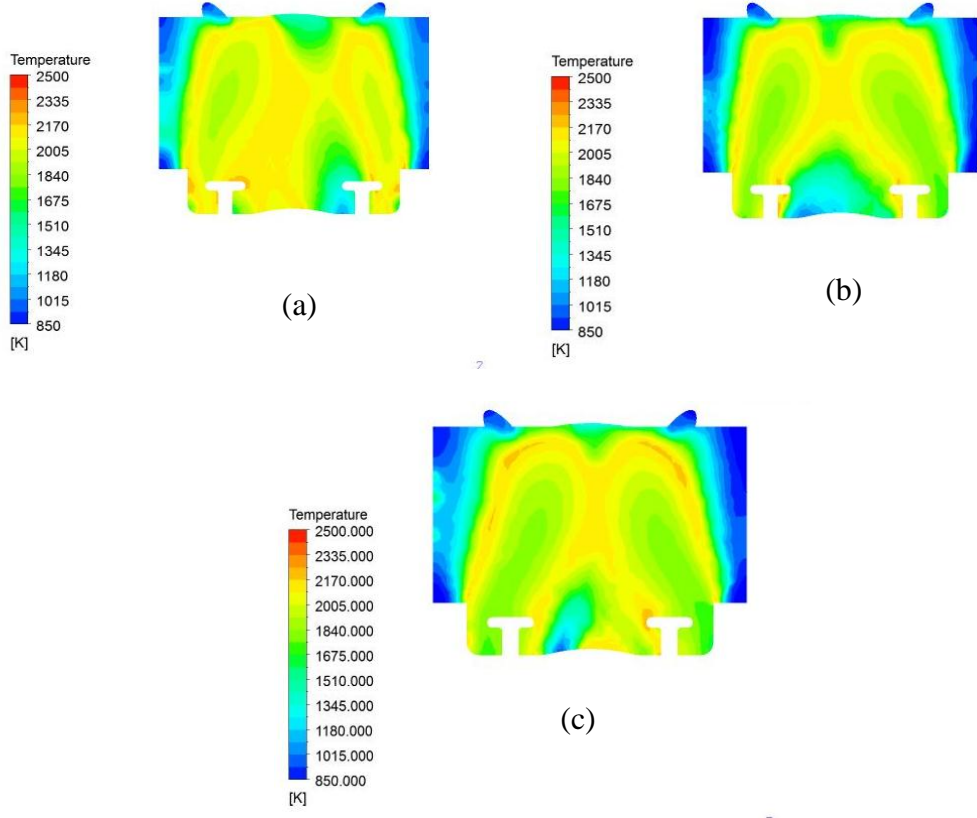
Şekil 7.9. 750 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 2, (C) Durum – 3



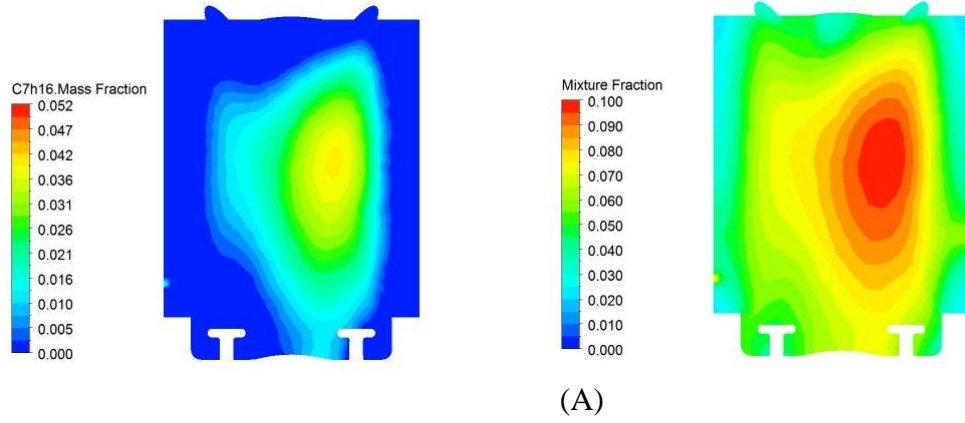
Şekil B.10. 750 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) 1. durum (b) 2. Durum (c) 3. durum



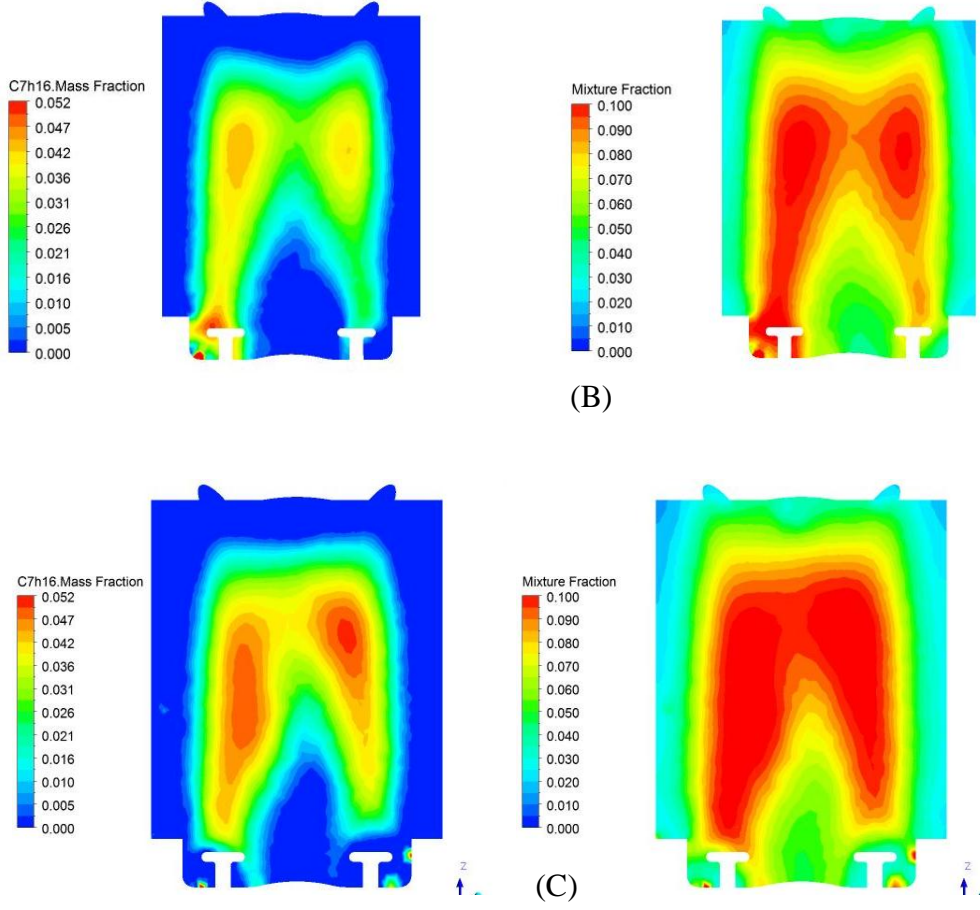
Şekil 7.11. 800 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 2, (C) Durum – 3



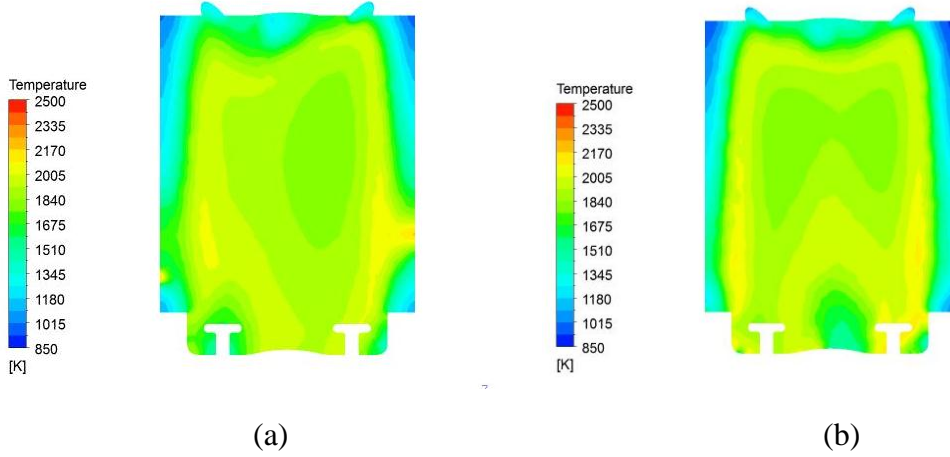
Şekil B.12. 800 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) 1. durum (b) 2. Durum (c) 3. Durum

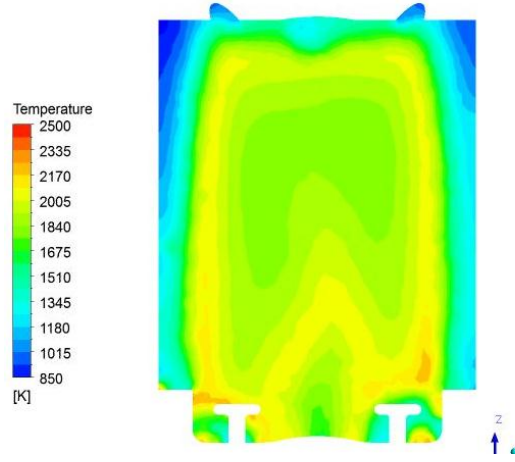






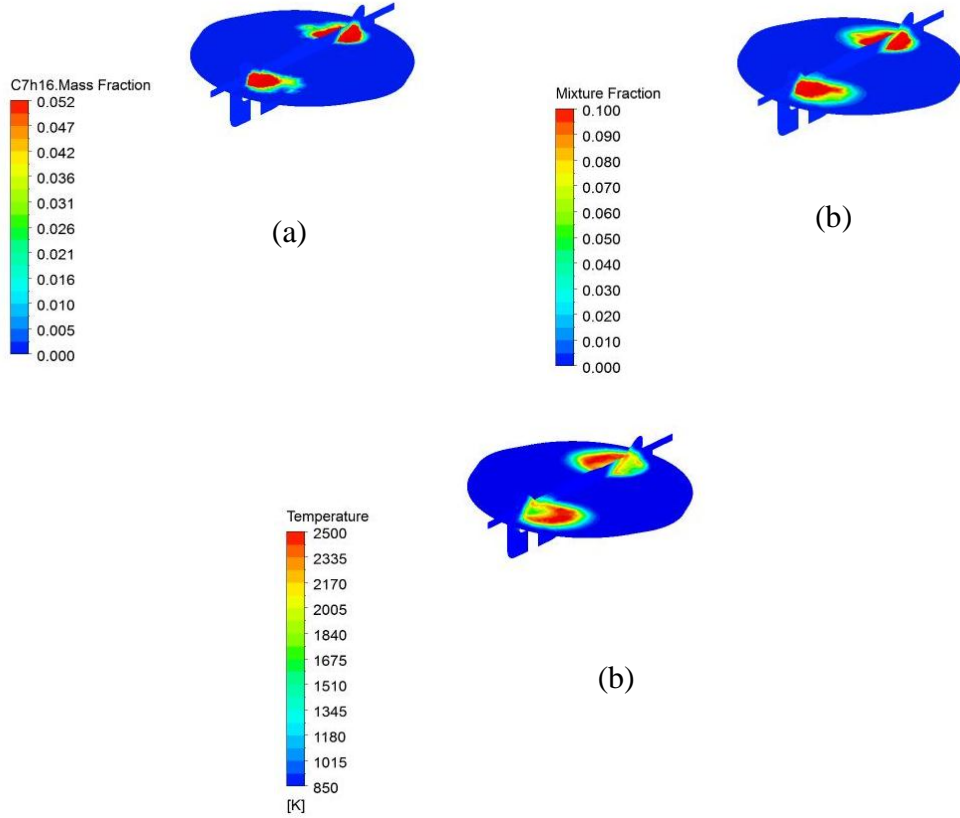
Şekil 7.13. 900 crank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 2, (C) Durum – 3





