

**İÇTEN YANMALI BİR MOTORDA HESAPLAMALI
AKIŞKANLAR DİNAMIĞI (HAD) METODUYLA
DOĞALGAZIN YANMA ANALİZİ**

**2015
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

Süleyman Enes HACİBEKTAŞOĞLU

**İÇTEN YANMALI BİR MOTORDA HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMIĞI (HAD) METODUYLA DOĞALGAZIN YANMA ANALİZİ**

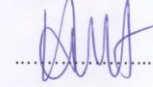
Süleyman Enes HACIBEKTAŞOĞLU

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır.**

**KARABÜK
Temmuz 2015**

Süleyman Enes HACİBEKTAŞOĞLU tarafından hazırlanan "İÇTEN YANMALI BİR MOTORDA HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) METODUYLA DOĞALGAZIN YANMA ANALİZİ" başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Hüseyin KURT
Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 29 / 07 / 2015

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Doç. Dr. Kamil ARSLAN (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Hüseyin KURT (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Yusuf ÇAY (SAÜ)



...../...../ 2015

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nevin AYTEMİZ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Süleyman Enes HACIBEKTAŞOĞLU

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

İÇTEN YANMALI BİR MOTORDA HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) METODUYLA DOĞALGAZIN YANMA ANALİZİ

Süleyman Enes HACİBEKTAŞOĞLU

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Doç. Dr. Hüseyin KURT

Temmuz 2015, 124 sayfa

Bu çalışmada, ANSYS Fluent (R15.0) ticari yazılımı kullanılarak dört zamanlı içten yanmalı bir motorun yanma odası modellenmiş ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) metoduyla doğalgazın yanma analizi yapılmıştır. Analizler 2400, 3200, 3600 ve 4000 d/dk motor devirlerinde ve 64, 92 ve 112 mm piston strok değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Değişen motor devir sayılarına ve her bir motor devri için değişen piston stroklarına göre yanma analizleri gerçekleştirilerek, yanma sonucunda silindir içinde oluşan doğalgaz kütle fraksiyonu, ortamın sıcaklık ve basınç parametrelerindeki değişimler, KA değerindeki değişime bağlı olarak incelenmiştir.

Analizlerden elde edilen sonuçlara göre, devir sayısı sabitken artan piston stroku değerine bağlı olarak silindir içindeki doğalgazın kütle fraksiyonunda az miktarda artış, ortamın sıcaklık ve basınç değerlerinde ise azalma görülmüştür. Ayrıca sabit piston strok değerlerinde, doğalgaz kütle fraksiyonunda artan devir sayısı ile doğru

orantılı bir artış, ortamın sıcaklık ve basınç değerlerinde ise ters orantılı bir azalma olduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler : İçten yanmalı motor, doğalgaz, yanma analizi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD).

Bilim Kodu : 914.1.012

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

NATURAL GAS COMBUSTION ANALYSIS IN AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD) METHOD

Süleyman Enes HACIBEKTAŞOĞLU

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Assoc. Prof. Dr. Hüseyin KURT

July 2015, 124 pages

In this study, a four strokes internal combustion engine's combustion chamber was modelled and combustion process of natural gas was analyzed using computational fluid Dynamics (CFD) method by means of ANSYS Fluent (R15.0) commercial software. Analyses were realized at 2400, 3200, 3600 and 4000 rpm engine speeds for 64, 92 and 112 mm piston strokes. According to changing engine speeds and changing piston strokes for each engine speed, combustion analyses were realized and at the end of combustion, changes of natural gas mass fraction occurring in the cylinder, ambient temperature and pressure parameters were investigated depends on changing crank angle.

According to results which were obtained from analyses, at fixed engine speed, it was seen that natural gas mass fraction occurring in cylinder increased in small

quantities, ambient temperature and pressure decreased depends on increasing piston stroke values. Also, at fixed piston stroke values, it was observed that natural gas mass fraction increased directly proportional, ambient temperature and pressure values decreased inversely proportional with increasing engine speed.

Keywords : Internal combustion engine, natural gas, combustion analysis, computational fluid dynamics (CFD).

Science Code : 914.1.012

TEŞEKKÜR

Bu tez alıőmasının yapılmasında ilgi ve desteğini esirgemeyen, gerektiğinde değerli bilgi birikimi ve tecrübelerini benimle paylaşan, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle tezin tamamlanmasına ivme kazandıran ok değerli hocam Do. Dr. Hüseyin KURT'a sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

ANSYS Fluent (R15.0) programının kullanımı ve analizlerin gerçekleştirilmesi aşamasında yardımını benden esirgemeyen değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Engin GEDİK'e de teőekkürü bir borç bilirim.

Manevi desteğiyle yanımda olan arkadaşım, meslektaőım Arő. Gör. Emre YAZICI'ya da teőekkürlerimi sunarım.

Tezin yazılmasındaki meőakkatli süreçte benden maddi ve manevi desteğini esirgemeyen, motivasyonumu kaybettiğim anlarda varlığıyla ve teővikleriyle beni mutlu ve işime motive eden sevgili Arő. Gör. Rukiye BEKÇİ'ye de tüm kalbimle teőekkürlerimi sunarım.

Maddi ve manevi destekleriyle her an varlıklarını yanımda hissettiğim değerli annem, babam, erkek kardeőim ve kız kardeőime de sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xviii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xix
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ.....	1
1.1. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KULLANILAN ALTERNATİF YAKITLAR	2
1.1.1. Metanol.....	3
1.1.2. Etanol.....	6
1.1.3. Hidrojen	7
1.1.4. Propan.....	10
1.1.5. Doğalgaz (Metan)	14
1.1.5.1. Doğalgazın Yakıt Özellikleri	14
1.1.5.2. Taşıtlarda Doğalgaz Kullanımı	15
1.2. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA AKIŞ VE YANMA MODELLEMELERİ.....	22
1.2.1. Motorlarda Türbülans	23
1.2.2. Motorlarda Yanma Modellemesi	25
BÖLÜM 2	27
LİTERATÜR ÖZETİ.....	27

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 3	33
MATERYAL METOT	33
3.1. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)	33
3.2. MATEMATİKSEL MODEL	36
3.3. KORUNUM DENKLEMLERİ VE TÜRBÜLANS MODELLERİ	37
3.3.1. Kütle Korunumu Denklemi	37
3.3.2. Momentumun Korunumu Denklemi.....	38
3.3.3. Enerjinin Korunumu Denklemi	38
3.3.4. Türbülans Modelleri	39
3.4. 3D MODELİN SİMÜLASYONU.....	41
3.4.1. Modelin Hazırlanması	41
3.4.2. Dynamic Mesh Ayarları	43
3.4.3. UDF (User Defined Function) Tanımlama.....	45
3.4.4. Model Özelliklerinin Belirlenmesi	46
3.4.5. Sınır Koşullarının Belirlenmesi	48
3.4.6. Çözüm Yönteminin Belirlenmesi	49
3.4.7. Hesaplama Ayarları	50
 BÖLÜM 4	 51
BULGULAR.....	51
4.1. DEĞİŞEN DEVİR SAYISI VE PİSTON STROK DEĞERLERİNE GÖRE SİLİNDİR İÇİ DOĞALGAZ KÜTLE FRAKSİYONU VE SICAKLIK DEĞİŞİMİ.....	51
4.1.1. 2400 d/dk İçin Silindir İçi Doğalgaz Kütle Fraksiyonları ve Sıcaklık Dağılımı.....	52
4.1.2. 3200 d/dk İçin Silindir İçi Doğalgaz Kütle Fraksiyonları ve Sıcaklık Dağılımı.....	62
4.1.3. 3600 d/dk İçin Silindir İçi Doğalgaz Kütle Fraksiyonları ve Sıcaklık Dağılımı.....	73
4.1.4. 4000 d/dk İçin Silindir İçi Doğalgaz Kütle Fraksiyonları ve Sıcaklık Dağılımı.....	83
4.2. DEĞİŞEN DEVİR SAYISI VE PİSTON STROK DEĞERLERİNE GÖRE SİLİNDİR İÇİ DOĞALGAZ KÜTLE FRAKSİYONU, SICAKLIK VE BASINÇ DEĞİŞİMİ	94

4.2.1. Sabit Devir Sayılarında Silindir İçi Doğalgaz Kütle Fraksiyonu, Sıcaklık ve Basınç Parametrelerinin Piston Strok Değerlerine Göre Değişimi	94
4.2.1.1. 2400 d/dk İçin Silindir İçindeki Doğalgaz Kütle Fraksiyonunun Piston Stroklarına Göre Değişimi	94
4.2.1.2. 2400 d/dk İçin Silindir İçi Sıcaklığın Piston Stroklarına Göre Değişimi	95
4.2.1.3. 2400 d/dk İçin Silindir İçi Basıncın Piston Stroklarına Göre Değişimi	96
4.2.1.4. 3200 d/dk İçin Silindir İçindeki Doğalgaz Kütle Fraksiyonunun Piston Stroklarına Göre Değişimi	97
4.2.1.5. 3200 d/dk İçin Silindir İçi Sıcaklığın Piston Stroklarına Göre Değişimi	98
4.2.1.6. 3200 d/dk İçin Silindir İçi Basıncın Piston Stroklarına Göre Değişimi	99
4.2.1.7. 3600 d/dk İçin Silindir İçindeki Doğalgaz Kütle Fraksiyonunun Piston Stroklarına Göre Değişimi	100
4.2.1.8. 3600 d/dk İçin Silindir İçi Sıcaklığın Piston Stroklarına Göre Değişimi	101
4.2.1.9. 3600 d/dk İçin Silindir İçi Basıncın Piston Stroklarına Göre Değişimi	102
4.2.1.10. 4000 d/dk İçin Silindir İçindeki Doğalgaz Kütle Fraksiyonunun Piston Stroklarına Göre Değişimi	103
4.2.1.11. 4000 d/dk İçin Silindir İçi Sıcaklığın Piston Stroklarına Göre Değişimi	104
4.2.1.12. 4000 d/dk İçin Silindir İçi Basıncın Piston Stroklarına Göre Değişimi	105
4.2.2. Sabit Piston Strok Değerlerinde Silindir İçi Doğalgaz Kütle Fraksiyonu, Sıcaklık ve Basınç Parametrelerinin Devir Sayılarına Göre Değişimi	106
4.2.2.1. 64 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçindeki Doğalgaz Kütle Fraksiyonunun Devir Sayılarına Göre Değişimi	106
4.2.2.2. 64 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçi Sıcaklığın Devir Sayılarına Göre Değişimi	107
4.2.2.3. 64 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçi Basıncın Devir Sayılarına Göre Değişimi	108
4.2.2.4. 92 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçindeki Doğalgaz Kütle Fraksiyonunun Devir Sayılarına Göre Değişimi	109
4.2.2.5. 92 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçi Sıcaklığın Devir Sayılarına Göre Değişimi	110

	<u>Sayfa</u>
4.2.2.6. 92 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçi Basıncın Devir Sayılarına Göre Değişimi.....	111
4.2.2.7. 112 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçindeki Doğalgaz Kütle Fraksiyonunun Devir Sayılarına Göre Değişimi	112
4.2.2.8. 112 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçi Sıcaklığın Devir Sayılarına Göre Değişimi	113
4.2.2.9. 112 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçi Basıncın Devir Sayılarına Göre Değişimi	114
BÖLÜM 5	116
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	116
5.1. SONUÇLAR	116
5.2. ÖNERİLER	118
KAYNAKLAR	119
ZGEMİş	124

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. PEM tipi yakıt pilli araçların yakıt bileşenleri ve enerji akış şeması (metanol).	5
Şekil 1.2. İndirekt metanol yakıt pilli araçların bileşenleri ve enerji akış şeması (metanol).	6
Şekil 1.3. LPG yakıt sistemi monte edilmiş otomobil.	11
Şekil 1.4. Birinci kuşak basit karıştırıcı LPG sistemi.	12
Şekil 1.5. İkinci kuşak elektronik kontrollü LPG sistemi.	12
Şekil 1.6. Üçüncü kuşak LPG enjeksiyonlu sistem.	13
Şekil 1.7. Dördüncü kuşak sıralı gaz fazı LPG enjeksiyonlu sistem.	13
Şekil 1.8. Taşıt bagajına yerleştirilmiş doğalgaz tankları.	15
Şekil 1.9. LNG tankı.	16
Şekil 1.10. LNG sistemi araç bağlantısı.	17
Şekil 1.11. Doğalgaz uygulaması yapılmış bir araç.	17
Şekil 1.12. Doğalgaz dolun istasyonu şeması.	18
Şekil 1.13. Birinci nesil doğalgaz sistemi.	19
Şekil 1.14. İkinci nesil doğalgaz sistemi.	19
Şekil 1.15. Üçüncü nesil doğalgaz sistemi.	20
Şekil 1.16. Dördüncü nesil doğalgaz sistemi.	20
Şekil 1.17. Örnek dizel motor çift yakıt sistemi.	21
Şekil 1.18. Çift yakıt enjektörü ve çalışma şekli.	22
Şekil 1.19. Silindir içi girdap ve yuvarlanma hareketi.	24
Şekil 3.1. HAD modellemenin özet şeması.	34
Şekil 3.2. Yanma odasının 30°lik parçası.	42
Şekil 3.3. ANSYS Workbench ile mesh işlemi yapılmış silindirin ağ yapısı.	42
Şekil 3.4. Mesh yapısının ANSYS Fluent (R15.0)'te görünümü.	43
Şekil 3.5. Dynamic Mesh ayarları menüsü.	43
Şekil 3.6. Mesh Interfaces menüsü.	45
Şekil 3.7. ANSYS Fluent (R15.0)'e UDF aktarma menüsü.	46
Şekil 3.8. Model özellikleri belirleme menüsü.	47