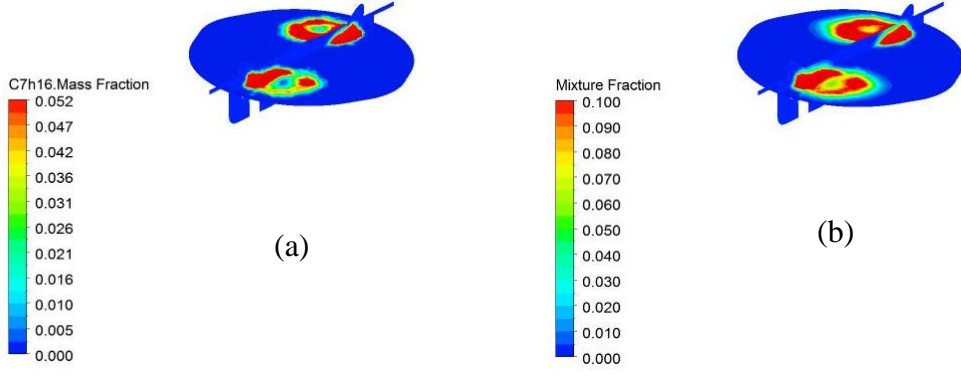
(c)

Şekil 7.14. 900 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) 1. durum (b) 2. Durum (c) 3. durum

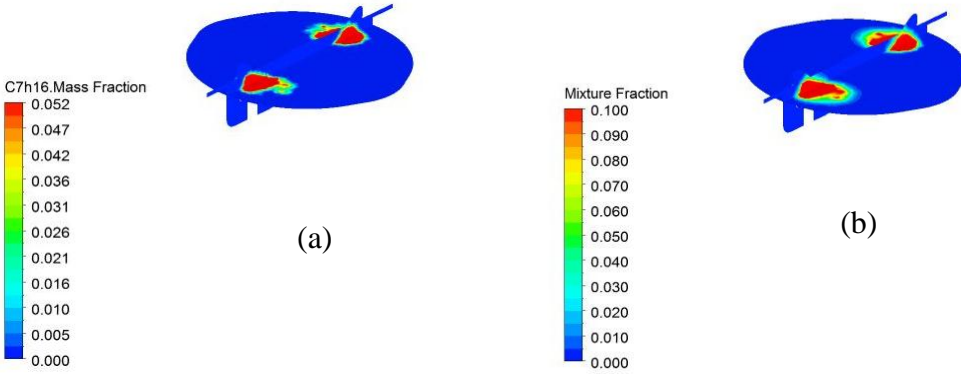


Şekil 7.15. 705 krank açısında 1.durum için kontur değerleri; (a) n-Heptan kütle oranı (b) karışım oranı (c) sıcaklık

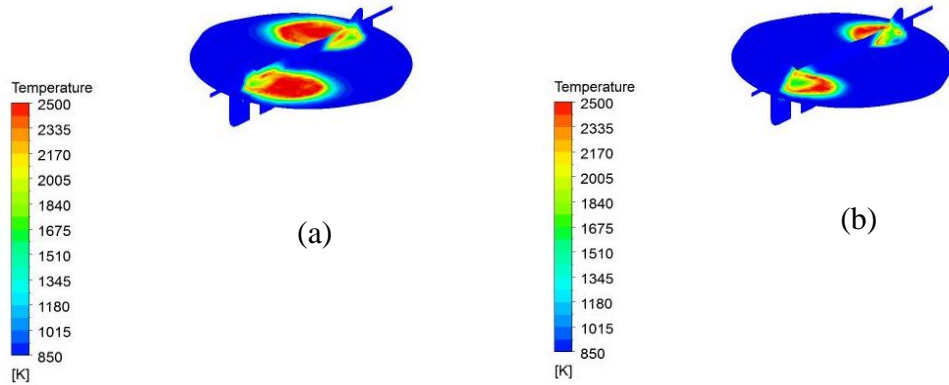




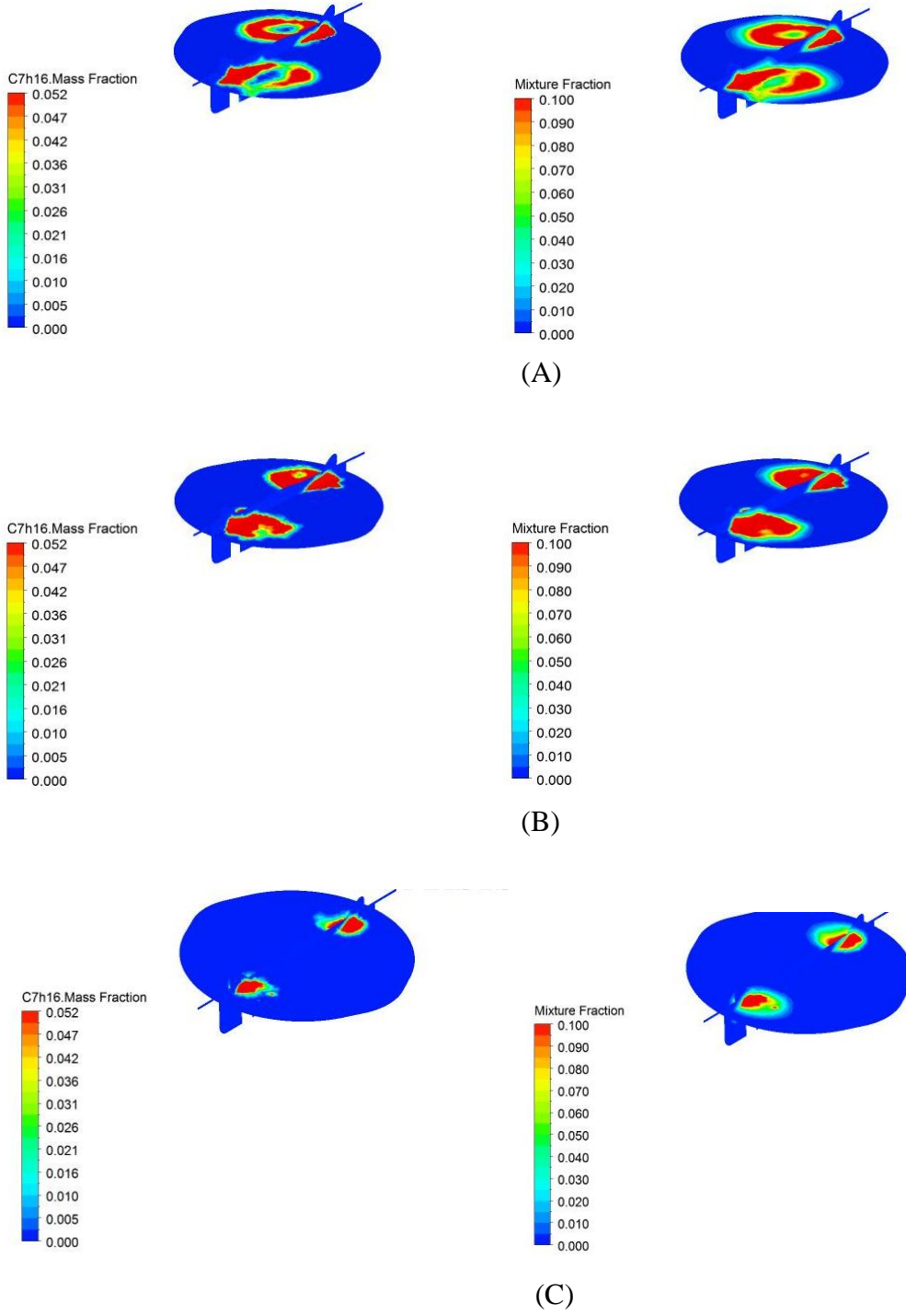
Şekil 7.16. 710 krank açısında 1.durum için kontur değerleri; (a) n-Heptan kütle oranı (b) karışım oranı



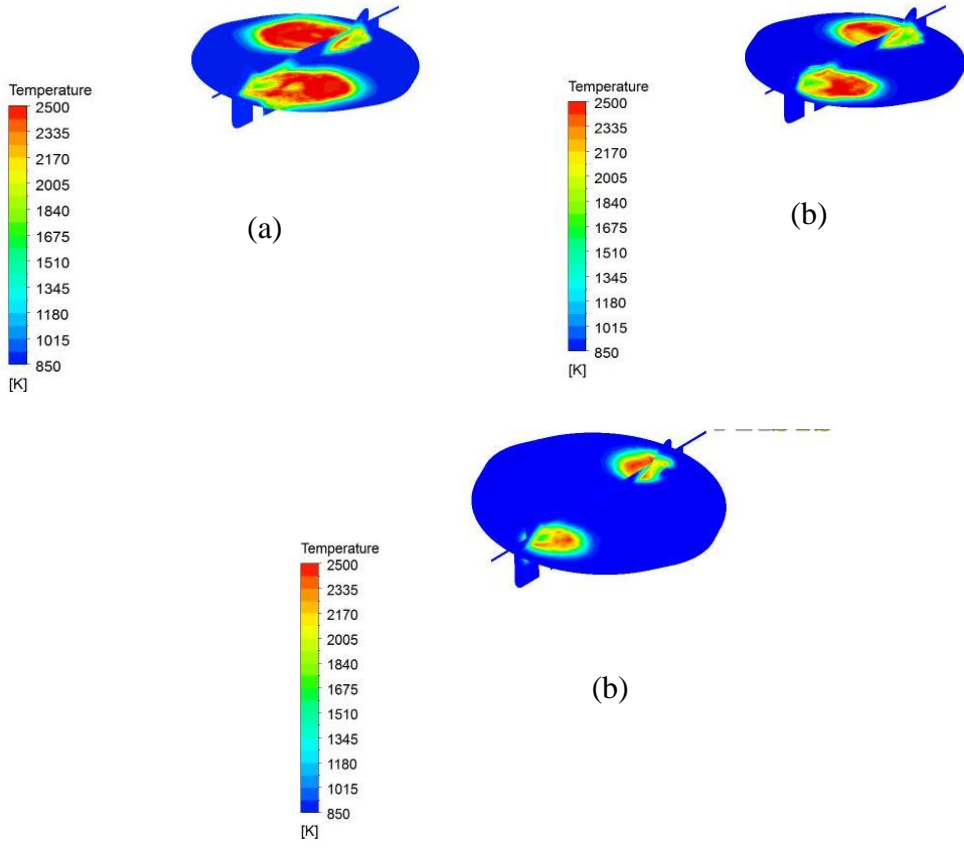
Şekil 7.17. 710 krank açısında 2.durum için kontur değerleri; (a) n-Heptan kütle oranı (b) karışım oranı



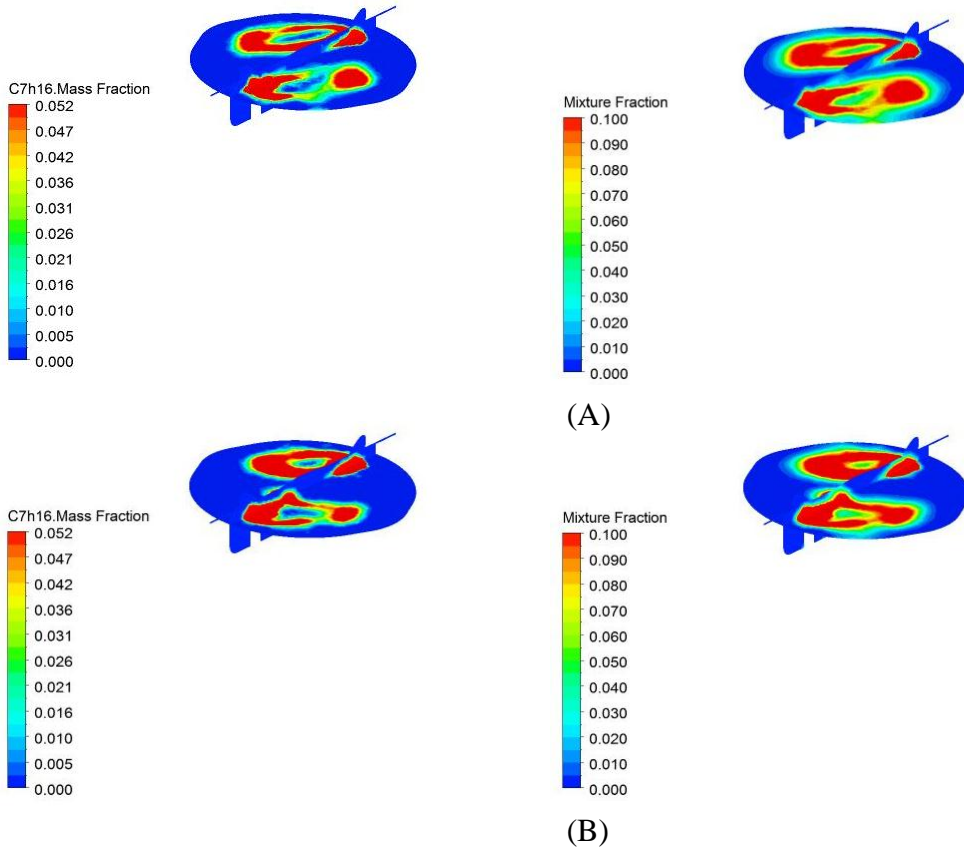
Şekil 7.18. 710 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) Durum - 1 (b) Durum - 2

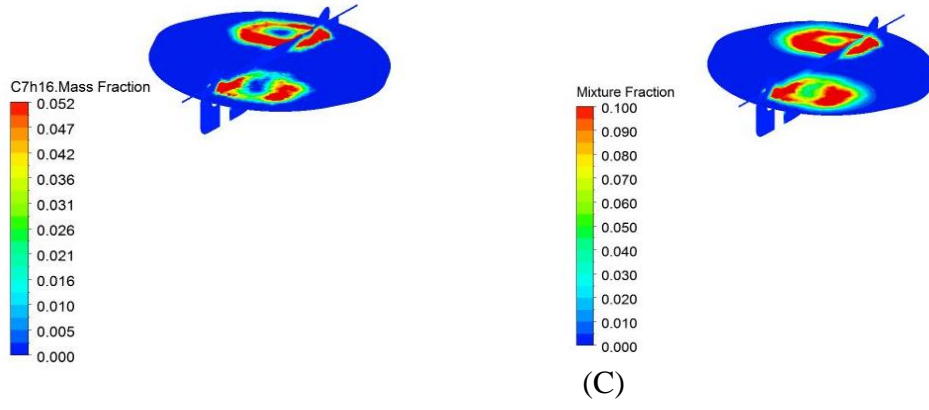


Şekil 7.19. 715 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 2, (C) Durum – 3

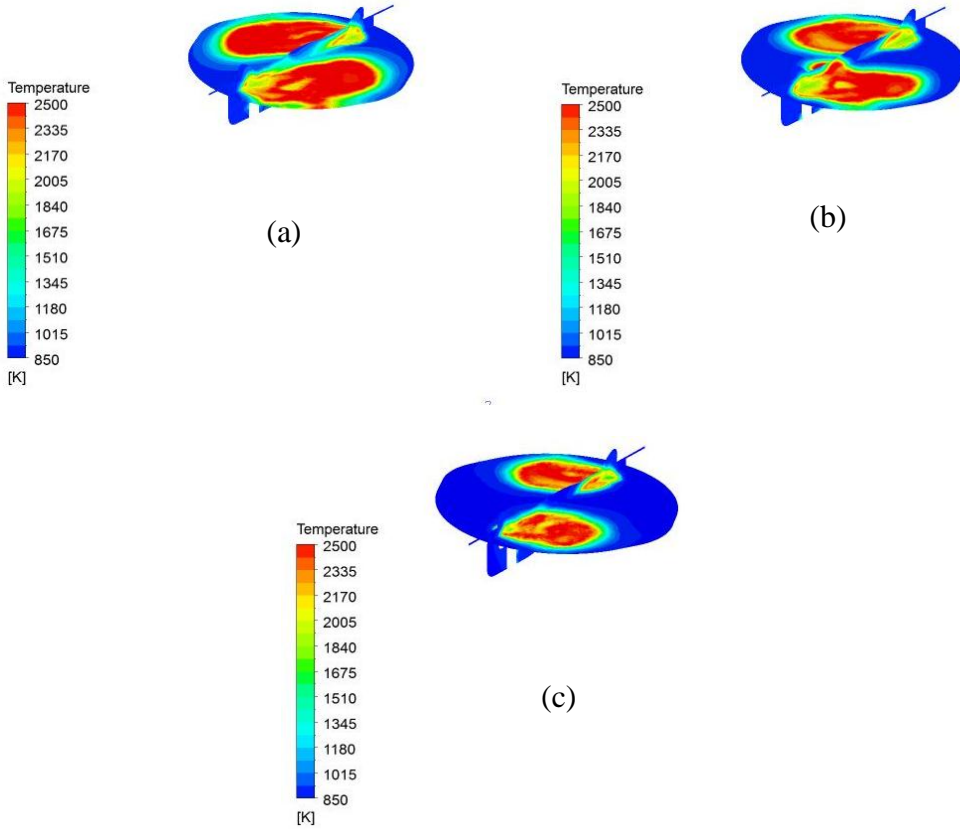


Şekil 7.20. 715 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) Durum – 1 (b) Durum – 2 (c) Durum – 3

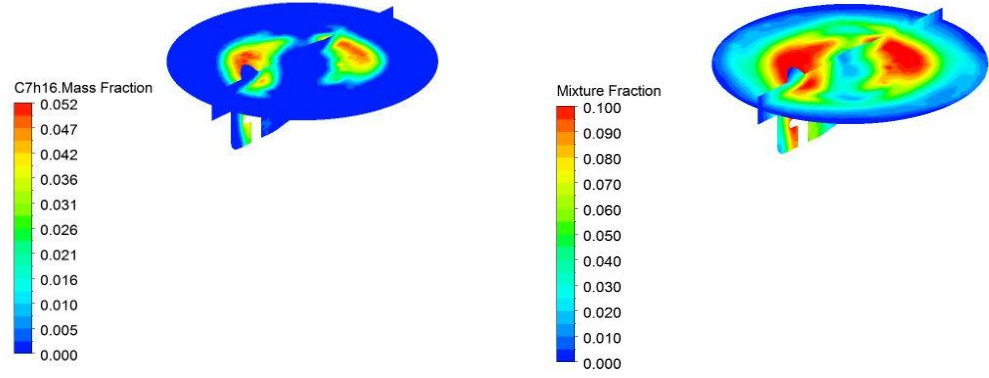




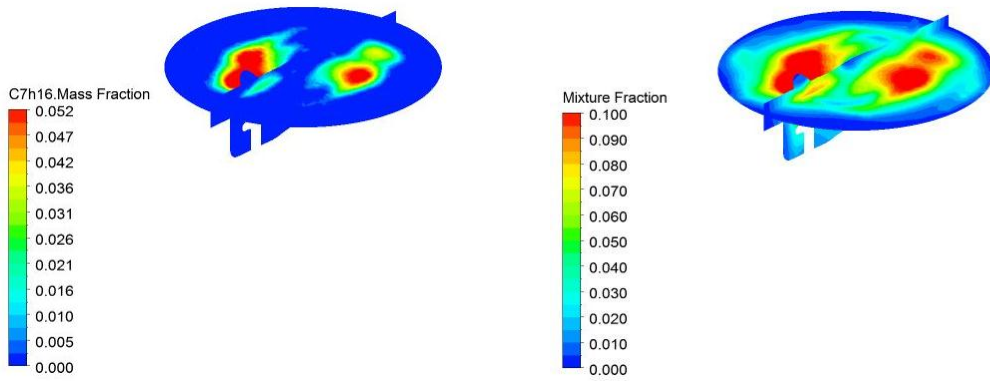
Şekil 7.21. 720 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 2, (C) Durum – 3



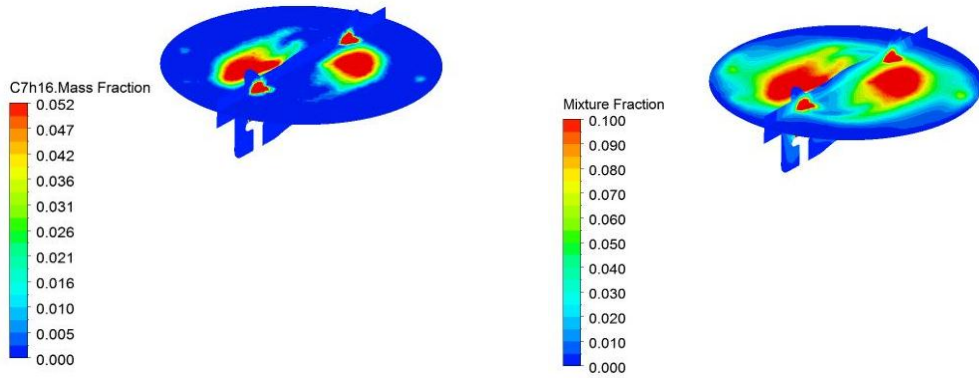
Şekil B.22. 720 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) Durum - 1(b) Durum – 2 (c) Durum – 3