Şekil 3.9. Türbülans modelinin belirlenmesi menüsü.	47
Şekil 3.10. PDF tablosu oluşturma menüsü.....	48
Şekil 3.11. Kütle akışının belirlenmesi menüsü.	49
Şekil 3.12. Çözüm yönteminin belirlenmesi menüsü.	49
Şekil 3.13. Hesaplama ayarları menüsü.	50
Şekil 4.1. 2400 d/dk, 729,75° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 2400 d/dk, 739,75° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 2400 d/dk, 749,75° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.....	52
Şekil 4.2. 2400 d/dk, 729,75° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 2400 d/dk, 739,75° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 2400 d/dk, 749,75° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.	54
Şekil 4.3. 2400 d/dk, 729,75° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 2400 d/dk, 739,75° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 2400 d/dk, 749,75° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.....	56
Şekil 4.4. 2400 d/dk, 729,75° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 2400 d/dk, 739,75° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 2400 d/dk, 749,75° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.	57
Şekil 4.5. 2400 d/dk, 729,75° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 2400 d/dk, 739,75° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 2400 d/dk, 749,75° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.....	59
Şekil 4.6. 2400 d/dk, 729,75° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 2400 d/dk, 739,75° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 2400 d/dk, 749,75° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.	61
Şekil 4.7. 3200 d/dk, 729,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 3200 d/dk, 739,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, , 3200 d/dk, 749,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.....	63
Şekil 4.8. 3200 d/dk, 729,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 3200 d/dk, 739,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 3200 d/dk, 749,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.	64

Şekil 4.9.	3200 d/dk, 729,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 3200 d/dk, 739,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 3200 d/dk, 749,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.....	66
Şekil 4.10.	3200 d/dk, 729,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 3200 d/dk, 739,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 3200 d/dk, 749,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.....	68
Şekil 4.11.	3200 d/dk, 729,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 3200 d/dk, 739,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 3200 d/dk, 749,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.....	70
Şekil 4.12.	3200 d/dk, 729,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 3200 d/dk, 739,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 3200 d/dk, 749,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.....	71
Şekil 4.13.	3600 d/dk, 730,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 3600 d/dk, 740,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 3600 d/dk, 750,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.....	73
Şekil 4.14.	3600 d/dk, 730,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 3600 d/dk, 740,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 3600 d/dk, 750,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.....	75
Şekil 4.15.	3600 d/dk, 730,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 3600 d/dk, 740,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 3600 d/dk, 750,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.....	77
Şekil 4.16.	3600 d/dk, 730,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 3600 d/dk, 740,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 3600 d/dk, 750,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.....	78
Şekil 4.17.	3600 d/dk, 730,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 3600 d/dk, 740,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 3600 d/dk, 750,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.....	80

Şekil 4.18. 3600 d/dk, 730,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 3600 d/dk, 740,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 3600 d/dk, 750,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.....	82
Şekil 4.19. 4000 d/dk, 730° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 4000 d/dk, 740° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 4000 d/dk, 750° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.....	84
Şekil 4.20. 4000 d/dk, 730° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 4000 d/dk, 740° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 4000 d/dk, 750° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.	85
Şekil 4.21. 4000 d/dk, 730° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 4000 d/dk, 740° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 4000 d/dk, 750° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.....	87
Şekil 4.22. 4000 d/dk, 730° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 4000 d/dk, 740° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 4000 d/dk, 750° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.	89
Şekil 4.23. 4000 d/dk, 730° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 4000 d/dk, 740° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, 4000 d/dk, 750° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.	91
Şekil 4.24. 4000 d/dk, 730° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 4000 d/dk, 740° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, 4000 d/dk, 750° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.	92
Şekil 4.25. 2400 d/dk için doğalgaz kütle fraksiyonunun piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi	95
Şekil 4.26. 2400 d/dk için silindir içi sıcaklığın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi	96
Şekil 4.27. 2400 d/dk için silindir içi basıncın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi	97
Şekil 4.28. 3200 d/dk için doğalgaz kütle fraksiyonunun piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi	98
Şekil 4.29. 3200 d/dk için silindir içi sıcaklığın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi	99

Şekil 4.30. 3200 d/dk için silindir içi basıncın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi	100
Şekil 4.31. 3600 d/dk için doğalgaz kütle fraksiyonunun piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi	101
Şekil 4.32. 3600 d/dk için silindir içi sıcaklığın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi	102
Şekil 4.33. 3600 d/dk için silindir içi basıncın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi	103
Şekil 4.34. 4000 d/dk için doğalgaz kütle fraksiyonunun piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi	104
Şekil 4.35. 4000 d/dk için silindir içi sıcaklığın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi	105
Şekil 4.36. 4000 d/dk için silindir içi basıncın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi	106
Şekil 4.37. 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi	107
Şekil 4.38. 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklığın devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi	108
Şekil 4.39. 64 mm piston strok değeri için silindir içi basıncın devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi	109
Şekil 4.40. 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi	110
Şekil 4.41. 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklığın devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi	111
Şekil 4.42. 92 mm piston strok değeri için silindir içi basıncın devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi	112
Şekil 4.43. 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi	113
Şekil 4.44. 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklığın devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi.....	114
Şekil 4.45. 112 mm piston strok değeri için silindir içi basıncın devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi	115

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 1.1. Metanolün fiziksel ve kimyasal özellikleri.....	4
Çizelge 1.2. Etanolün fiziksel ve kimyasal özellikleri.....	7
Çizelge 1.3. Hidrojenin yakıt özellikleri.....	9
Çizelge 1.4. LPG'nin yaklaşık özellikleri.....	11
Çizelge 1.5. Doğalgazın bazı özellikleri.....	14
Çizelge 3.1. İYM için belirlenen parametre değerleri.....	44

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

°C	: Santigrad Derece
C	: Türbülans model sabiti
CH ₄	: Metan
CH ₃ OH	: Metanol
C ₂ H ₅ OH	: Etanol
C ₃ H ₈	: Propan
CO	: Karbonmonoksit
CO ₂	: Karbondioksit
G	: Türbülans kinetik enerji üretim miktarı
H ₂	: Hidrojen
HC	: Hidrokarbon
H ₂ O	: Su
k	: Türbülans kinetik enerjisi (m ² /s ²)
K	: Kelvin
NO _x	: Azotoksit
O ₂	: Oksijen
OH ⁻	: Hidroksit
SO ₂	: Kükürtdioksit
SO _x	: Kükürtoksit
t	: Zaman (s)
u	: x yönündeki akım hızı (m/s)
v	: y yönündeki akım hızı (m/s)
w	: z yönündeki akım hızı (m/s)
τ	: Kayma gerilmesi (kg/cm ²)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
σ	: Basınç gerilmesi (kg/cm ²)

- μ : Dinamik viskozite (kg/ms)
 ε : Kinetik enerji kayıp oranı (m^2/s^3)
 Γ : Difüzivite terimi

KISALTMALAR

- AÖN : Alt Ölü Nokta
CAD : Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CAM : Computer Aided Manufacturing (Bilgisayar Destekli İmalat)
CFD : Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)
CNG : Compressed Natural Gas (Sıkıştırılmış doğalgaz)
CPU : Central Processing Unit (Merkezi İşlem Birimi)
HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
İYM : İçten Yanmalı Motorlar
KA : Krank Açısı
LNG : Liquid Natural Gas (Sıvılaştırılmış Doğalgaz)
LPG : Liquid Petrol Gas (Sıvılaştırılmış Petrol Gazı)
PS : Piston Stroku
UDF : User Defined Function (Kullanıcı Tanımlı Fonksiyon)
ÜÖN : Üst Ölü Nokta
VOCs : Volatile Organic Compound (Uçucu Organik Bileşenler)

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Enerji ihtiyacı ve tüketimindeki artış ve gerekli enerjinin yenilenemez enerji kaynağı olan fosil yakıtlardan elde edilmesi çevre ve insan sağlığı açısından büyük endişe uyandırmaktadır. Öte yandan ilerleyen zaman ile birlikte fosil yakıtlar tükenmektedir. Öngörülere göre; tüketim hızının değişmediği düşünülürse, hali hazırda bulunan kömür rezervlerinin 200-300 yıl, petrol kökenli yakıt rezervlerinin ise 40-50 yıl içerisinde tükeneceği düşünülmektedir. Taşıtlarda kullanılmakta olan yakıtlardan birim hacimde yüksek enerji üretebilmeleri, kolay tutuşması ve buharlaşması ve hava ile basit bir şekilde karışabilmesi beklenmektedir. Tüm bunlara ek olarak yine bu yakıtların kolay elde edilebilen ve hemen her yerde bulunabilen yakıtlar olması istenmektedir. Bunların neticesi olarak ulaşımda yaygın olarak kullanılan benzin ve motorin uzun bir süre alternatifsiz kalmıştır [1].

Benzin ve dizeli yakıt olarak kullanan araçlar yanma sonucunda ortama CO, CO₂, NO_x, SO_x, VOCs ve OH⁻ salınımı yapmaktadır. Bu emisyonların insan ve çevre sağlığına zarar verdiği bilinmektedir. Bu sebeple petrole olan bağımlılığın ve ekolojik dengeye verilen zararın azaltılması için mevcut enerji kaynaklarının verimli ve etkin bir şekilde kullanılması gerekmektedir [2]. Bu durum günümüzde alternatif yakıt kullanımına yönelik araştırma ve çalışmalarda büyük artış yaşanmasına sebep olmuştur. Alternatif yakıtların geliştirilmesinde yakıt ısı değeri, maliyeti, ekonomisi, bulunabilirliği, taşınabilirliği, depolanabilirliği ve emisyonları büyük önem taşımaktadır. Taşıtlar için kullanılmakta olan alternatif yakıtları doğal gaz, metanol, etanol, propan, elektrikli hibrid, biyodizel ve hidrojen yakıt hücreleri olarak sıralayabiliriz [3].

Günümüzde taşıtlarda kullanılan içten yanmalı motorlar (İYM)'lerin tasarım ve performansını geliştirmek deneysel olarak çok yüksek maliyetlere yol açmakta ve

buna ek olarak bu deneyler için çok fazla zaman gerekmektedir. Bu nedenle İYM'lardaki ısı transferi, akış, yanma ve emisyon problemlerine çözüm üretmek amacıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) (computational fluid dynamics-CFD) analizleri için geliştirilmiş olan yazılım ve kodlar günümüzde matematiksel modelleme yapılırken sıklıkla kullanılmaya başlamıştır. Bu tarz yazılımların kullanılması ile birlikte ortaya çıkabilecek problemler, sebepleriyle birlikte, tasarım aşamasında tespit edilerek, bunlar için gerekli çözümler üretilirken tasarım süresi de kısalmaktadır [4].

Bu çalışmada, tek silindirli, dört-zamanlı, yakıt olarak doğalgaz kullanan bir İYM'un çalışma karakteristikleri ticari ANSYS Fluent (R15.0) yazılımı kullanılarak HAD analizi yardımıyla incelenmiştir. Bu incelemeler yapılırken önce uygulanacak model ve parametreler teorik olarak araştırılmıştır. İYM'un yanma odası tasarlanarak ANSYS Fluent (R15.0) yazılımı yardımıyla İYM'un farklı devir ve piston strok değerlerinde analiz edilerek her bir durum için yanma sonucunda ortamdaki doğalgaz kütle fraksiyonu, sıcaklık ve basınç parametreleri yorumlanmıştır.

1.1. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KULLANILAN ALTERNATİF YAKITLAR

Yapılan araştırmalar yakın tarihte ham petrol ve petrol ürünlerinin çok azalacağını ve bu ürünleri bulmanın ve üretmenin çok maliyetli olacağını göstermektedir. Fakat aynı zamanda otomobil ve İYM sayısında artışın yaşanması muhtemel olacaktır. Geçmiş yıllara nazaran motorlardaki yakıt ekonomisinin büyük gelişme göstermesine ve bu gelişmenin kuvvetle muhtemel bir şekilde gün geçtikçe artış göstermeye devam edecek olmasına rağmen, yapılan araştırmalar yakın gelecekte yakıt talebinde büyük artış yaşanacağını göstermektedir [5]. Bu durum alternatif yakıtların araştırılması ve kullanılmasını ihtiyaç haline getirmiştir.

Dünya üzerinde yakıtı benzin veya dizel olmayan İYM'larda kullanılsa da bunların sayısı oldukça azdır. Örneğin, petrol ürünlerinin yüksek fiyatlı olmasından dolayı bazı üçüncü dünya ülkeleri uzun yıllardır araçlarında temel yakıt olarak üretilmiş alkolü kullanmaktadır [5].

Günümüzde yaygın olarak kullanılmakta olan benzin ve dizel yakıtlı İYM'ların emisyonlarının insan ve çevre sağlığı için bir tehdit olması alternatif yakıtla yönelmeye yol açmaktadır. Diğer hava kirliliğine sebep olan sistemlerle birlikte düşünüldüğünde çok fazla sayıda kullanılmakta olan otomobiller bu kirliliğin en büyük sebebi olarak görülmektedir. İYM'larda zararlı emisyonları azaltmak adına çok önemli gelişmeler kaydedilmiştir. Ancak bu periyotta yaşanan gelişmenin %30 değerinde olduğunu düşünürsek, buna paralel olarak aynı oranda otomobil sayısı da artış gösterdiğinden dolayı ortada hava kirliliğini önlemek adına elde edilmiş net bir kazanç olmadığı görülmektedir [5].

Son dönemde çift yakıtlı dizel motorları kullanılmaya başlamıştır. Bu tip motorlar metanol ya da metan yakıtlarından biri ile birlikte her iki yakıtın yanmasını da sağlamak için uygun zamanda püskürtülen küçük miktarda dizel yakıtı kullanmaktadır [5].

Tüm bunların yanında alternatif yakıtların çoğu yaygın kullanımı olmadığından dolayı günümüzde pahalıdır. Ancak bu yüksek fiyatlarda alternatif yakıtların benzin kullanımını kadar yaygın olması durumunda üretim, dağıtım ve satış fiyatlarında mutlaka dikkate değer düşüş yaşanacaktır [5]. Alternatif yakıtlar için bir başka problem de insanların yakıtla ulaşım kullanabileceği yeterli servis istasyonlarının mevcut olmamasıdır. Bu durum insanları alternatif yakıtla çalışan taşıtların satın alınması konusunda isteksiz hale getirmektedir. Ancak yeterli sayıda alternatif yakıtlı otomobilin yaygınlaşım karlı hale gelmemesi durumunda bu istasyonları kurmak ve kullanılabilir hale getirmek oldukça zor görünmektedir [5].