(A)

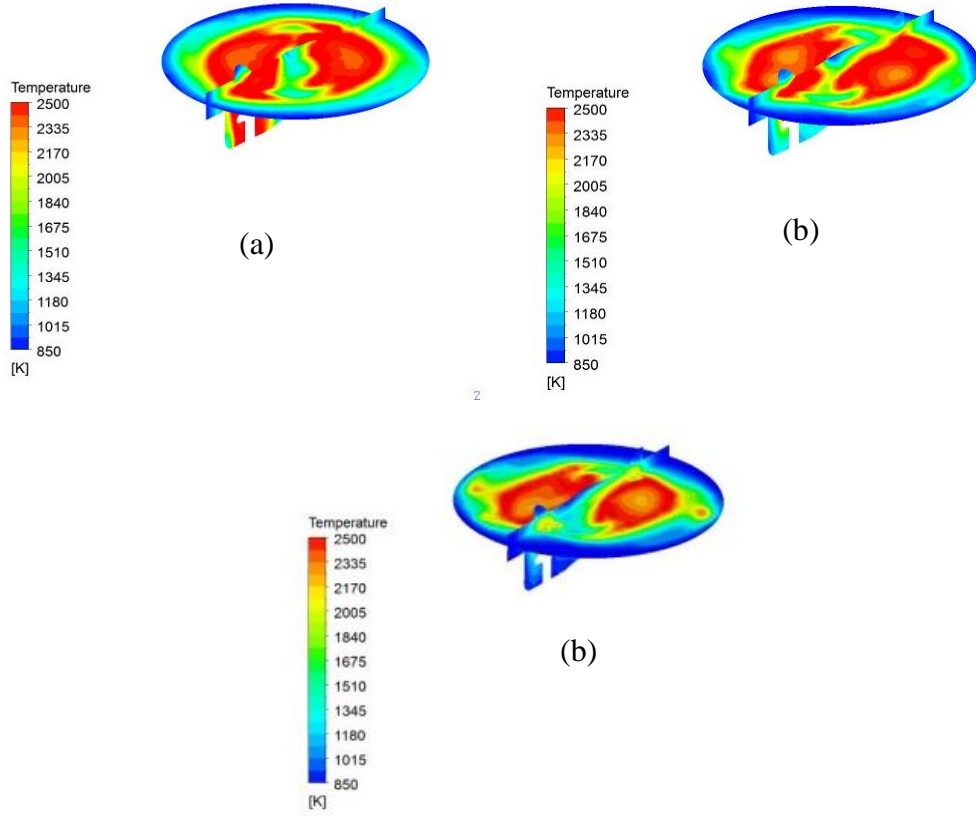


(B)



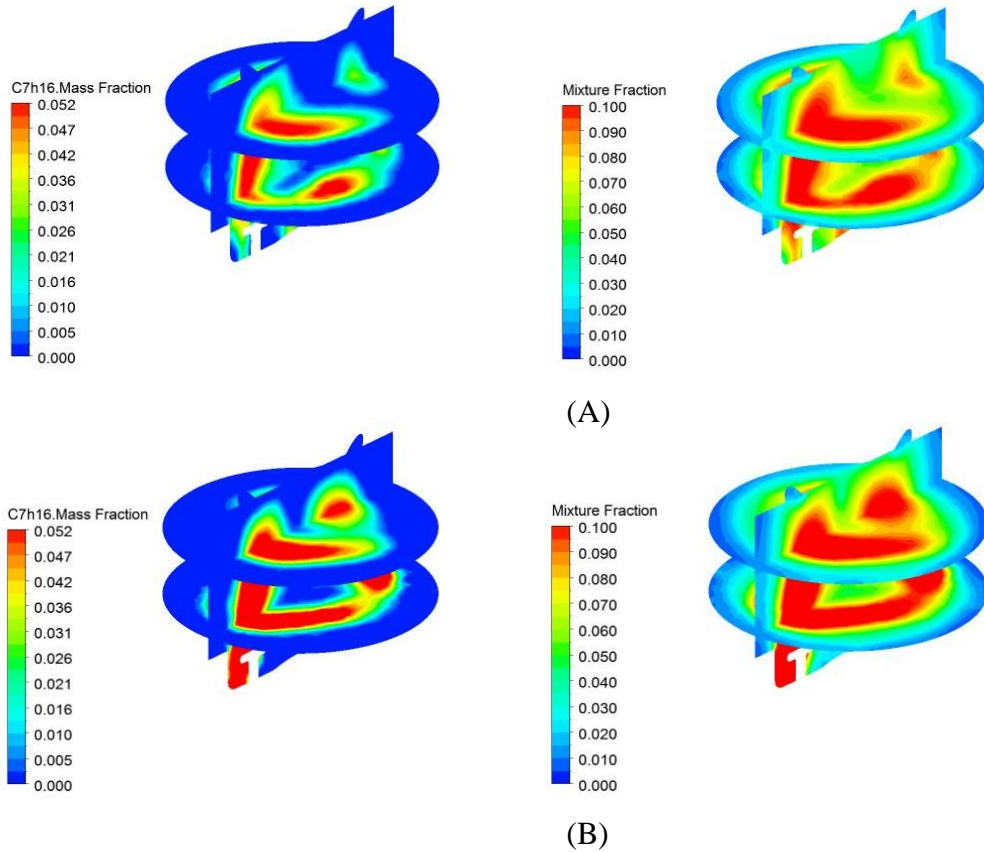
(C)

Şekil 7.23. 750 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 2, (C) Durum – 3

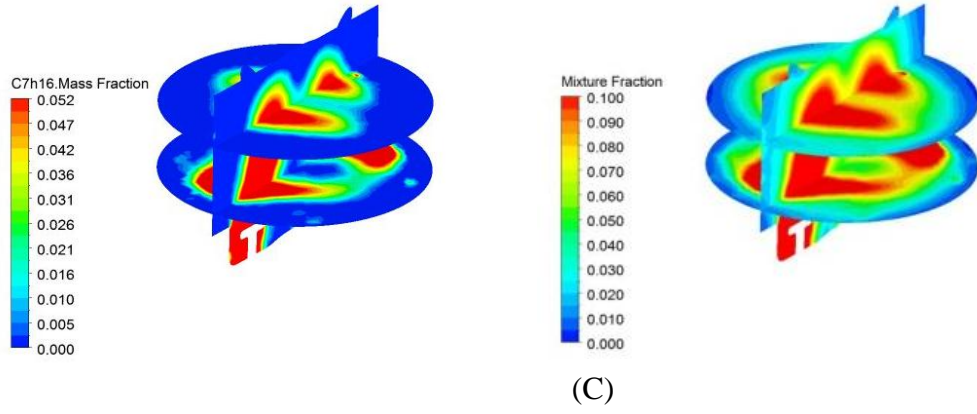


Şekil 7.24. 750 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) Durum – 1(b) Durum – 2

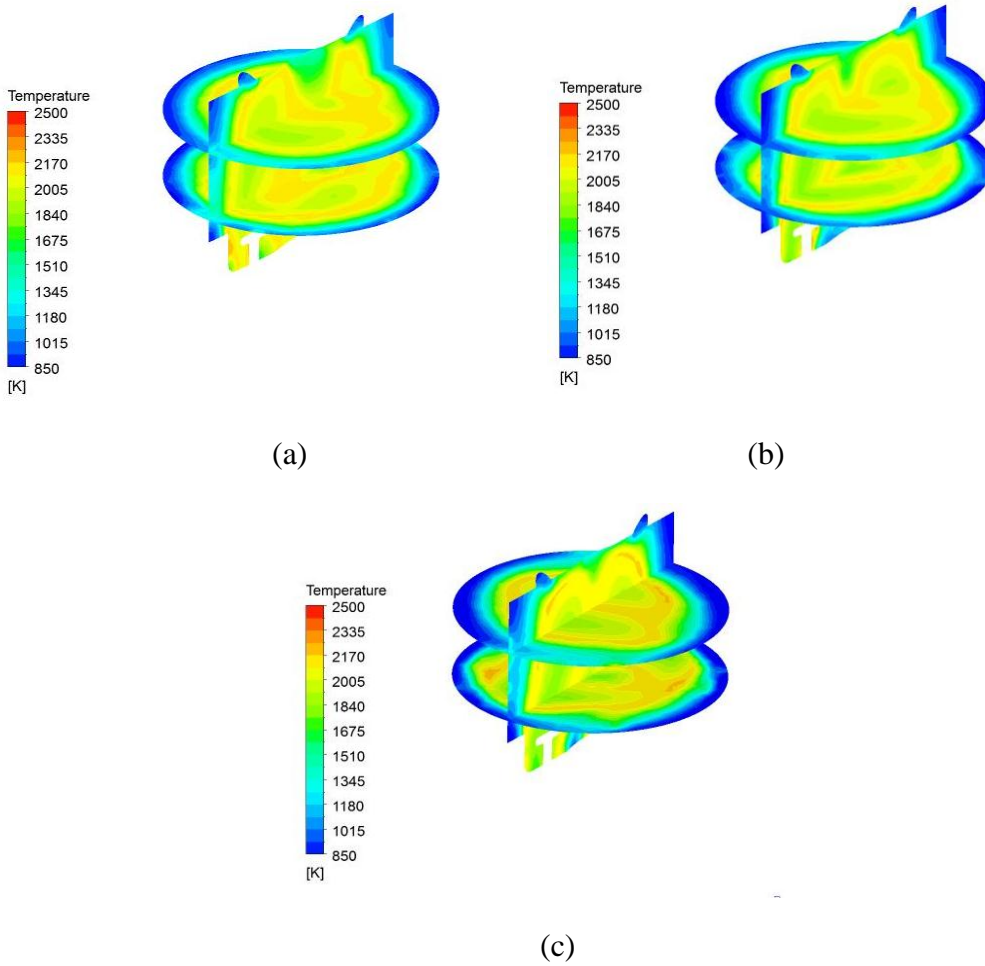
(a) Durum – 3



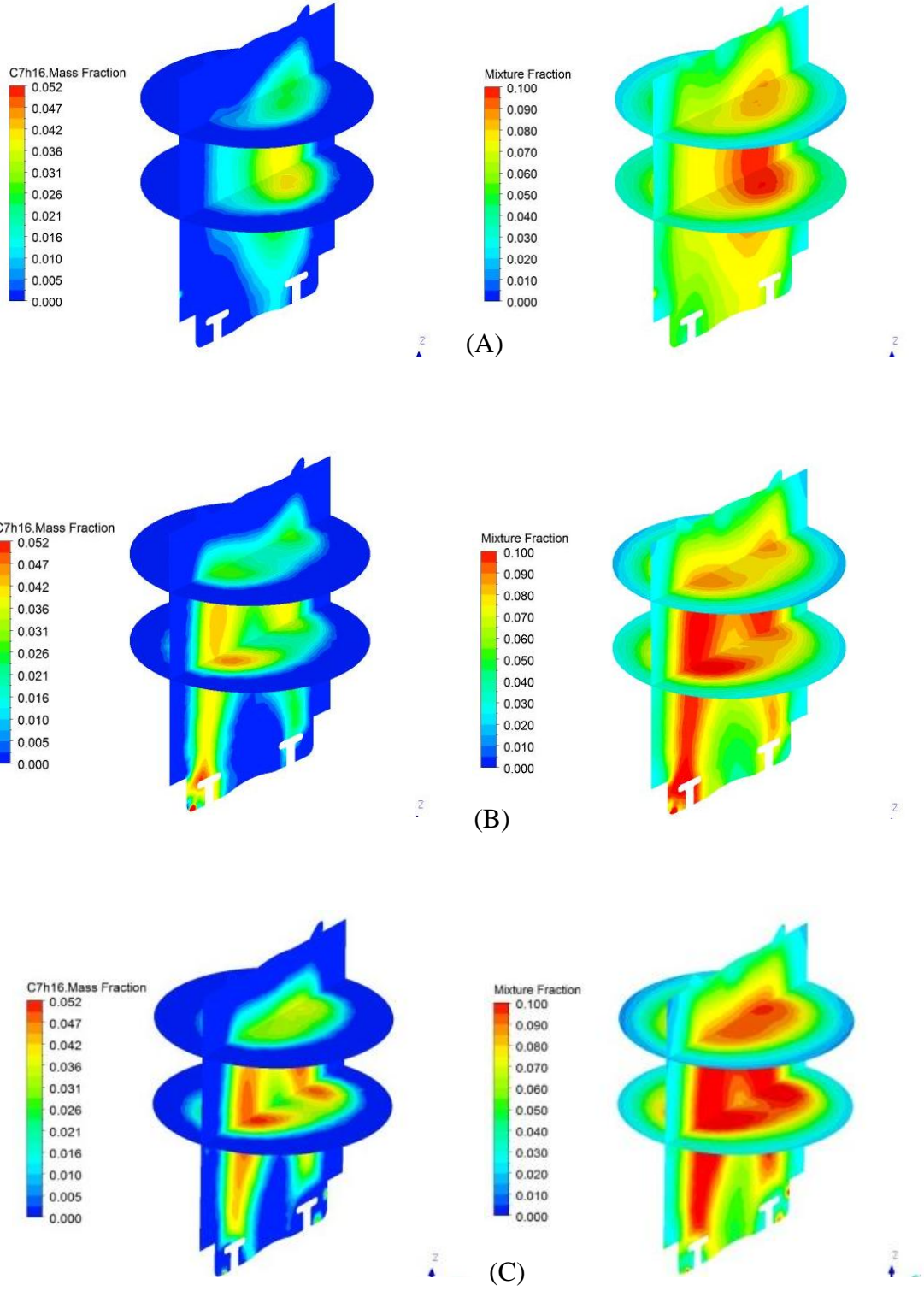




Şekil 7.25. 800 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 2, (C) Durum – 3

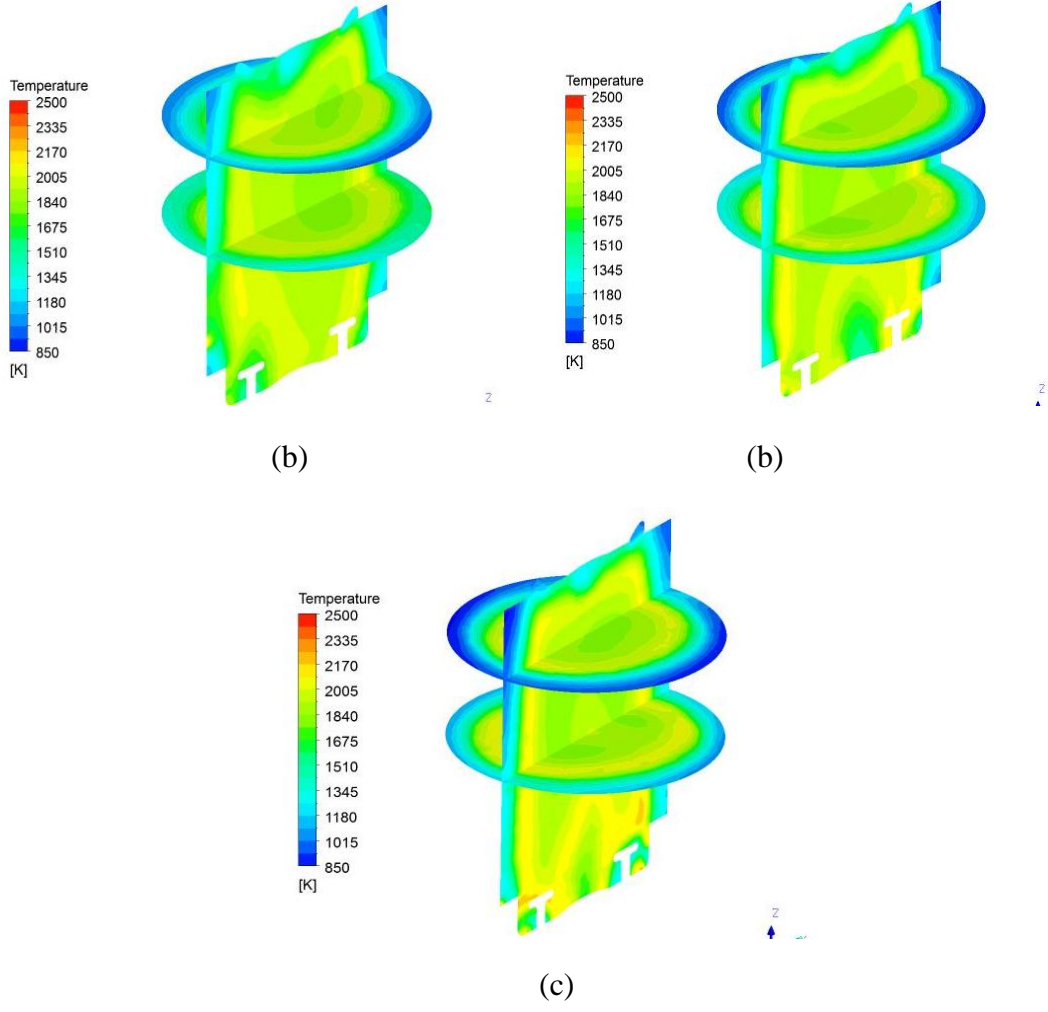


Şekil B.26. 800 krank açısında sıcaklık kontur değerleri;(a) Durum – 1 (b) Durum – 2 (c) Durum – 3



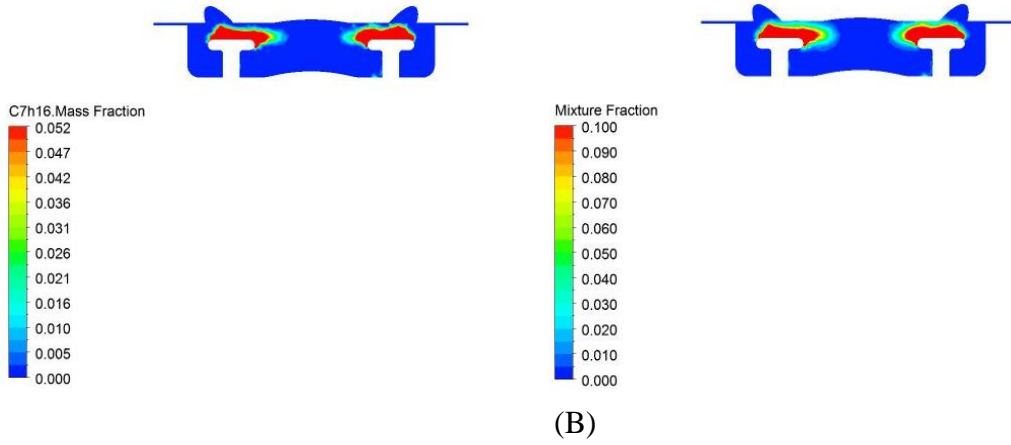
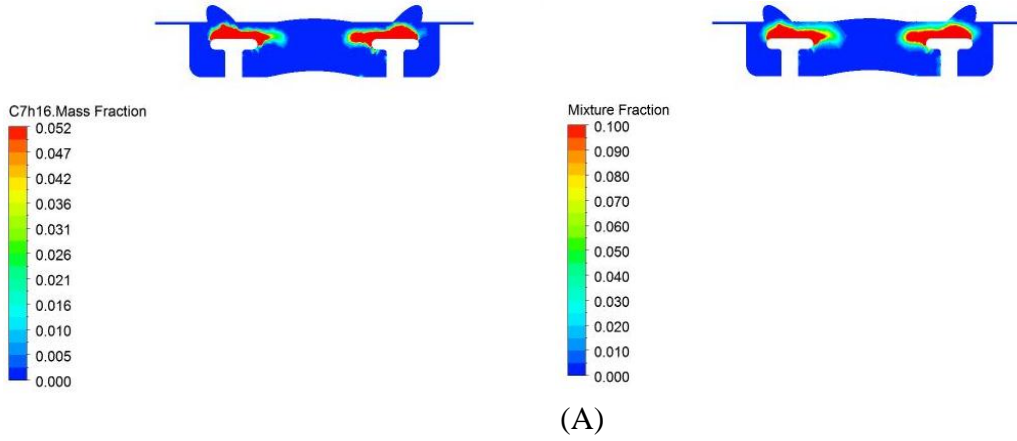
Şekil 7.27. 900 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 2, (C) Durum – 3



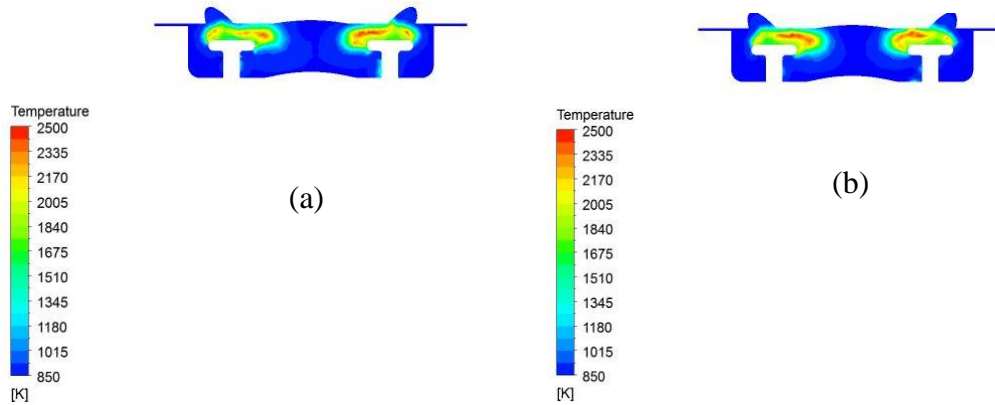


Şekil B.28. 900 krank açısında sıcaklık kontur değerleri;(a)Durum – 1(b) Durum – 2 (c) Durum – 3