1.1.1. Metanol

Genelde metil alkol ya da odun alkolü olarak ifade edilen metanol oda sıcaklığında renksiz, kokusuz ve zehirli bir sıvıdır. Metanol içerisinde metil alkol barındıran odun, kömür gibi fosil yakıtların damıtılmaları ile elde edilebilir. Metanol üretiminde hidrojen sağlamak için metan ve oksijen sağlamak için su kullanılır [6]. Metanolün fiziksel ve kimyasal özellikleri Çizelge 1.1'de verilmiştir.

Çizelge 1.1. Metanolün fiziksel ve kimyasal özellikleri.

Kimyasal Denklemi	CH₃OH
C/H Oranı	0,25
Moleküler Kütle	32,04
Özgül Kütle (Sıvı) (kg/dm³)	0,79
Stokiyometrik Hava/Yakıt (kütlesel)	6,44
Isıl Değer (MJ/lt)	15,9
Tutuşma Sınırları (% hacim)	6-37
Laminar Alev Hızı(m/s)	0,52
Adyabatik Alev Sıcaklığı (°C)	1878
Kaynama Noktası (°C)	65,1
Donma Noktası (°C)	-97,6
Kendi Kendine Tutuşma Sıcaklığı (°C)	470
Oktan Sayısı (ROS)	110
Oktan Sayısı (MOS)	87

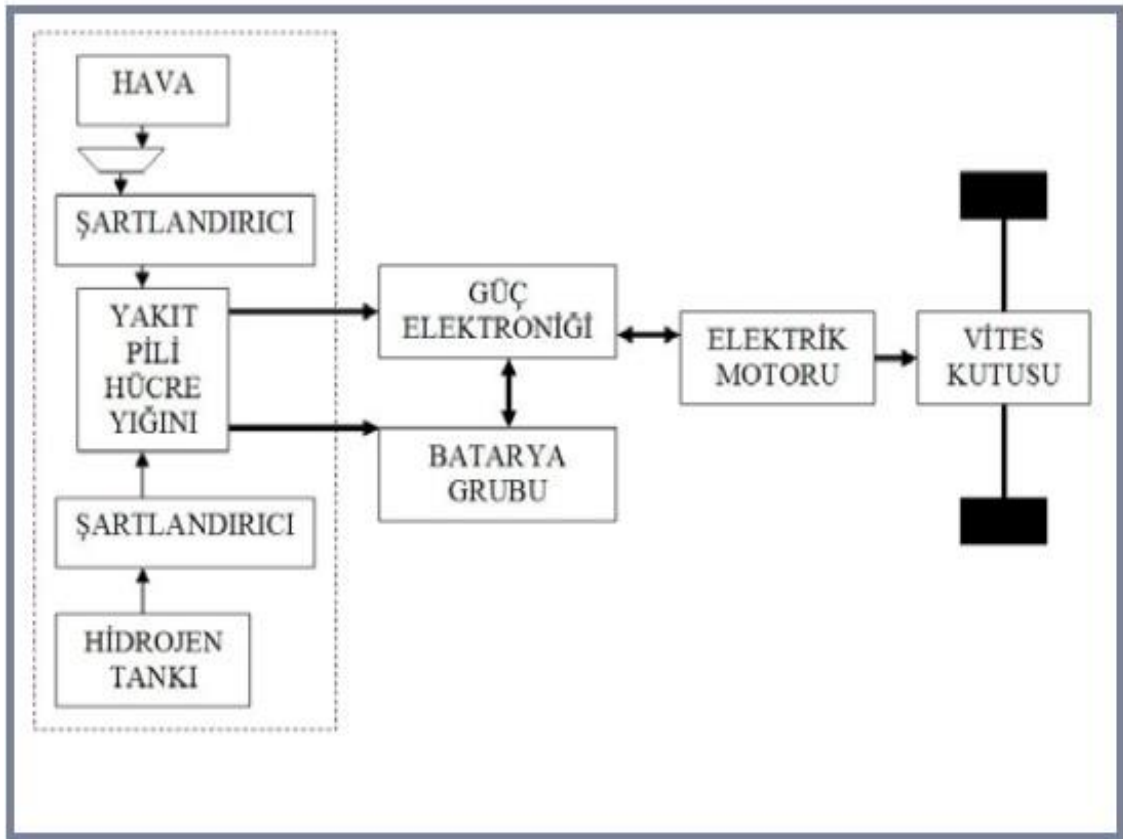
Metanol yakıtlı araçların benzin yakıtlı araçlara göre %5-10 oranında daha fazla verimi olduğu prototipler üzerine yapılan çalışmalar sonucunda görülmüştür [7].

Metanol kendi kendine tutuşma direnci sayesinde benzinli motorlarda kullanılması durumunda sıkıştırma oranında artışa yol açmaktadır. Metanolün göstermekte olduğu korozif ve yanıcı özellikleri göz önüne alınmak kaydıyla mevcut motorlarda hava/yakıt karışımını oluşturmak için kullanılan yakıt püskürtme sistemleri metanol için de kullanılabilir. Oktan sayısı yüksek olduğu için metanol sıkıştırma basıncının düşük olduğu zamanlarda da silindir içine püskürtülebilmektedir. Bu durum farklı yüklerde motorun daha verimli çalışabilmesi için püskürtme zamanında ayarlama yapılabilmesine olanak kılmaktadır [6].

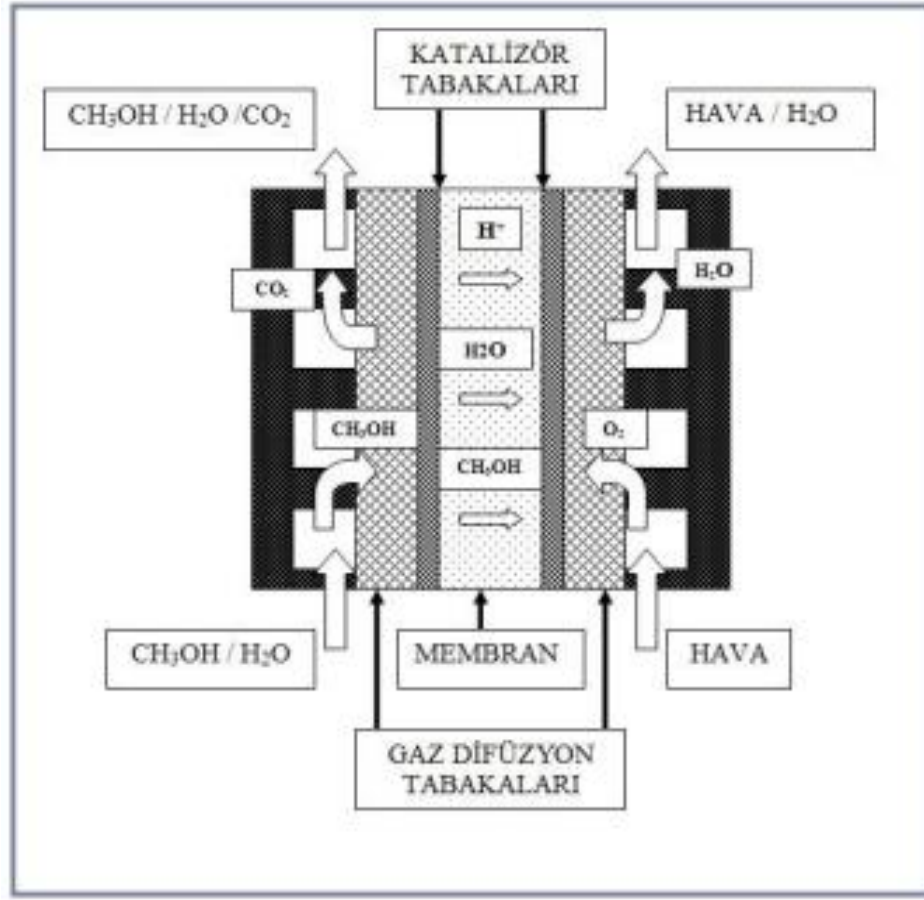
Benzine nazaran daha düşük alev sıcaklığına sahip olan metanolün yanması sonucunda yanma ürünlerinde yer alan CO, CO₂ ve NO_x emisyonları %10 daha az olmaktadır. Sıvı bir yakıt olduğu için metanol de araçlarda benzin gibi

depolanmaktadır. Ancak benzine göre daha az enerji yoğunluğuna sahip olduğundan ötürü benzin ile gidilen mesafeyi gidebilmek için daha fazla metanol yakılması gerekmektedir. Bu durum metanol yakıt tanklarının araçlarda benzin tankına göre daha büyük ve daha ağır olmasına sebep olmaktadır [6].

Metanol araçlarda indirekt veya doğrudan yakıt pillerinde kullanılabilir. Bu kullanımlar ile ilgili araçlardaki enerji akış şemaları Şekil 1.1 ve Şekil 1.2’de gösterilmiştir.



Şekil 1.1. PEM tipi yakıt pilli araçların yakıt bileşenleri ve enerji akış şeması (metanol).



Şekil 1.2. İndirekt metanol yakıt pilli araçların bileşenleri ve enerji akış şeması (metanol).

Bu tip yakıt pilli araçlar İYM'lu araçlara göre daha pahalı ve ağır olmaktadır. Ancak İYM'lu araçlara göre daha yüksek sistem verimi sağlamaktadır ve mekanik eleman kullanımından ziyade elektrik motorunun getirdiği avantajlar ile öne çıkmaktadır. Bunların yanında yakıt pilli araçlar için çözülmesi gereken problemler bulunmaktadır [6].

1.1.2. Etanol

Renksiz, saydam ve hafif kokulu bir sıvı olan etanolün kimyasal formülü C_2H_5-OH dır. İYM' motorlarda hemen hemen metanol ile aynı özellikleri göstermektedir. Etanolün buharlaşma gizli ısısı metanolden 1,3 kat daha az olduğundan dolayı etanol buharlaşma esnasında emme manifoldundan daha az ısı çekmektedir. Bu durum soğukta ilk harekette kolaylık sağlamaktadır. Etanol, metanole nazaran daha yüksek enerji yoğunluğuna sahiptir. Bu sayede araçlarda metanole göre daha küçük

boyutlarda yakıt tankının kullanılmasına olanak vermektedir [2]. Çizelge 1.2’de etanolün fiziksel ve kimyasal özellikleri verilmiştir.

Çizelge 1.2. Etanolün fiziksel ve kimyasal özellikleri.

Kimyasal Denklemi	C₂H₅OH
Molekül Ağırlığı	46,07
Oksijen (%)	34,7
Yoğunluk (gr/cm³)	0,796
Isıl Değer (MJ/kg)	26,9
Oktan Sayısı	108
Viskozite (cSt)	0,67
Kaynama Noktası	78,4 °C
Erime Noktası	-114,3 °C

Etanol İYM’larda dünyanın çeşitli yerlerinde uzun yıllardır yakıt olarak kullanılmaktadır. Brezilya’da 4,5 milyon aracın %93’ünde yakıt olarak etanol kullanılmaktadır ve bu durum Brezilya’yı dünyada etanol kullanımı noktasında lider yapmaktadır. Birkaç yıldır Amerika’da çoğunlukla orta batıda mısır üretiminin yapıldığı yerlerde yakıt istasyonlarında bileşimi %90 benzin ve %10 etanol olan gazohol yakıt olarak kullanılmaktadır [5].

1.1.3. Hidrojen

Alternatif yakıt olarak hidrojen geleceğin en etkin kullanılan enerji kaynağı olmaya adaydır. Hidrojenin hava ile yanması sonucu açığa çıkan su buharı elektroliz edilerek tekrar hidrojen elde edilmesinde kullanılabilir. Dolayısıyla hidrojen

yenilenebilir enerji kaynağıdır. Bu durum sonucunda hidrojen kendi kaynağını oluşturacak su buharını yanması sonucunda açığa çıkarmaktadır [1].

Hidrojenin en büyük avantajlarından birisi çevre kirliliğine etkisinin çok az olmasıdır. Hidrojen hava ile tepkimeye girdiğinde, hidrokarbon yakıtlarda görülmekte olan CO, CO₂, SO₂ gibi çevreye ve insan sağlığına zarar veren emisyonlar ve yanmamış hidrokarbonlar oluşmamaktadır. Bundan dolayı hidrojen yakıt olarak kullanıldığında, hidrokarbon yakıtların zararlı emisyonlarını açığa çıkarmadığı için asit yağmuru, fotokimyasal sis, sera etkisi gibi olaylara sebep olamamaktadır. Ancak diğer yakıtlara göre, sıcaklık seviyelerindeki artışın etkisiyle hidrojen yanması sonucu oluşan NO_x bileşenleri seviyesi daha fazladır [8].

Hidrojenin en büyük dezavantajı üretim ve depolama maliyetlerinin günümüzde hala çok yüksek olmasıdır. Bu durum yakıt olarak hidrojen kullanımının yaygınlaşmasına engel olmaktadır. Fakat bu durum aşılar ve hidrojen kullanımı yaygınlaşırsa ve üretim kapasitesi arttırılırsa buna bağlı olarak maliyetinde de düşüş yaşanacaktır [8].

Hidrojenin yakıt olarak bir diğer dezavantajı da motor volümetrik veriminin düşük olmasıdır. Bu durum hidrojenin giriş havasına karışması sonucunda ortaya çıkmaktadır [5].

Hidrojen hem sıvı halde hem de gaz halde yakıt olarak kullanılabilir. Gaz halindeki hidrojen, aynı hacme sahip havadan 14 kat daha hafiftir. Sıvı hidrojen ise İYM'larda kullanılan yakıtlar ile karşılaştırıldığında sıvı hidrokarbonlara göre 10 kat daha hafiftir. Yine gaz halindeki hidrojen metan, doğalgaz vs. yakıtlardan yine yaklaşık 10 kat daha hafiftir [9]. Çizelge 1.3'te hidrojenin yakıt özellikleri verilmiştir.

Çizelge 1.3. Hidrojenin yakıt özellikleri.

Kimyasal Formül	H₂
Yoğunluk (kg/m³)	0,084
Hava içindeki difüzyonu (cm²/s)	0,61
Özgül Isı (J.g/K) (Sabit basınçta)	14,89
Havada ateşleme sınırı (%hacim)	4,0 - 75,0
Havada ateşlenme enerjisi (mJ)	0,02
Ateşlenme sıcaklığı (°C)	585
Havada alev sıcaklığı (°C)	2045
Patlama enerjisi (g.TNT.k/j)	0,17
Alev yayılması (emisivite) (%)	17-25

Hidrojen sentetik bir kaynak olduğu için çok çeşitli üretim kaynaklarına sahiptir. Su, hava, kömür ve doğalgaz bu kaynaklara örnek olarak verilebilir. Sınırlı rezerve sahip fosil kökenli yakıt olan kömür ve doğalgaz genellikle hidrojen üretiminde tercih edilmemektedir. Hidrojen üretiminde en avantajlı olan ve en yaygın kullanılan kaynak sudur [1].

Hidrojen,

- Fosil yakıtlar kullanılarak,
- Elektroliz yöntemi kullanılarak,
- Isıl kimyasal yöntem kullanılarak üretilir.

Hidrojen yakıt olarak konutlarda ısıtma amaçlı kullanılan kalorifer sisteminden İYM'lara kadar çoğu alanda yakıt olarak kullanılabilir. İYM'larda alternatif yakıt olarak hidrojenin kullanılması üzerine çeşitli çalışmalar yapılmış ve yapılmaya

devam etmektedir. Genel olarak yapılan çalışmalarda benzin yakıtlı motorlar tercih edilmiş ve tasarımlar bu motorlara göre yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda birkaç küçük değişikliklerle benzin motorlarının hidrojen ile çalışabilir gelebildiği görülmüştür. Ayrıca ısı verimi benzin motorunununkine yakındır. Stokiyometrik çalışma şartlarında NO_x oluşum seviyesi hidrojen için yüksek değerlerdedir. Ancak silindir içine gönderilen karışım fakirleştirilerek NO_x seviyesinde azalma yapılabilir [1]. Hidrokarbon yakıtlı motorlarda görülmekte olan buhar tıkaçı, soğuk yüzeylerde yoğunlaşma, yeterli buharlaşmanın olmaması gibi problemler hidrojen motorlarında görülmemektedir. Ek olarak hidrojen motorları 20,13 K'de (253 °C) ilk harekete geçişte bile sorun çıkarmamaktadır [10].

1.1.4. Propan

Propan sıvılaştırılmış petrol gazı olarak adlandırılan (LPG) enerji açısından zengin petrol kökenli bir yakıttır. Renksiz ve kokusuz olmasından dolayı içerisine uyarıcı olarak koku maddesi olarak merkaptan ilave edilmektedir. Petrolün rafine edilmesi ile elde edilen propan diğer fosil yakıtlar gibi yenilenemez bir yakıttır. Kimyasal formülü C₃H₈'dür. Propan orta basınç seviyesinde ve düşük sıcaklıkta sıvı hale dönüştürülebilir ve basınçlı tanklarda depolanabilir. Sıvı haldeyken gaz haline göre yoğunluğu yaklaşık 270 kat artmaktadır ve bu durum propanın taşınmasını kolaylaştırmaktadır [3]. LPG yakıtının özellikleri Çizelge 1.4'te gösterilmiştir.

Çizelge 1.4. LPG'nin yaklaşık özellikleri [11].

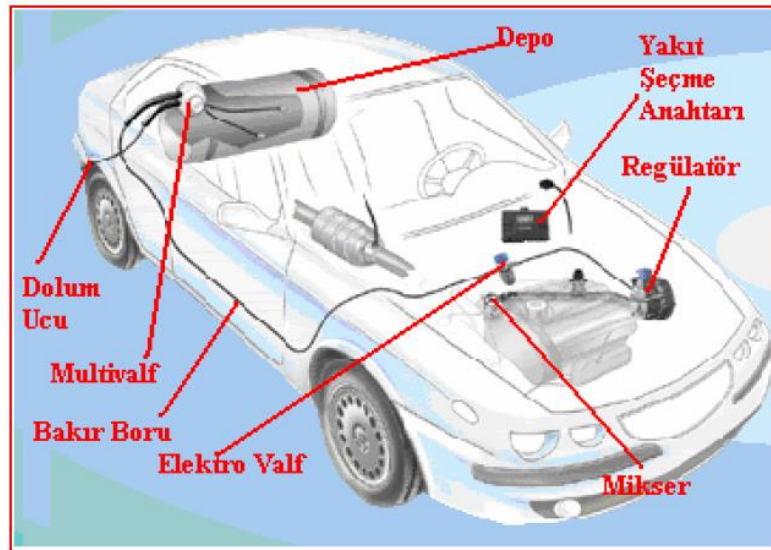
Genel Özellikler		Birim	Ticari Propan	Ticari Bütan	Ticari Bütan – Propan Karışımı
Bileşimi			Başlıca propan, propilen, etan, etilen ve bütandan meydana gelen hidrokarbon karışımıdır.	Başlıca bütan, bütilen ve propandan meydana gelen hidrokarbon karışımıdır.	Ticari propan ve ticari bütandan meydana gelen hidrokarbon karışımıdır.
Kokusu			Orjinali kokusuzdur. Etilmerkaptan ile kokulandırılmıştır.	Orjinali kokusuzdur. Etilmerkaptan ile kokulandırılmıştır.	Orjinali kokusuzdur. Etilmerkaptan ile kokulandırılmıştır.
Buhar Basınçları	20 °C 40 °C 45 °C 55 °C	bar	9.2 15.3 17 20.4	1 2.8 3.4 4.6	3.5 6.6 7.5 9.3
İlk Kaynama Noktası		°C	- 42	- 9	- 18
1 m ³ sıvının Ağırlığı		kg	509	582	547 - 573
Sıvı Halinde Suyu Göre Yoğunluğu		kg/m ³	0.509	0.582	0.560
Gaz Halinde Havaya Göre Yoğunluğu		kg/m ³	1.5	2.01	1.84
Molekül Ağırlığı		g/mol	44.1	58.1	53.5
Gaz Hacmi / Sıvı Hacmi			272	238	248
Alt Isıl Değeri ***		kCal/kg	11.100	10.900	10.960
Tutuşma Sıcaklığı (havada)		°C	493 - 549	482 - 538	482 - 549
Buharlaşmadan Sonra Toplam Isıtma Değeri		kCal/kg	11.950	11.740	11.800
Maksimum Alev Sıcaklığı		°C	1980	2008	2000
Yanma Ürünleri	CO ₂ N ₂ H ₂ O	%	11.6 72.9 15.5	12 73.1 15	11.9 73 15.1
Maksimum Kükürt Miktarı		mg/kg	185	140	140
100 ml Buharlaşmasıyla Kalan Miktar		En Çok	0.05	0.05	0.05
Hava Gaz Karışımında Patlama Sınırları	Alt Limit Üst Limit	%	2.15 9.6	1.55 9.6	1.55 9.6

* : 1 bar basınçta sıvı LPG'nin gaz fazına geçmeye başladığı sıcaklık değeridir.

** : Birim hacimdeki sıvı LPG gaz fazına geçtiğinde hacmindeki büyümenin oranıdır.

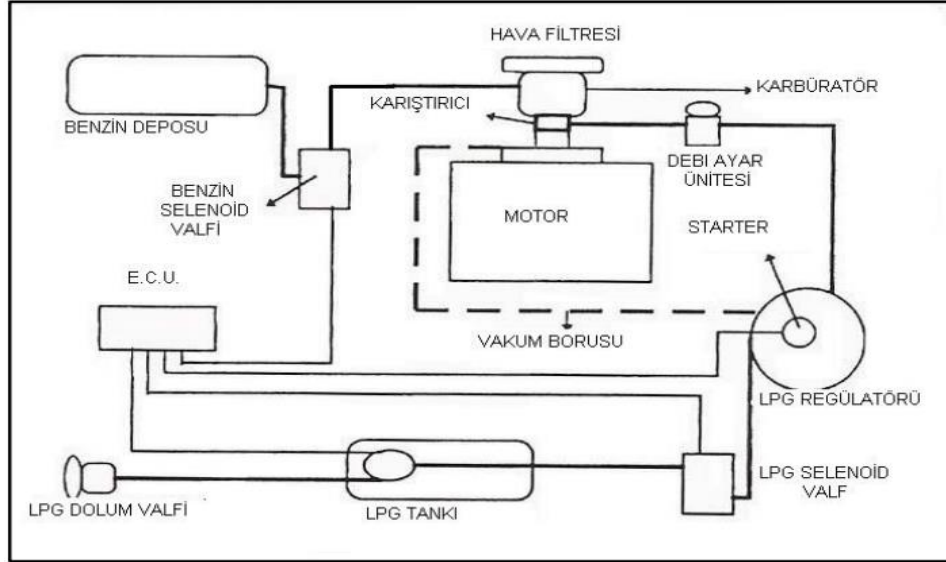
*** : 1 kg LPG'nin yanmasıyla elde edilen ve yanma ürünlerinden suyun sıvı fazda olduğu durumdaki ısı miktarı

Propan alternatif yakıtlar içerisinde en yaygın kullanılan ve en kolay ulaşılabılır olan yakıttır. 50 yıldan daha fazla bir süredir ulaşımda yakıt olarak kullanılmaktadır [3].

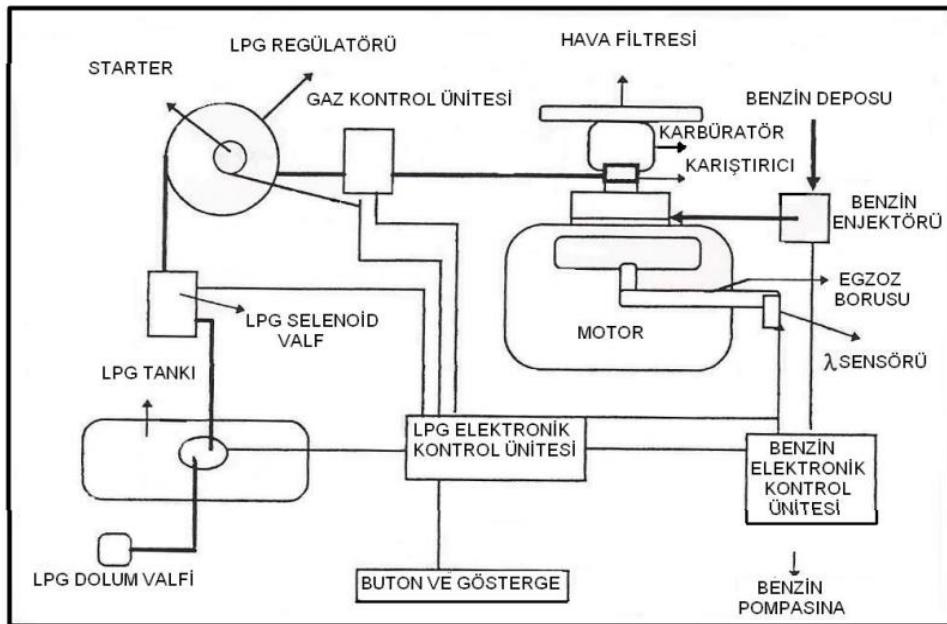


Şekil 1.3. LPG yakıt sistemi monte edilmiş otomobil.

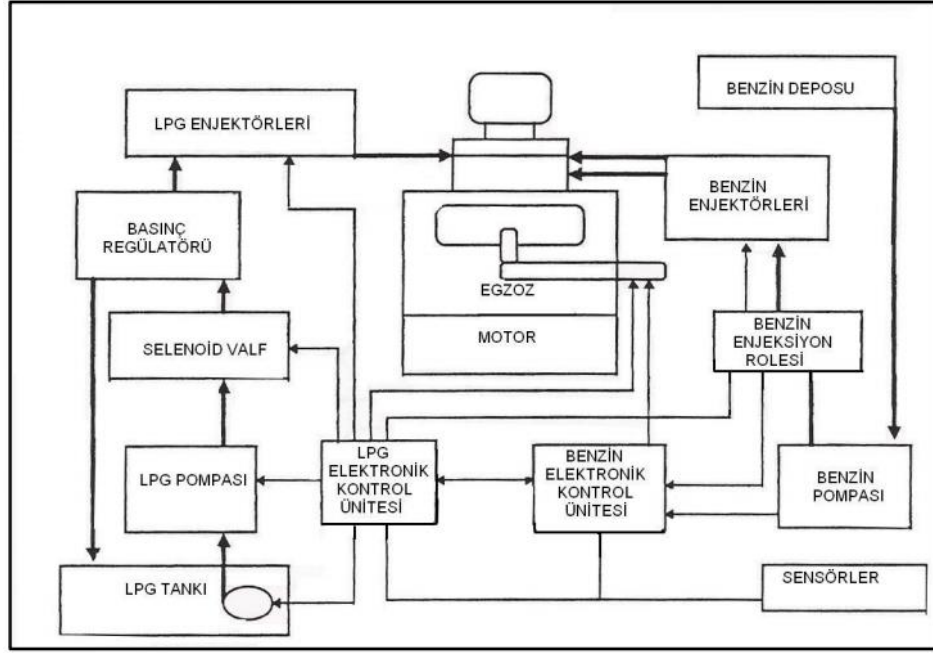
LPG yakıt sistemleri gelişen teknoloji ile birlikte benzin motorlarındaki gelişmelere paralel olarak güç kaybını önlemek ve egzoz emisyon değerlerinde düşüş sağlamak adına gelişme ve yenilenme göstermişlerdir [11]. Bu yenilenme dört farklı süreç geçirmiştir. Şekil 1.4, Şekil 1.5, Şekil 1.6 ve Şekil 1.7’de bu süreçte yaşanan değişimler görülmektedir.