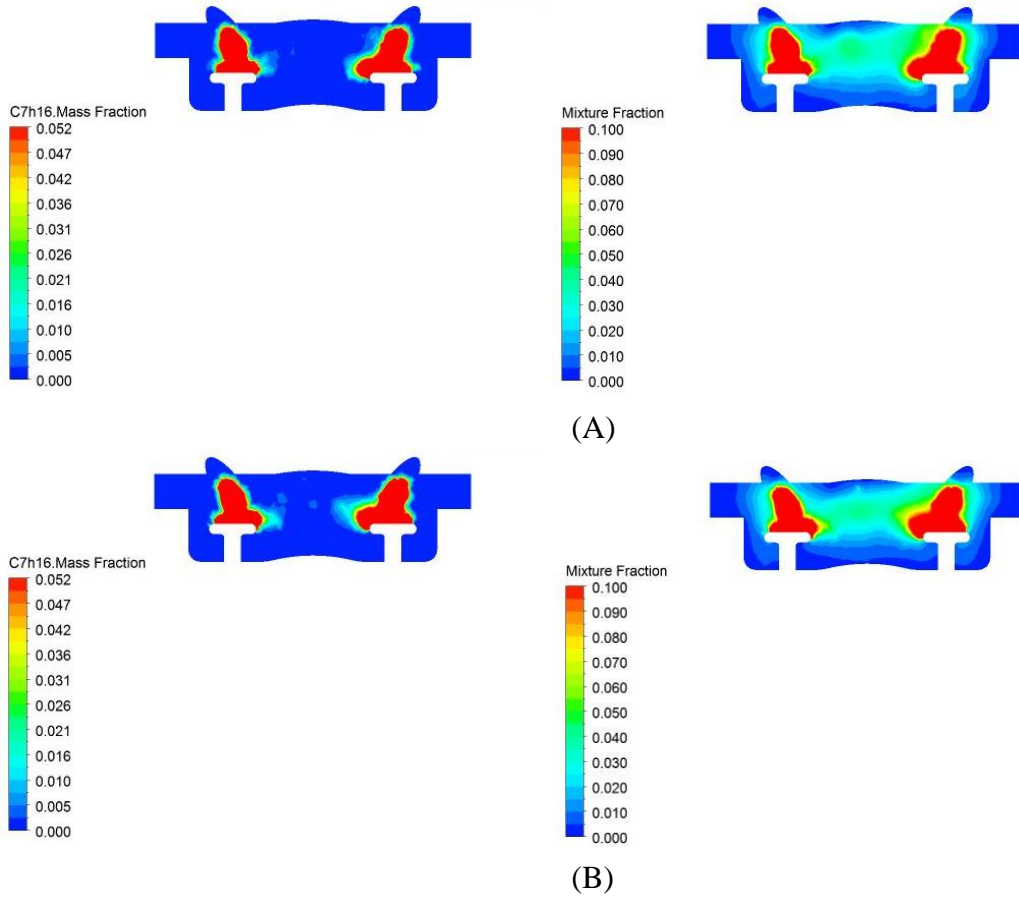
EK – C: Koni açısına bağlı parametrik çalışma sonuç karşılaştırmaları



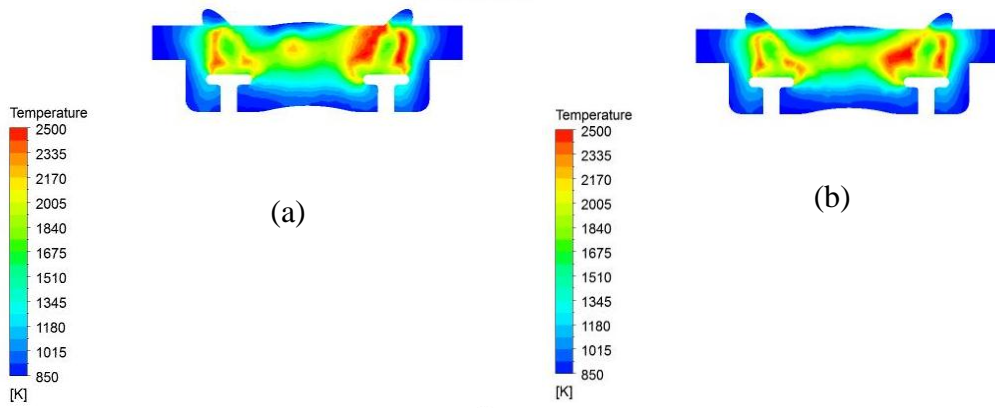
Şekil C.1. 720 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 4



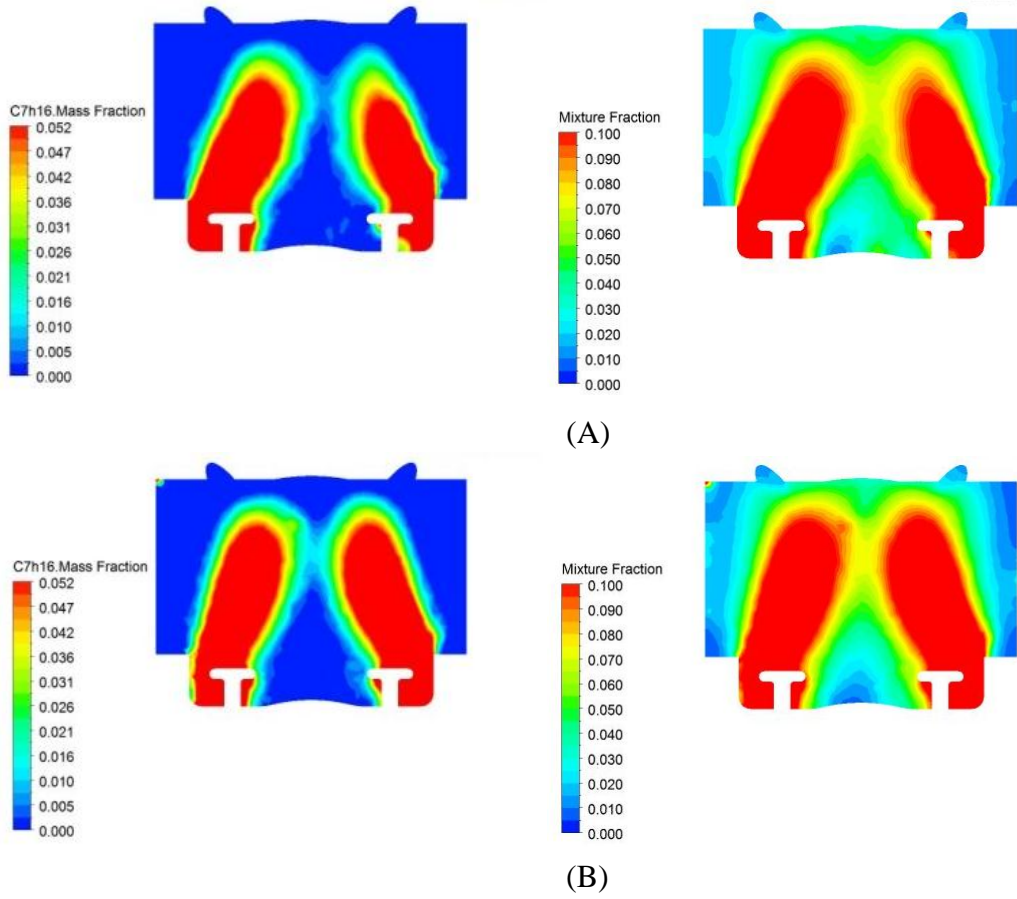
Şekil C.2. 720 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) Durum – 1(b) Durum – 4



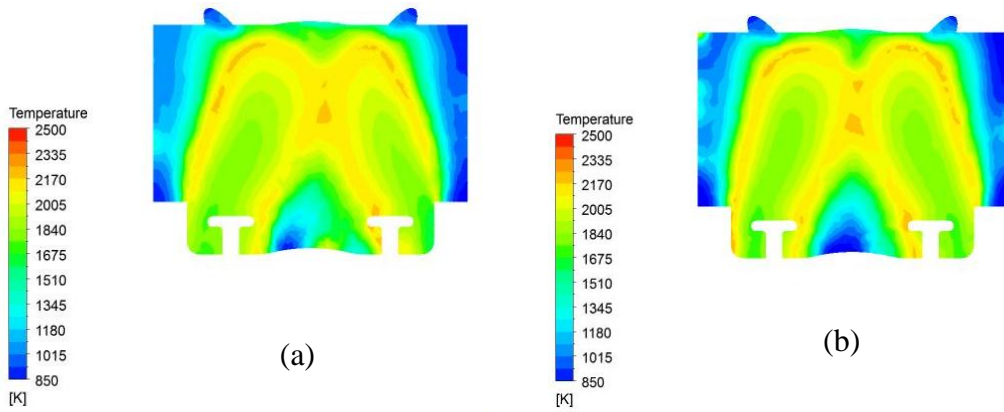
Şekil C.3. 750 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 4



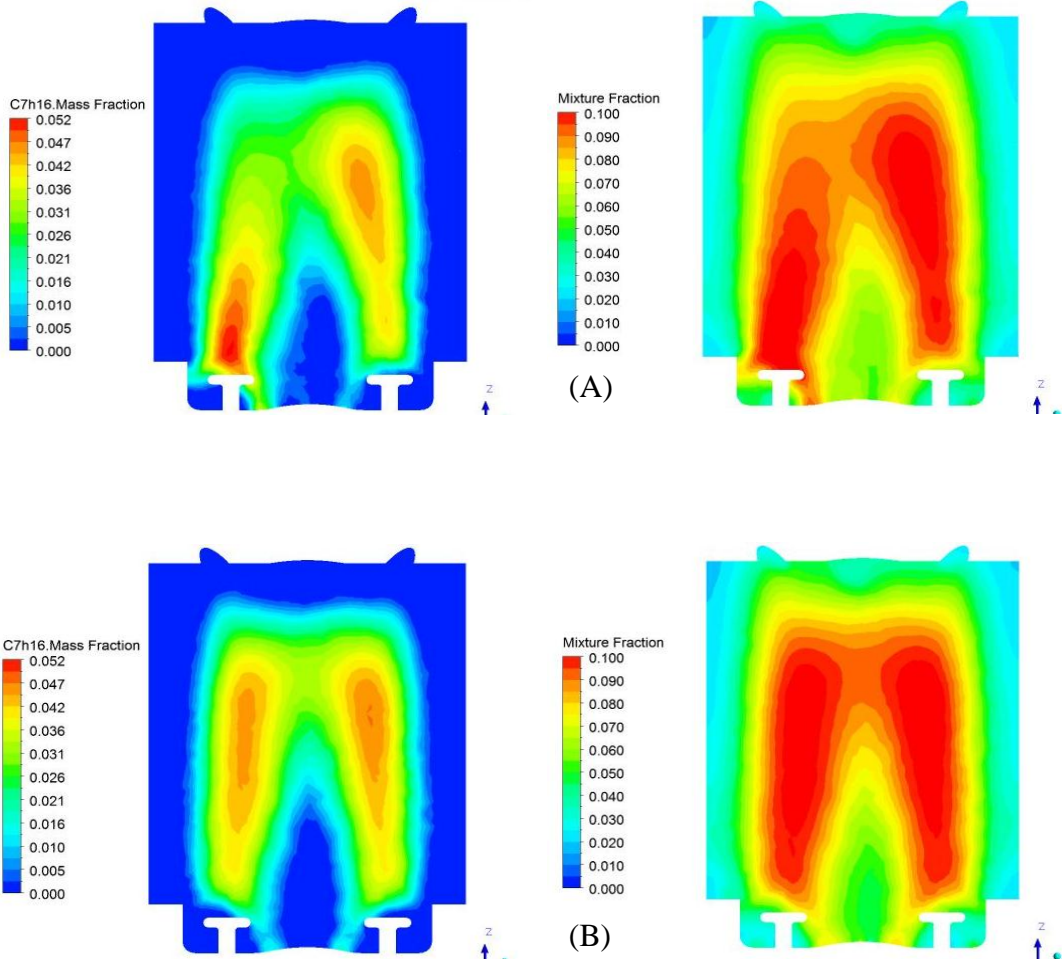
Şekil C.4. 750 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) Durum – 1(b) Durum – 4



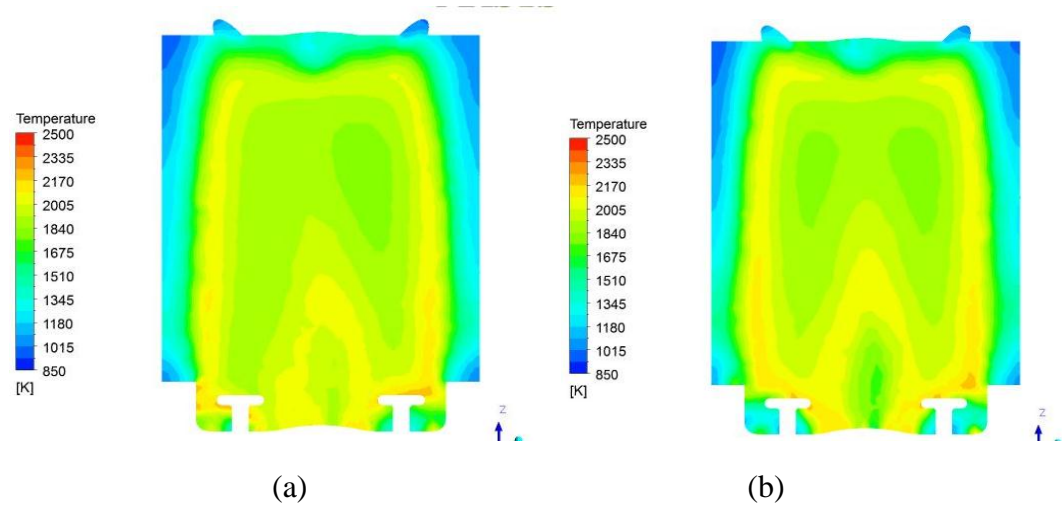
Şekil C.5. 800 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 4



Şekil C.6. 800 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) Durum – 1(b) Durum – 4

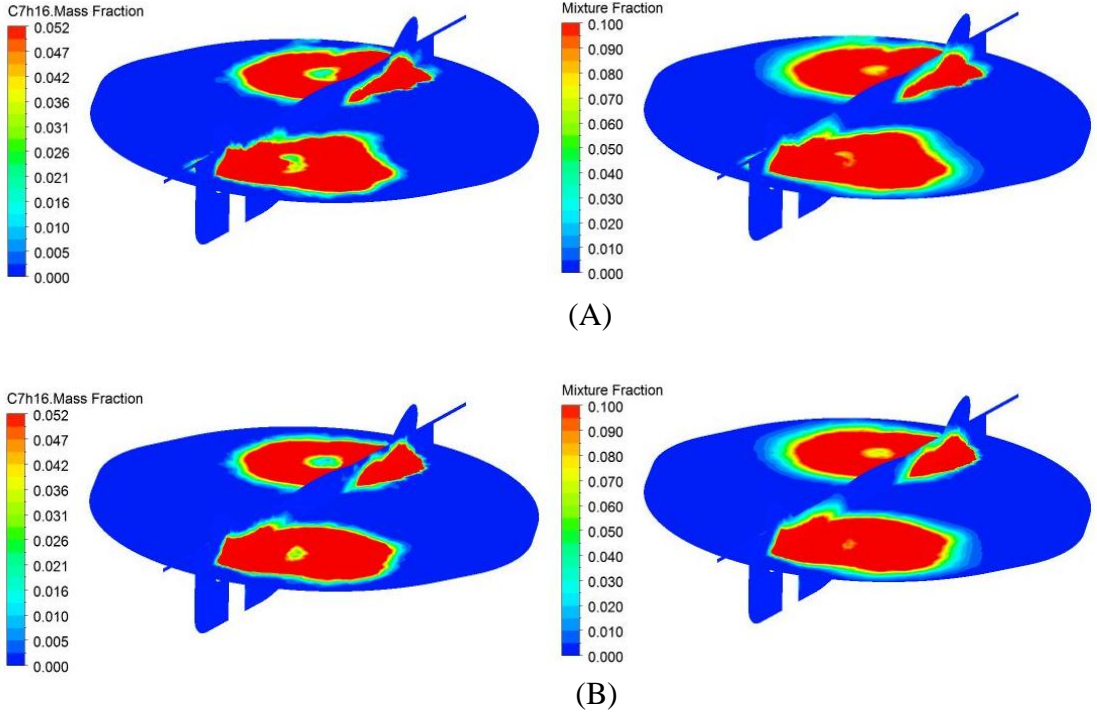


Şekil C.6. 900 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum - 1, (B) Durum - 4

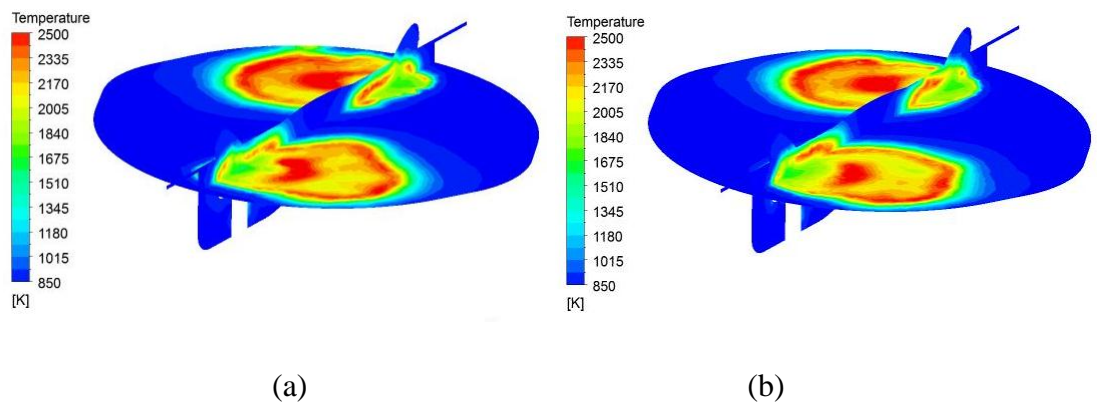


Şekil C.7. 900 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) Durum - 1 (b) Durum - 4

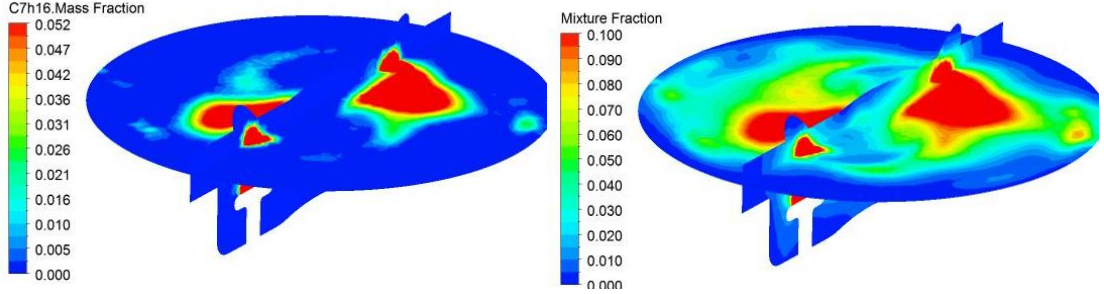




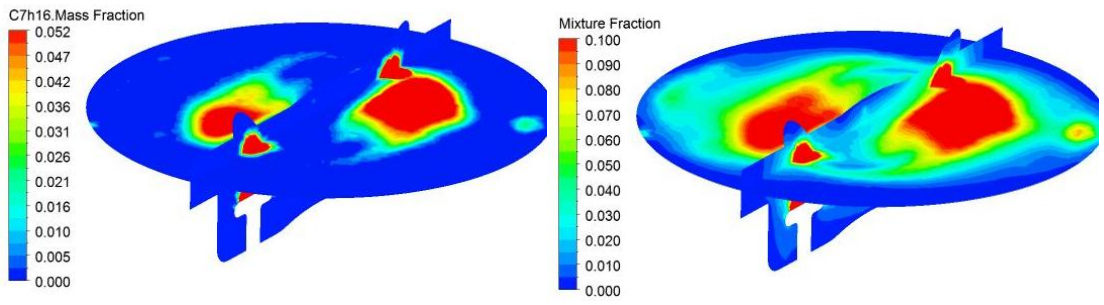
Şekil C.8. 720 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 4



Şekil C.9. 720 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) Durum – 1(b) Durum – 4

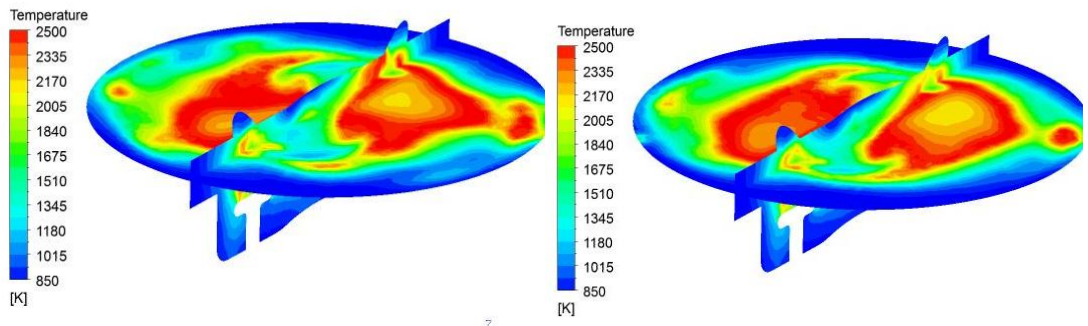


(A)