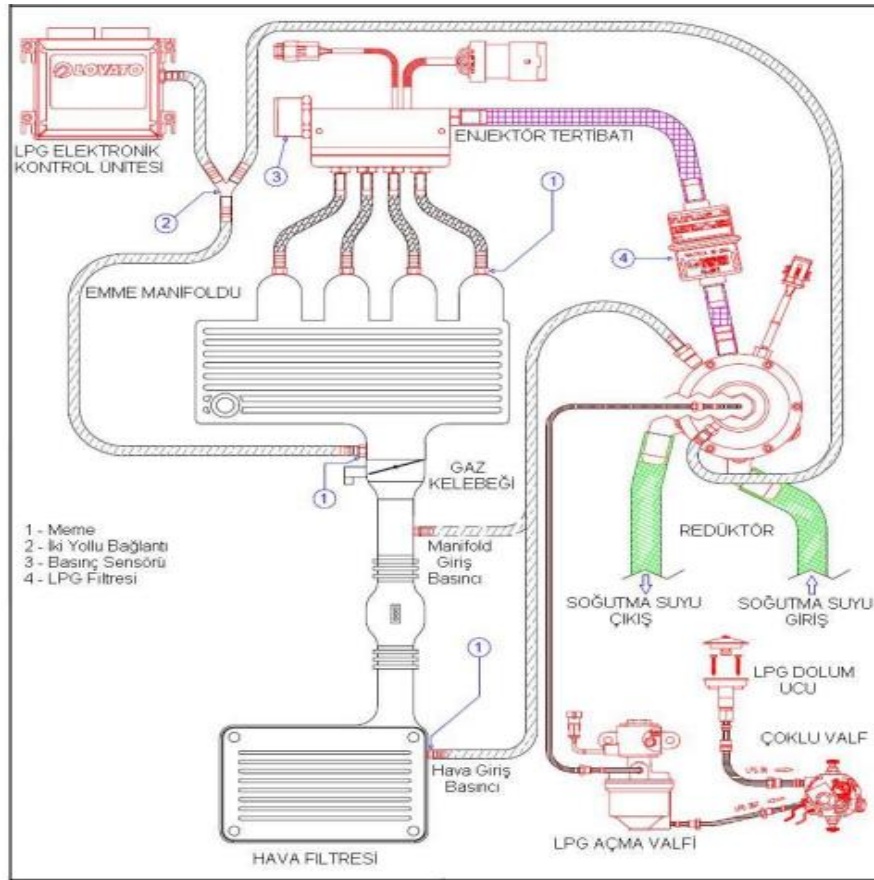
Şekil 1.4. Birinci kuşak basit karıştırıcılı LPG sistemi.



Şekil 1.5. İkinci kuşak elektronik kontrollü LPG sistemi.



Şekil 1.6. Üçüncü kuşak LPG enjeksiyonlu sistem.



Şekil 1.7. Dördüncü kuşak sıralı gaz fazı LPG enjeksiyonlu sistem.

1.1.5. Doğalgaz (Metan)

1.1.5.1. Doğalgazın Yakıt Özellikleri

Doğalgaz yapısında %60 ile %98 aralığında metan ve az miktarda diğer hidrokarbon bileşenlerini içeren bir alternatif yakıttır. Bunlara ek olarak çeşitli miktarlarda N₂ ve CO₂ içerebilir [5]. Ortam ve su ısıtma ihtiyacı olan konutlar, ocaklar vs. yerlerde kullanılan doğalgaz taşıtlarda da sıkıştırılmış (CNG) veya sıvılaştırılmış (LNG) olarak kullanılmaktadır. Yakıt olarak CNG kullanan taşıtlar, benzin yakıtlı taşıtlara göre %85-90 oranlarında daha az CO, %10-%20 daha az CO₂ ve %90 daha az reaktif metan dışı hidrokarbon salınımı yapmaktadır. Bu avantajlı durum yanma sonucu sadece su buharı açığa çıkaran ve doğalgazda %25 ağırlık oranında bulunan hidrojen sayesinde gerçekleşmektedir. Doğalgaz taşıtlarda basınçlı kaplarda depolanmak kaydıyla yakıt olarak kullanılabilir. Ancak doğalgaz benzine nazaran daha az enerji ihtiyacı karşılamaktadır. Dolayısı ile doğalgaz için ek yakıt tankı ihtiyacı ortaya çıkmaktadır. Aksi takdirde ancak kısa mesafeli yolculuklar için kullanılabilir. Oktan sayısının yüksek olması doğalgazı güç, ivme ve hız bakımından diğer yakıtlarla rekabet edebilir hale getirmiştir [3]. Çizelge 1.5'te doğalgazın özellikleri belirtilmiştir.

Çizelge 1.5. Doğalgazın bazı özellikleri.

Kimyasal Formül	CH₄
C/H Oranı	0,25
Yoğunluk (kg/m³)	0,678
Isıl Değer (kJ/kg)	60000
Stokiyometrik Hava/Yakıt Oranı	17,2
Tutuşma Sınırları (λ)	0,5-2,0
Kendi Kendine Tutuşma Sıcaklığı (°C)	500
Kaynama Derecesi (°C)	-162,5

Doğalgaz genellikle petrol havzalarında bulunmaktadır. Ancak yer altında ayrı bir havzada bulunduğu da görülmüştür. Doğalgaz kendine kaya gözeneklerini yer edinmiştir. Kayaçlar arasından akarak üretim kuyularına ulaşmaktadır. Üretim kuyularında doğalgaz içerisinde bulunan su ve katı maddelerden arındırılmaktadır. Bu işleme ek olarak içerisindeki ağır hidrokarbonlar da doğalgazdan arındırılmaktadır [12].

1.1.5.2. Taşıtlarda Doğalgaz Kullanımı

Günümüzde yaygın olarak İYM’larda kullanılan benzin ve dizel yakıtlarına alternatif olarak doğalgaz da İYM’larda kullanılabilir. Doğalgaz ilave bir rafineri işlemi gerektirmez. Dolayısıyla doğrudan motorlarda yakıt olarak kullanılabilir. Mevcut benzin ve dizel motorlarında kullanılabildiği gibi doğrudan doğalgaz ile çalışan motorlarda da kullanılabilir [12].

➤ Doğalgazın Depolanması ve Dolum İşlemleri

Daha önceki başlıklarda da değindiğimiz gibi doğalgaz taşıtlarda sıkıştırılmış (CNG) ya da sıvılaştırılmış (LNG) olarak kullanılmaktadır. Doğalgazın taşıtlarda kullanımı depolanma şekline göre değişiklik göstermektedir. Şekil 1.8’de örnek bir taşıtta kullanılmakta olan doğalgaz tankları görülmektedir.



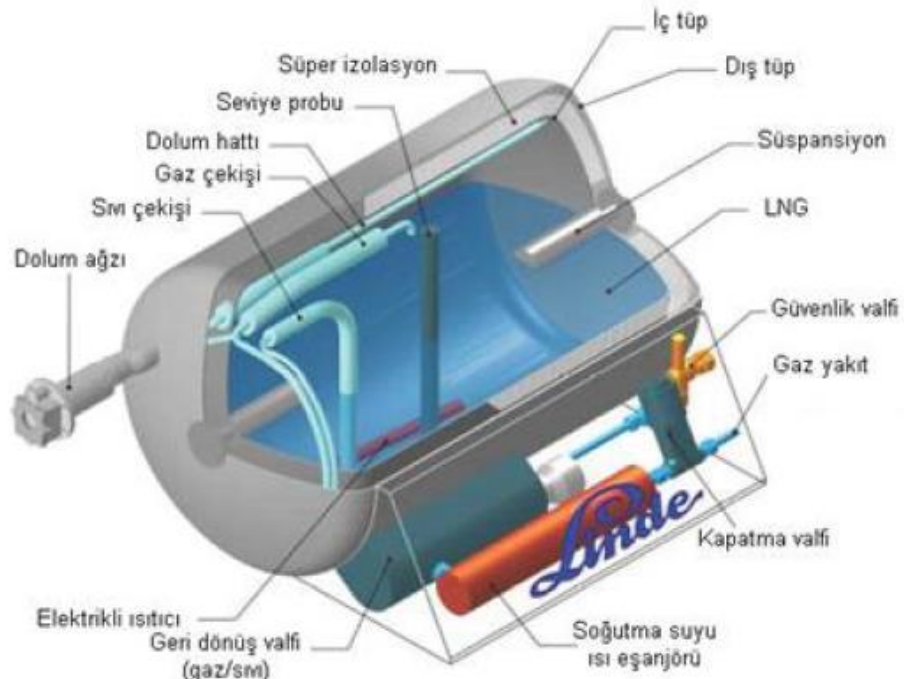
Şekil 1.8. Taşıt bagajına yerleştirilmiş doğalgaz tankları.

CNG veya LNG kullanımı tercihe ve ihtiyaca göre değişiklik göstermektedir. Örneğin kısa mesafeli ulaşımlarda CNG tercih edilirken, uzun mesafeli taşımacılık yapan kamyon, tır ve otobüslerde LNG tercih edilmektedir [12].

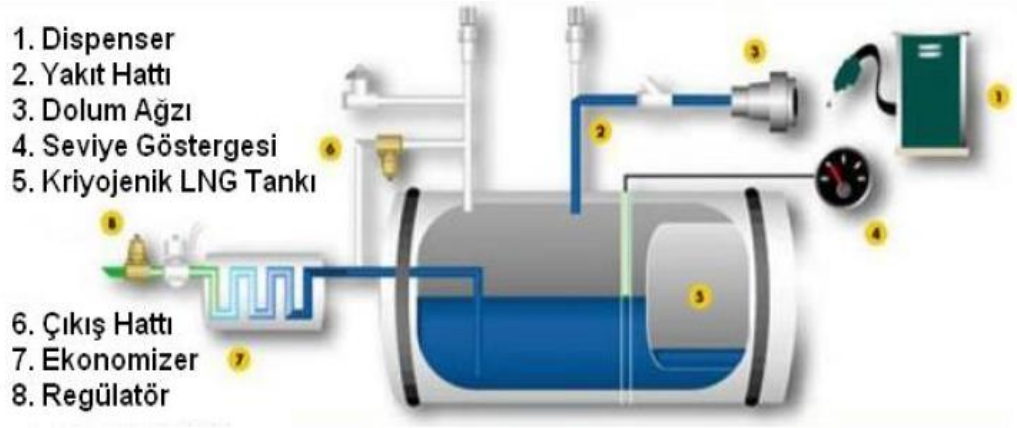
Sıkıştırılmış doğalgaz olan CNG yüksek basınçlarda sıkıştırma işlemi gerçekleştirildikten sonra depolanmaktadır. Doğalgaz sıkıştırma üniteleri ile yakıt tanklarına doldurulmasında CNG için basınç değeri 200-250 bardır [12].

LNG doğalgazın sıvı halidir ve yakıt tanklarında sıvı olarak depolanmaktadır. Sıvılaştırılmış doğalgaz sıkıştırılmış doğalgaza göre yakıt tankında daha fazla depolanabilir. LNG ile çalışan sistemlerde yakıt motora buhar halinde gönderilmektedir. Dolayısı ile kullanımı bakımından CNG ile benzer özellikler göstermektedir [13].

LNG yakıt tankları CNG yakıt tanklarına göre daha karmaşık bir yapıya sahiptir. Şekil 1.9'da bir LNG tankı görülmektedir. Şekil 1.10'da LNG sisteminin araç bağlantısı yer almaktadır. Şekil 1.11'de ise doğalgaz sistemi montajı yapılmış örnek bir taşıt görülmektedir.



Şekil 1.9. LNG tankı

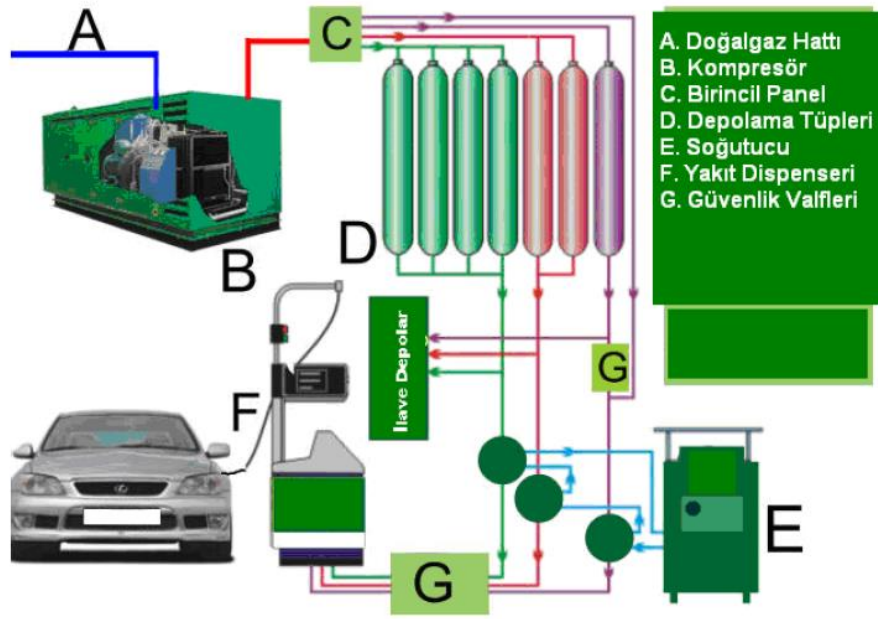


Şekil 1.10. LNG sistemi araç bağlantısı.



Şekil 1.11. Doğalgaz uygulaması yapılmış bir araç.

Doğalgaz dolum işleminin yüksek basınçlar altında yapılmasına karşın şebeke hatlarında bu basınç değeri düşük seviyelerdedir. Bundan dolayı dolum istasyonlarında tankları doldurma işlemi sırasında kullanılmak üzere ilave ekipmanlar ve ilave bir tesise ihtiyaç duyulmaktadır [12]. Şekil 1.12’de bir doğalgaz dolum tesisi görülmektedir.



Şekil 1.12. Doğalgaz dolum istasyonu şeması.

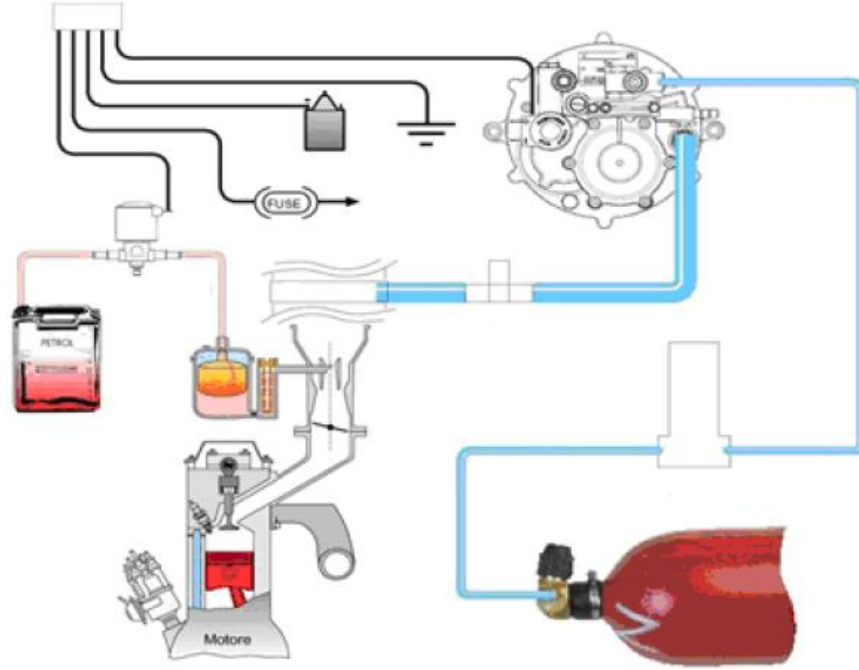
➤ Kullanılabilir Doğalgaz Teknolojileri

Doğalgaz benzinli ve dizel tüm araçlarda kullanılabilen bir yakıttır. Buna ek olarak doğrudan doğalgaz ile çalışan motorlarda da kullanılabilmektedir. İlave yakıt sistemlerinin kullanımı ile birlikte doğalgaz benzinli ve dizel motorlarda kullanılabilir hale gelmiştir. Benzinli motorlarda yakıt sistemine uygulanabilecek dört farklı yakıt sistemi varken bu rakam dizel motor için ikidir [12].

➤ Benzinli Motorlarda Doğalgaz Kullanımı

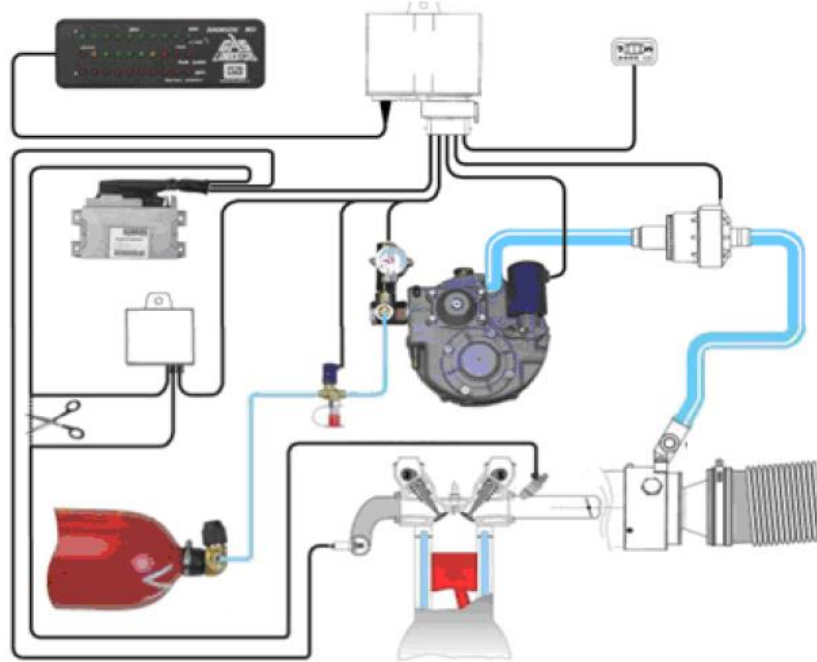
Benzinli motorlarda doğalgaz yakıtının kullanıldığı dört farklı nesil yakıt sistemi vardır [14]. Bu yakıt sistemlerinden birinci nesil sisteme ait şema Şekil 1.13, ikinci nesil sisteme ait şema Şekil 1.14, üçüncü nesil sisteme ait şema Şekil 1.15 ve dördüncü nesil sisteme ait yakıt sistemi şeması Şekil 1.16'da gösterilmiştir.

Birinci nesil yakıt sistemleri katalitik konvertörü olmayan ve karbüratörlü araçlarda kullanılmaktadır [14].



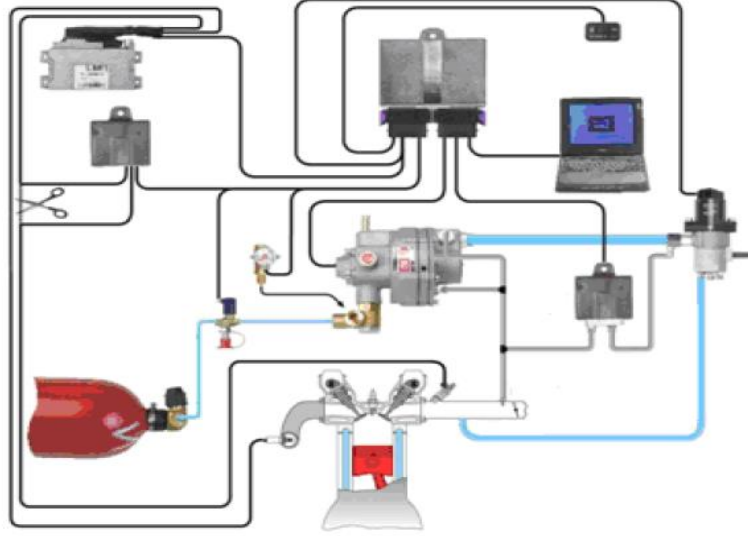
Şekil 1.13. Birinci nesil doğalgaz sistemi.

İkinci nesil yakıt sistemleri kapalı devre karbüratörlü taşıtlarda, tek nokta enjeksiyonlu taşıtlarda ve nozul tipi enjeksiyonlu taşıtlarda kullanılmaktadır. Bu yakıt sistemleri otomatik olarak karışım ayarı kontrolü yapabilmektedir [14].



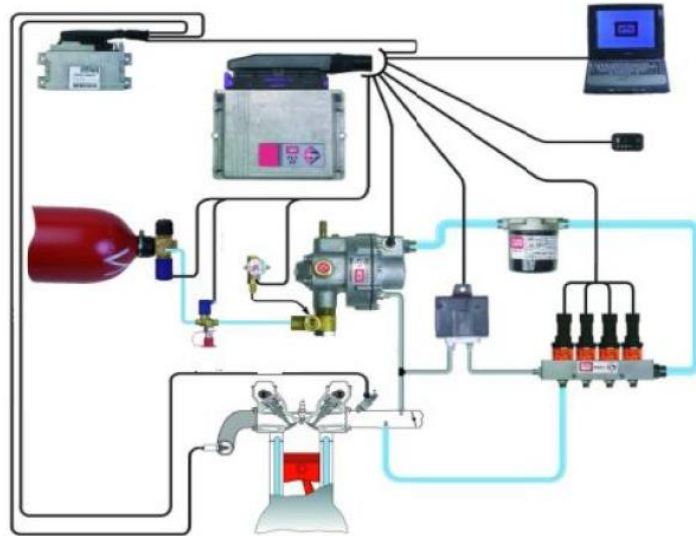
Şekil 1.14. İkinci nesil doğalgaz sistemi.

Üçüncü nesil yakıt sistemleri kapalı devre çok nokta enjeksiyonlu taşıtlarda kullanılmaktadır. Bu sistemde karıştırıcı bulunmamaktadır ve doğalgaz doğrudan emme manifolduna püskürtülür [14].



Şekil 1.15. Üçüncü nesil doğalgaz sistemi.

Dördüncü nesil yakıt sistemleri çok noktadan enjeksiyonlu sistemi içermekte olup modern motorlara uyum sağlayabilecek teknolojiye sahiptir. Aynı zamanda farklı çalışma şartlarına imkan vermektedir. Kapalı devre fakir yanmalı motorlar bu sistemi kullanmaktadır [14].

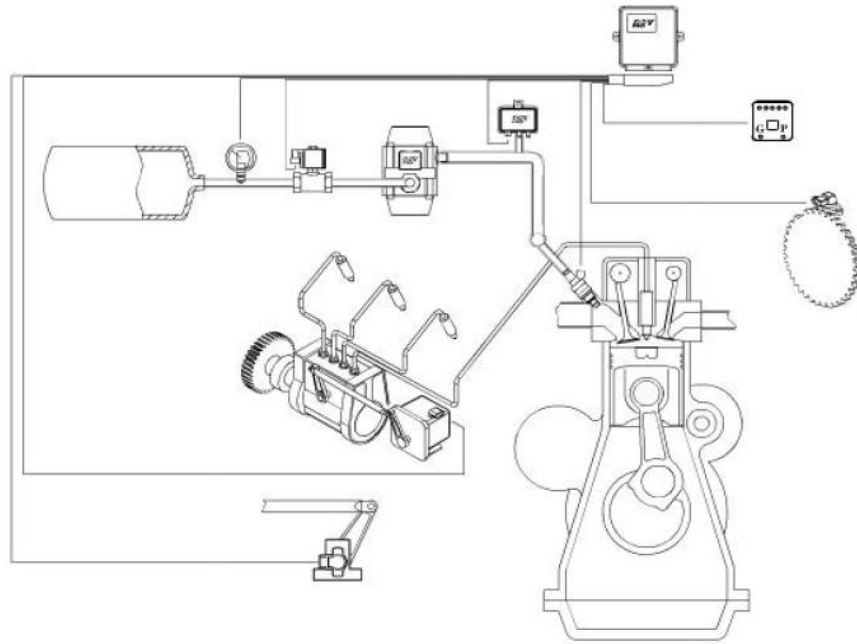


Şekil 1.16. Dördüncü nesil doğalgaz sistemi.

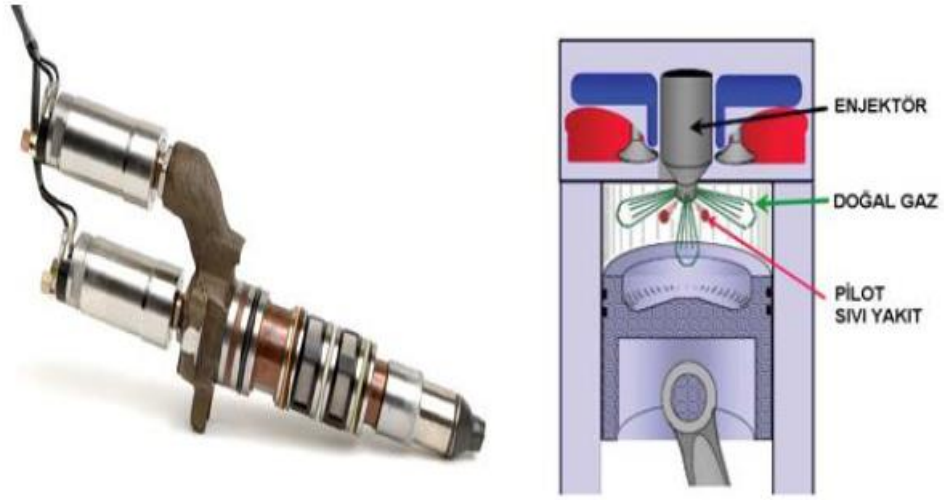
➤ Dizel Motorlarda Doğalgaz Kullanımı

Dizel motorlarında doğalgaz kullanımı iki farklı şekilde gerçekleştirilmektedir. Birinci sistem dizel motorun gerekli modifikasyonların yapılması ile benzinli motor çalışma biçimine getirilmesidir. Bu modifikasyon işlemleri için bir ateşleme sistemi yerleştirilmesi gerekmektedir ve sıkıştırma oranının değiştirilmesi gerekmektedir. Bu işlemlerin gerçekleştirilmesi ile motor doğalgaz ile çalışabilir hale gelmektedir. Ancak bu yöntemin maliyeti oldukça fazladır. Bu durum bu yöntemin tercih edilmesini engellemektedir [12].

Dizel motorlarda doğalgaz kullanımı için en çok kullanılan yöntem çift yakıt uygulamalı sistemlerdir. Bu yöntemde doğalgaz emme havası ile karıştırılarak silindire gönderilir ve sıkıştırma zamanının sonunda silindire püskürtülen pilot dizel yakıtıyla tutuşma gerçekleşmektedir. Bu tip motorlar istenildiğinde çift yakıt istenildiğinde de sadece dizel yakıt ile çalışabilme imkanı sunmaktadır. Çift yakıt uygulamalarında doğalgaz emme havasına karıştırıldığı gibi çift yakıt enjektörü kullanılmasıyla birlikte doğrudan silindire de püskürtülebilir [14,15]. Şekil 1.17’de örnek bir çift yakıt sistemi gösterilmiştir. Bir çift yakıt enjektörü ve çalışma şekli ise Şekil 1.18’de görülmektedir.



Şekil 1.17. Örnek dizel motor çift yakıt sistemi.



Şekil 1.18. Çift yakıt enjektörü ve çalışma şekli.