(B)

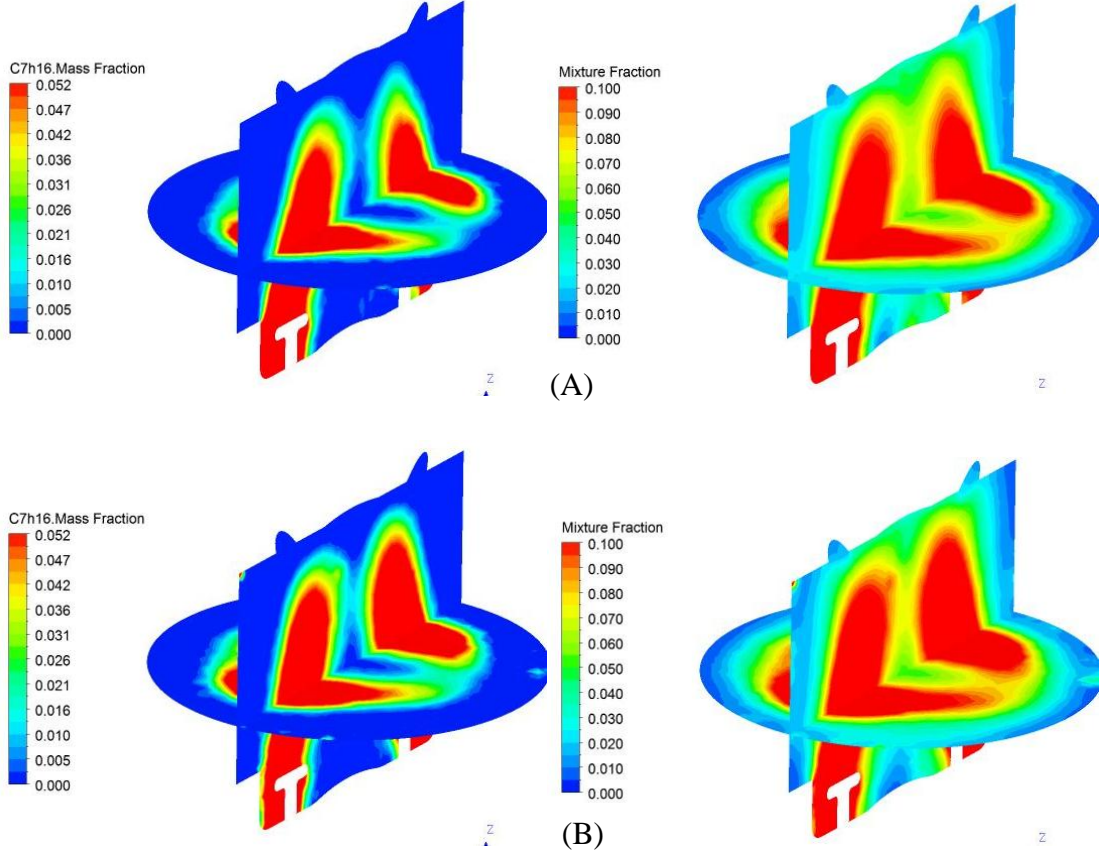
Şekil C.10. 750 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 4



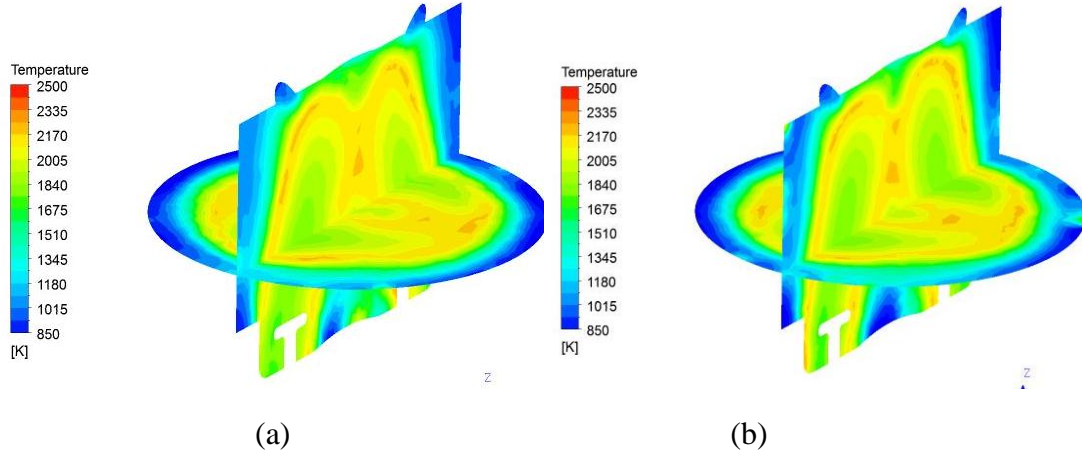
(a)

(b)

Şekil C.11. 750 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) Durum – 1(b) Durum – 4

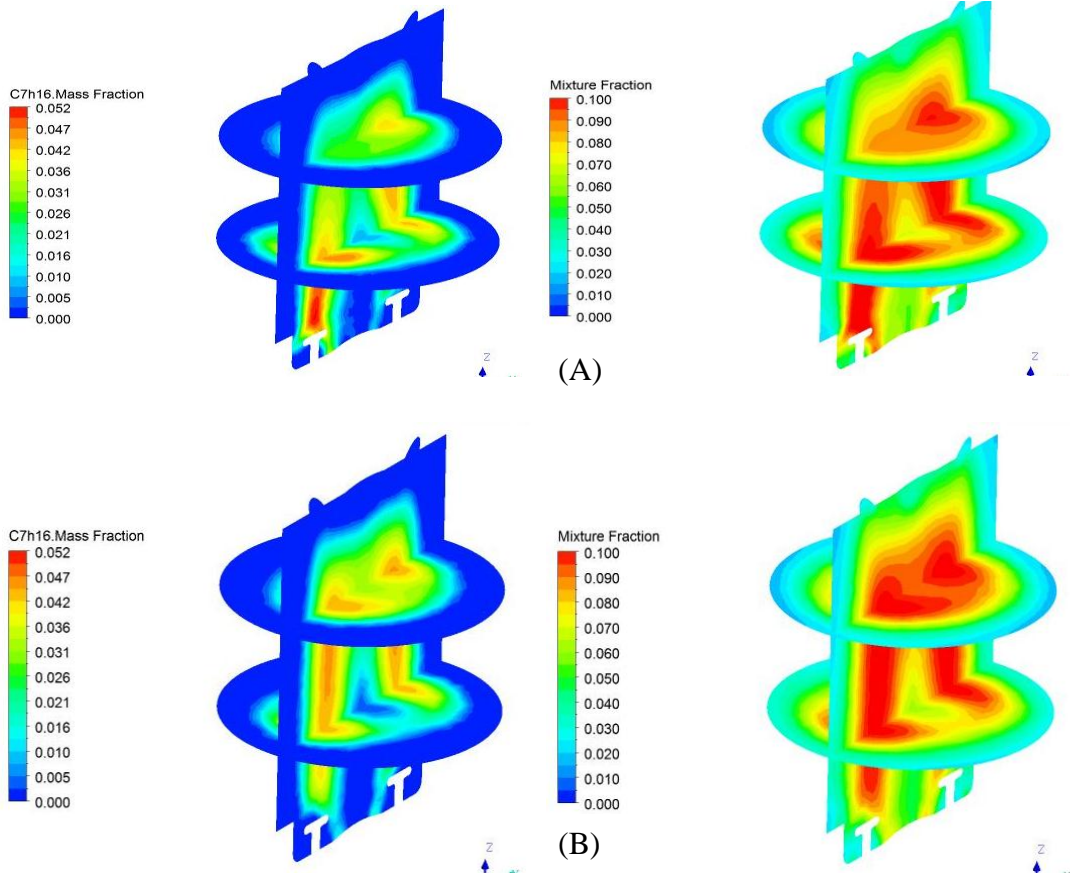


Şekil C.12. 800 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum – 1, (B) Durum – 4

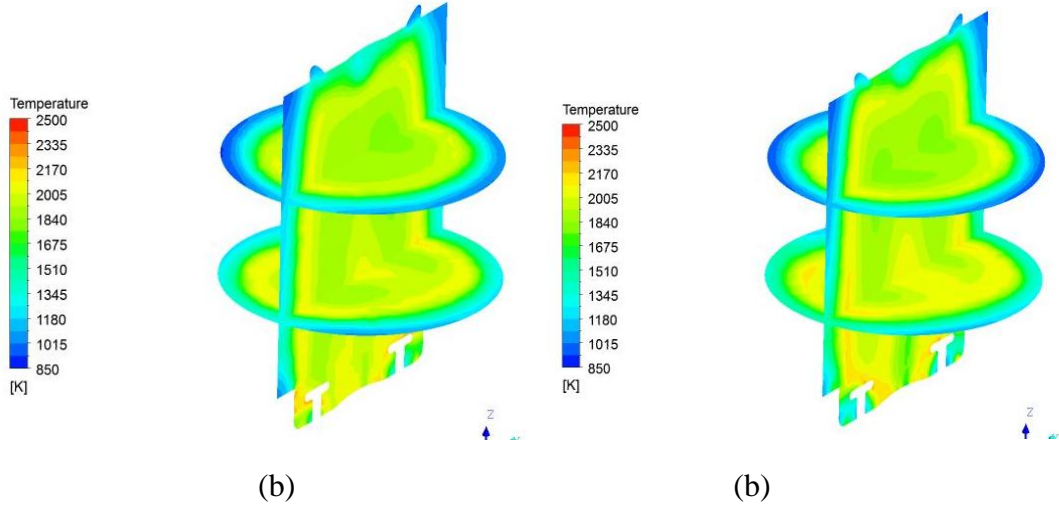


Şekil C.13. 800 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) Durum – 1(b) Durum – 4





Şekil C.14. 900 krank açısında: SOL: n-Heptan kütle oranı, SAĞ: Karışım oranı kontur değerleri; (A) Durum - 1, (B) Durum - 4



Şekil C.15. 900 krank açısında sıcaklık kontur değerleri; (a) Durum - 1(b) Durum - 4

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : CÜCEN, Ahmet  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 20.03.1985 Ankara  
Medeni hali : Bekar  
Telefon : 0 (554) 308 21 16  
e-mail : ahmet.cucen@dogumotor.com.tr/

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Kırıkkale Üniversitesi/Makine Mühendisliği	2008

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2009-20011	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

### Yabancı Dil

İngilizce