1.2. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA AKIŞ VE YANMA MODELLEMELERİ

Bilgisayar destekli tasarım ve bilgisayar destekli imalat (CAD&CAM) teknikleri ile birlikte HAD ortaya çıkmasından bu yana otomotiv firmaları tarafından yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Ancak başlangıçta yavaş bilgisayarlar, gerçeği ile tam olarak örtüşmeyen geometriler, yetersiz kodlar gibi problemler otomotiv sektöründe HAD yöntemlerinin kullanımını kısıtlamıştır fakat günümüzde aşılın bu problemler ile birlikte bu yöntemler çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Günümüzde tasarım sürecinin kısaltma, simülasyonlar yardımı ile ürünün tasarım aşamasında optimizasyonun sağlanabilmesi ve oldukça pahalı ve zaman alıcı olan deneyler ve prototip üretim işlemleri HAD yöntemini otomotiv firmaları tarafından aktif bir şekilde kullanılır hale getirmiştir [16].

Geometrinin karmaşıklığı, cidar etkileri, girdap vb. nedenlerden dolayı motorlardaki akışkan akışları türbülanslı ve yüksek derecede anizotropiktir. İYM'lardaki akış, piston hareketiyle oluşan hızlı sıkıştırma ve genişleme stroklarının etkisiyle daha da karmaşık bir hal almaktadır. Bu akış durumları içerisinde girdap (swirl) önemli bir faktördür ve olması istenilen bir tasarım özelliğidir. İYM'larda girdap, emisyon kontrolü ve daha iyi bir verim elde etmek adına hava-yakıt karışımını arttırmak için

kullanılır. Bundan dolayı motorlardaki akış alanının simülasyonu için girdap karakteristiğinin her motor geometrisi için kısa süreli değişiklikler göstermemek kaydıyla güçlü ve çok yönlü bir türbülans modeli ile tanımlanması gerekir [16].

Üç boyutlu, zamanla değişen ve düzensiz bir karakteristik gösteren türbülanslı akışlarda zaman ölçekleri ve uzayda uzunluk ölçekleri geniş bir dağılımdadır ve Reynolds sayısı ile artış göstermektedir. Literatürde çeşitli modelleme ve simülasyon yöntemleri türbülanslı akışların hesaplamaları için önerilmektedir [16].

- Doğrudan Sayısal Simülasyonlar (Direct Numerical Simulations, DNS),
- Büyük Girdap Simülasyonları (Large Eddy Simulations, LES),
- Reynolds-Ortalama Navier-Stokes (Reynolds-Averaged Navier-Stokes, RANS),
- Hibrit Metotlar (Detached Eddy Simulations, DES)

Seçilen simülasyon yöntemi türbülanslı akışların çözümü için gereken çözüm ağı nokta/hücre sayısının ve hesaplama maliyetinin Reynolds sayısına bağlı artış oranını belirleyecektir. Çözüm ağının en küçük uzunluğu en küçük türbülans büyüklüğünde olan ve bütün türbülans ölçeklerini çözen DNS hesaplama yöntemi olarak oldukça maliyetli bir yöntemdir. DNS çözümleri için aşırı derecede ince, tamamen üç boyutlu ağlar, büyük bilgisayarlar ve çok uzun CPU zamanları gerekmektedir. Günümüzde kullanmakta olduğumuz bilgisayarlar mühendislik uygulamalarında yer alan yüksek Reynolds sayısı türbülanslı akışlar için DNS yöntemi ile çözüm elde etmek henüz mümkün değildir. Çözüm açısından DNS'nin bir alt düzeyi olan LES hesaplama yöntemi ile büyük ölçeklerin hesaplaması yapılırken, küçük ölçeklerin etkisi modellenmektedir. Dolayısıyla LES, DNS'ye nazaran daha az ağ nokta sayısı ve daha az hesaplama maliyeti oluşturmaktadır [16].

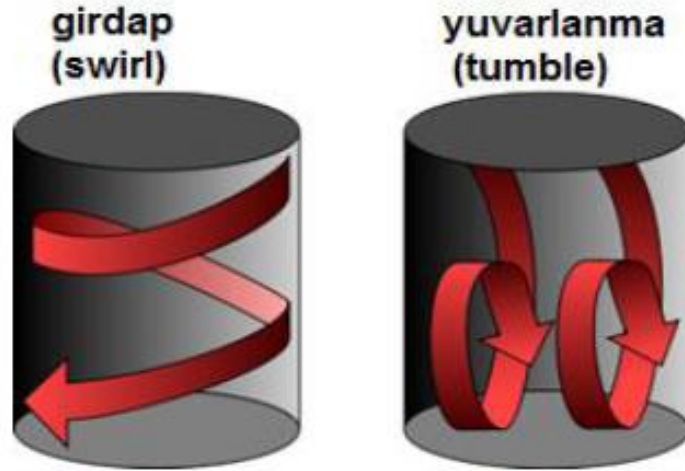
1.2.1. Motorlarda Türbülans

Silindir içerisinde, yanma odası duvarlarının çok yakınındaki boşluklarda türbülans azaltıldığından dolayı, köşeler haricinde neredeyse tüm akış süreçleri türbülanslıdır. Akış alanında gerçekleşen yerel değişimler türbülans difüzyonuna neden olmaktadır.

Bu durum İYM'ların çalışması için gerekli şart olan momentum, ısı ve kütle transferi oranlarında artışa yol açmaktadır [16].

Laminer akışların aksine türbülanslı akışlar değişken ve karmaşık bir davranış göstermektedir. Türbülanslı akışın davranışının tahmini için bir matematiksel model oluşturulmalıdır. Türbülanslı akışın göstereceği davranış şekli ortama bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Akış kararlılık göstermemektedir ve çevrimlerde dikkate değer değişimler görülebilmektedir [16].

Emme stroku sırasında silindir içi türbülans en yüksek seviyededir, ancak akış debisindeki düşüş ile birlikte AÖN yakınında azalma gösterir. Sıkışmanın artmasıyla birlikte ÜÖN yakınında girdap hareketi (swirl) artış göstermektedir. Oluşan bu girdap hareketi ile silindir boyunca daha homojen bir türbülans meydana gelir [16]. Şekil 1.19'da girdap hareketi gösterilmiştir.



Şekil 1.19. Silindir içi girdap ve yuvarlanma hareketi.

Akışkan hareketleri kütle, momentum ve enerjinin korunumunu ifade eden kısmi diferansiyel denklemler yardımıyla tanımlanır. Bu denklemler vasıtasıyla viskozite ve yoğunluk gibi akışkan özellikleri tanımlanır. Mevcut problem için yapılan kabullere bağlı olarak çeşitli türbülans modelleri mevcuttur [17].

1.2.2. Motorlarda Yanma Modellemesi

Yakıtın kimyasal enerjisini motorda iç enerjiye dönüştüren çoğu içten yanmalı motorlar enerji ihtiyaçlarını hidrokarbon yakıtların hava ile yanmasından alırlar. Temel olarak hidrojen ve karbon içeren ayrıca oksijen, nitrojen ve/veya sülfür vs. içeren binlerce hidrokarbon yakıt bileşenleri vardır. Yakıttan maksimum kimyasal enerjinin elde edilebilmesi için yakıtın stokiyometrik (teorik) oksijen miktarı ile reaksiyona girmesi gerekir. Stokiyometrik oksijen geride hiç oksijen (O_2) kalmayacak şekilde, yakıttaki tüm karbonu CO_2 'ye, tüm hidrojeni H_2O 'ya çevirecek miktarı ifade eder [5]. Yanma üç boyutlu, zamana bağlı türbülanslı akışta, hidrokarbon karışımı içeren yakıt ve yanma kimyasıyla meydana gelmektedir. Motorun çalışması yanma olgusunun, türbülanslı akışkan akışının, türbülanslı alev yayılmasının, ışınım ile ısı transferinin, ateşleme ve sönmeyenin, kirlenici oluşumunun, cidarlarda gerçekleşen ısı transferinin, dizel ve yakıt enjeksiyonlu motorlarda da püskürtme dinamiklerinin bir birleşiminden oluşmaktadır [16].

Bilgisayar simülasyonlarında İYM çevrimlerinin temel unsurlarından birisi de yanma modellemesidir. Motorun çalışmasına etki eden bütün bileşenler aynı zamanda direkt olarak yanma sürecini de etkilemektedir. Çok fazla sayısal taleplerin oluşu motorda yanmanın modellenmesinin yapılabilmesi için yüksek performanslı bilgisayarları gerektirmektedir. Bu bilgisayarlar olmaksızın karmaşık ve zor olarak tanımlanan bu problemlerin çözümü mümkün görünmemektedir. Modellemedeki amaç, tasarımlarda yapılan yeniliklerin yakıt verimliliği ve emisyonları üzerine etkilerini incelemektir [16].

Günümüzde araştırmacılar ve motor tasarımcıları İYM'lerin modellenmesinde dört farklı model kullanmaktadır [16].

- Hava standart çevrim simülasyonu
- Boyutsuz ve yarı boyutlu termodinamik çevrimler
- Boyutsuz ve bir boyutlu modellerin bir kombinasyonu
- Çok boyutlu modeller

Tüm modeller motor verimi, performansı ve emisyonlarını hesaplamak amacıyla kullanılmaktadır. Motor geliştirme adına yapılacak olan parametrik çalışmalar için sıfır boyutlu ve sanki boyutlu modeller kullanılmaktadır. Bu modeller tam motor modellerini içerirler, ancak yanma odası geometrisi ile belirgin bir bağlantıları yoktur. Çok boyutlu modeller ise çoğunlukla yanma odası geometrisinin önemli veya büyük değişikliklerin yapılması gerektiği durumlarda kullanılmaktadır [16].

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ÖZETİ

İYM’larda yaygın olarak kullanılmakta olan benzin ve dizel yakıtın çevreye ve insan sağlığına verdiği zararın fazla olması, bu yakıtlardaki zararlı emisyonların oranının azaltılması için çalışmalar yapılmasına sebep olmuştur. Ayrıca bu yakıtların rezervlerinin yakın tarihte tükeneceğinin öngörülmesi de alternatif yakıtların arayışı içine girilmesine yol açmıştır. Mevcut İYM’larda yanma olayı bilgisayar teknolojisi geliştikçe daha rahat incelenebilir hale gelmiştir ve bilgisayar programları sayesinde yanma analizi yapmak kolaylaşmıştır. Bu durum içten yanmalı motorlarda optimum yanma özelliklerinin araştırılmasına olanak sağlamıştır. Günümüzde bilgisayar programları yardımıyla içten yanmalı motorlar sanal ortamda tasarlanarak daha verimli yanma elde edebilmek ve çevre kirliliğini azaltacak şekilde egzoz emisyonlarını optimum hale getirebilmek için araştırmalar yapılmaktadır.

Soruşbay, C., benzin motorlarında, özellikle fakir karışımlarda yanma stabilitesinin artırılması amacıyla yanma hızını arttıracak, piston geometrisi, yanma odası yüzey/hacim oranı, sıkıştırma oranı, ateşleme avansı, hava fazlalık katsayısı vb. parametrelerin yanma süreci üzerindeki etkileri 2-boyutlu sayısal model üzerinde incelemiştir [18]. Mehdiyev, R., vd. konik geometriye sahip yeni yanma odası ile yapmış oldukları deneylerle, mevcut dizel motorların performans değerlerinin kötüleştirilmeden yakıt tüketiminin %3-5 ve egzoz gaz emisyon değerlerinin EURO II ve EURO III standartları seviyesine düşürülebileceğini ifade etmişlerdir [19].

Pang, K.M., ve arkadaşları ANSYS Fluent ile yaptıkları simülasyonda yanma sonuçları ve kurum üretim profillerini dizel motor üzerinde yapılan deneylerle karşılaştırmışlardır [20]. Mercan, S., yaptığı çalışmada, dizel motorlarda yanma olayını ve optimizasyonunu incelemiş, motorun tek boyutlu matematiksel modelini

hazırlayarak Basic programı yardımı ile yanma olayını etkileyen faktörlerin iş çevrimine etkilerini ortaya çıkarmıştır [21].

Atay O., yaptığı çalışmada 7,3 L dizel motorunu matematiksel modelleyerek silindir içi parametrelerini, performansı ve egzoz emisyonlarını incelemiştir. Matematiksel modelleme için Ford Otosan AŞ'ye ait 7,3 L dizel motorunu örnek olarak almıştır. Matematik model krank açısı değişimine bağlı olarak silindir içi parametreleri olan sıcaklık ve basıncı hesaplayarak, reaksiyon hızları üzerinde etkisi olan bu parametreleri denge denklemlerini çözmekte kullanmıştır [22]. Dorri A., yaptığı çalışmada sayısal simülasyonla dizel motorda kirletici oluşumunu incelemiştir. Dizel bir motorun yanma odasındaki termo-akışkan dinamiği alanını (hız, basınç, sıcaklık) araştırmak amacıyla HAD kodları yardımıyla sayısal olarak analiz etmiş ve bu motorun yanma prosesindeki kirletici oluşumunu modellemiştir [23].

Siripornakarachai, S. ve Sucharitakul, T. bir otobüsün dizel motorunda biyogaz kullanarak elektrik üretmişlerdir. Optimum motor verimliliğinin, $\lambda=1,097$ değerinde ve üst ölü noktadan (ÜÖN) 54° önce, %28,6 olduğu sonucuna varmışlardır. Jeneratör gücünü 134,20 kW ve CO ve NO_x emisyon değerini sırasıyla 1,154 ve 896 ppm olarak elde etmişlerdir [24]. Porpatham ve arkadaşları biyogaz yakıtındaki CO₂ konsantrasyonunun azaltılmasının motor performansına, emisyonlarına ve yanmaya etkisini deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmada biyogaz içerisindeki CO₂ oranını % 41, % 30, % 20 seviyelerine indirmek için kireçli su fırçası kullanmışlardır. Deneyleri 1500 rpm sabit motor hızı ve 13:1 sıkıştırma oranında zengin ve fakir karışım arasında farklı denklik oranlarında bir motorda yapmışlardır. Bu deneyler sonucunda biyogazdaki CO₂ oranındaki azalmanın önemli derecede performans artışı ile sonuçlandığını ve fakir karışımlarda özellikle hidrokarbon (HC) emisyonlarında azalmaya sebep olduğunu gözlemlemişlerdir [25].

Shrestha, B. ve Narayanan, G., kıvılcım ateşlemeli motorlarda çöp gazı kullanımı ile alakalı bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada çöp gazının performans ve yanma karakteristiklerinin metanla karşılaştırıldığında daha kötü olduğunu gözlemlemişlerdir. Fakat yükselen sıkıştırma oranıyla ve gelişen ateşleme zamanı ile çöp gazının karakteristiklerinin performansında gelişme gerçekleştiğini görmüşlerdir.

Ayrıca çöp gazına %30 hidrojen (H_2) eklenmesinin etkisini incelemiştirlerdir. H_2 eklenmesinin yanma karakteristiklerinin gelişmesine yardımcı olduğunu görmüşlerdir. Ayrıca H_2 ekleme işleminin çöp gazının periyodik varyasyonlarında azalmaya neden olduğunu gözlemlemiştirlerdir [26]. Huang, J. ve Crookes, R.J., tek silindirli kıvılcım ateşlemeli bir motorda biyogaz kullanımını deneysel olarak incelemiştirlerdir. Biyogaz içerisindeki CO_2 varlığının NO_x emisyonlarında azalmaya yol açtığını tespit etmişlerdir. Fakat silindir basıncında ise düşmeye neden olduğunu görmüşlerdir. Gerçekleşen bu basınç düşüşü neticesinde biyogazın motor gücü ve fren termal verimliliğinde azalmaya neden olduğunu görmüşlerdir. Ayrıca yanmamış HC emisyon seviyesinin yükselme gösterdiğini gözlemlemiştirlerdir [27].

Yılmaz, B., sayısal modelleme yöntemini kullanarak fakir ön karışimli metan-hava alevlerinin özelliklerini farklı karışım oranları ve farklı basınç koşullarında incelemiştir. Bu çalışma için yüksek basınçlı yanma odası deney düzeneğini kullanmıştır. Düzeneği ticari ANSYS Fluent yazılımı yardımıyla HAD metodu kullanarak modelleyerek incelemiş ve elde ettiği sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırmıştır. Yaptığı karşılaştırmalar neticesinde analizinin deneysel çalışma ile örtüşen değerler ortaya koyduğunu gözlemlemiştir [28]. Henham, A. ve Makkar, M.K., çift yakıtlı dizel motorunda biyogaz kullanımını araştırmışlardır. Bu çalışmada çeşitli CH_4-CO_2 karışım oranları için motorun performansını incelemiştirlerdir. İki silindirli bir dizel motoru deneysel çalışmaları için kullanmışlardır ve doğalgaz ve CO_2 karışımı yardımıyla varyasyon kalitesini sağlamışlardır. Silindir içi basınç ve krank açısı (KA) için başarılı bir şekilde bir veri elde etme sistemini kullanmışlardır. Ayrıca özellikle CO ve O_2 değerleri için emisyon ölçümlerinin kullanılabilir olduğunu tespit etmişlerdir [29].

Jiang, Y., ve arkadaşları yaptıkları çalışmada biyogazın fiziksel ve kimyasal karakteristiklerini ve motorlarda kullanımında karşılaşılan problemleri incelemiştirlerdir. Bu çalışma için biyogaz-dizel kullanan çift yakıtlı motor ve kıvılcım ateşlemeli biyogaz motoru olmak üzere iki farklı biyogaz motoru geliştirmişlerdir. Ayrıca saflaştırılmış ve sıkıştırılmış biyogazın taşıtlarda yakıt olarak kullanabileceğini ileri sürmüşlerdir [30]. Forisch, C. ve arkadaşları yanıcı madde olarak zengin ve fakir biyogaz-hava karışımının Nd:YAG lazeri kullanarak 3MPa

değerinden yüksek bir başlangıç basıncıyla yakarak incelemiştir. Ayrıca bu yanma olayını metan-hava karışımı yanması ile karşılaştırmışlardır. Gözlemleri 473 K değerine kadar ısıtılabilen sabit hacimli bir plakada yapmışlardır. Ek olarak, alev emisyonlarını korumuşlar ve yanma süresince gazın homojenliğini düşürmüşlerdir. Biyogazdaki CO₂ varlığının yanma hızında düşüşe neden olduğunu gözlemlemiştir [31].

Crookes, R.J., yapmış olduğu çalışmada kıvılcım ateşlemeli ve sıkıştırma ateşlemeli iki farklı motorda biyoyakıt performansını ve emisyonlarını simüle ederek incelemiştir. Simülasyonda yakıt olarak biyogaz ve ticari tohum yağı kullanmıştır. Gözlem için kullanmış olduğu her iki motor da tek silindirlidir. Analiz sonucunda CO₂ içeren biyogazda içerisindeki metana bağlı olarak NO_x emisyonlarında azalma gözlemlemiş ancak yanmamış HC oranında yükselme gözlemlemiştir. Tohum yağının ise büyük dezavantajı olan yüksek yakıt tüketimi dışında dizel yakıtı ile benzer performansı sergilediğini görmüştür [32]. Rakopoulos, C.D. ve Michos, C.N., farklı bileşim oranlarında biyogaz - hidrojen karışımları üzerine kapalı çevrim bir kıvılcım ateşlemeli motorda çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada farklı hidrojen oranlarında yanma boyunca baca gazlarındaki yanma düzensizliklerini incelemiştir. Yaptıkları çalışmalar sonucunda biyogaza hidrojen eklenmesi durumunda motor performansında ve yanma emisyonlarında gelişme olduğunu gözlemlemiştir [33].

Akansu, S.O. ve arkadaşları içten yanmalı motorlarda yakıt olarak doğalgaz-hidrojen karışımının kullanımını araştırmışlardır. Bu çalışmada artan H₂ değerine karşılık HC, CO₂ ve CO emisyonlarının azaldığını ancak NO_x emisyonlarının ise genel olarak arttığını gözlemlemiştir. Eğer bir katalitik konvertör kullanılırsa NO_x emisyonlarının dikkate değer ölçüde düşük seviyelere inebileceğini ifade etmişlerdir. Bu sayede sıfır emisyon araçlarının standartlarına ulaşmanın mümkün olabileceğini ileri sürmüşlerdir [34]. Çeper, B.A. ve arkadaşları doğalgaz - hidrojen karışımını yakıt olarak kullanan dört zamanlı kıvılcım ateşlemeli bir motorda performans ve kirlilik değerlerini farklı hava fazlalık katsayısı değerlerinde deneysel olarak inceledikleri çalışmalar yapmışlardır. Yakıttaki hidrojen oranını sırasıyla %0, %10, %20 ve %30 olarak belirlemiştir. Deneylerinde 10:1 sıkıştırma oranına sahip

88mm strok değerinde Ford'un kıvılcım ateşlemeli motorunu kullanmışlardır. Tüm deneyleri 2000 d/dk motor devrinde gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonucunda CO,CO₂ ve HC emisyonlarını ve silindir içi basınç değerlerini ölçmüşlerdir. Hava fazlalık oranının artışı ile CO ve CO₂ emisyonlarında azalma olduğu sonucuna varmışlardır [35-37].

Bauer, C.G. ve Forest, T.W. yaptıkları çalışmada tek silindirli bir motorda %0, %20, %40 ve %60 oranlarında hidrojen içeren metan-hidrojen karışımının yakıt olarak kullanımını test etmişlerdir. Her bir yakıt sırasıyla 700 ve 900 d/dk motor devrinde tam ve kısmi yüklemde test edilmiş ve sitokiyometrik yanmadan kısmi yanma limitine kadar yakıt fazlalık katsayısı yine her bir yakıt için incelenmiştir. Buradan elde edilen sonuçlar çevrimin simülasyonunda kullanılmıştır [38]. Huang, B. ve arkadaşları egzoz gazının geri dönüşümü ile desteklenmiş doğalgaz - hidrojen karışımını yakıt olarak kullanan kıvılcım ateşlemeli bir motorda çevrim çevrim incelendikleri bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada egzoz gazı geri dönüşüm oranının ve hidrojen fraksiyonunun motor çevrimlerine etkisini analiz etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlarda artan egzoz gazı geri dönüşüm oranı ile silindir içi maksimum basınç değerinin artış gösterdiğini ve ortalama efektif basınç değerinin azalma gösterdiğini tespit etmişlerdir. Yine egzoz gazı geri dönüşümünün artış oranı ile parametreler ile bunlara karşılık gelen krank açısı değerindeki maksimum basınç değerlerinin azalma olduğunu görmüşlerdir [39].

Wang, J. ve arkadaşları yaptıkları çalışmada doğrudan püskürtmeli motorda çeşitli doğalgaz - hidrojen karışımı fraksiyonlarının yanma davranışlarını incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlarda düşük ve orta motor yüklerinde artan hidrojen fraksiyonu ile fren efektif ısı verimliliğinin artış gösterdiğini ve yüksek yüklerde ise yüksek ısı verimliliğinin korunduğunu görmüşlerdir. Karışımdaki artan hidrojen fraksiyonu ile ısı salınım fazının eğrisinde artış yaşandığını görmüşlerdir. Yine karışımdaki hidrojen fraksiyonunun artışı ile hızlı yanma süresinin azaldığını ve ısı salınım oranının arttığını görmüşlerdir. Bu olayın düşük motor hızlarında olduğunu ifade etmişler ve yanma hızındaki gelişmede hidrojen eklenmesinin etkisinin çok önemli rol oynadığını belirtmişlerdir. Karışımdaki hidrojenin hacimsel fraksiyonu %20 değerini aştığında maksimum ortalama gaz sıcaklığı ve maksimum basınç oranındaki

yükselme dikkate değer bir şekilde artış gösterdiğini gözlemlemişlerdir. Aynı şekilde karışımdaki hidrojen değerinin artışıyla HC ve CO₂ emisyonlarında azalma olduğunu görmüşlerdir [40]. Akansu, S.O. ve arkadaşları yaptıkları çalışmalarında kıvılcım ateşlemeli bir motorda metan - hidrojen karışımının yakıt olarak kullanılmasının etkisini incelemişlerdir. Bu çalışmayı dört silindirli motorda %0, %10, %20 ve %30 oranlarında hidrojen içeren metan-hidrojen yakıt karışımı için test etmişlerdir. Deneyle farklı yakıt fazlalık oranlarında gerçekleştirmişlerdir. Yakıt fazlalık oranı için 0,6 ile 1,2 aralığını belirlemişlerdir. Her bir yakıtı sabit motor yükünde ve 2000 motor devrinde incelemişlerdir. Sonuç olarak NO_x emisyonlarında artış oluşunu; HC, CO ve CO₂ emisyon değerlerinde ise azalma yaşandığını gözlemlemişler ve fren ısı verimlilik değerinin ise artan hidrojen yüzdesine bağlı olarak artış gösterdiğini gözlemlemişlerdir [41].

Huang, Z. ve arkadaşları doğalgaz - hidrojen karışımını yakıt olarak kullanan doğrudan püskürtmeli kıvılcım ateşlemeli bir motorda çeşitli ateşleme zamanlarında ve fakir karışım durumunda yanma karakteristiklerini inceledikleri bir makale çalışması yapmışlardır. Çalışmanın sonucunda ateşleme zamanının motor performansı, yanma ve emisyon değerleri üzerinde çok önemli etkiye sahip olduğunu görmüşlerdir. Doğrudan püskürtmeli gaz motorunda yakıt püskürtmenin bitimi ve ateşleme zamanı arasındaki zaman aralığının çok hassas olduğunu belirtmişlerdir. Yakıt püskürtme bitimi ile ateşleme zamanı arasındaki zaman aralığı azaldığında, yanma odasında yakıt jetinden üretilen türbülansın yüksek seviyede korunduğunu ve güçlü karışım tabakası oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca doğalgaza eklenen hidrojen fraksiyonundaki artış ile birlikte ortalama fren basıncı ve efektif ısı veriminde artış, yanma periyodunda ise azalma olduğunu gözlemlemişlerdir [42]. Sekmen, P., Sekmen, Y. ve Çınar, C., tek silindirli, 4-zamanlı, ideal hava-yakıt çevrimi üzerinde çalıştığı kabul edilen buji ateşlemeli bir motor için matematiksel bir simülasyon modeli geliştirmişlerdir. Bu çalışmada kullanacakları sıkıştırma oranı ve motor hızı değişimleri için KA bağlı olarak silindir basınç ve sıcaklık değişimlerini elde etmek için FORTRAN ticari yazılımını kullanmışlardır. Elde ettikleri bu değerler yardımıyla ortalama indike basınç, yakıt ve hava tüketimleri, indike güç, termik verim gibi bazı motor performans parametrelerini hesaplamışlardır. Hesaplamalarda yakıt olarak CH₄ kullanmışlardır [43].

BÖLÜM 3

MATERYAL METOT

Akışkanlar mekaniği konularının çoğunluğunu, dinamik akışların teorik esaslara dayanan hareket denklemlerinin türetilmesi ve bu denklemlere çözüm elde edilmesi oluşturmaktadır. Lineer denklemlerin yönetimindeki akışlar haricinde, hareket denklemlerinin çözümü sayısal metotlar ile yapılmaktadır [44].

Bilgisayarlar var olmadan önce gerçek akış problemlerinin çözülebilmesi oldukça zordu. Günümüzde gelişen ve gelişmeye hızla devam eden bilgisayar teknolojisi ile akış problemlerinin çözümü mümkün hale gelmiştir [45]. Öte yandan mühendislik hizmeti veren kuruluşlar akışkanlar mekaniği alanındaki problemleri büyük ölçüde paket program kullanarak sayısal metotlarla çözmektedir [44].

Buradan hareketle, bu çalışmada içten yanmalı bir motorda doğalgazın yanma analizini değişik devir ve piston stroklarına göre yapmak için yaygın olarak kullanılmakta olan HAD programı ANSYS Fluent (R15.0) kullanılmıştır. Bu bölümde silindir içi yanmayı modellemek için yapılan çalışmalardan ve programın özelliklerinden bahsedilmiştir.

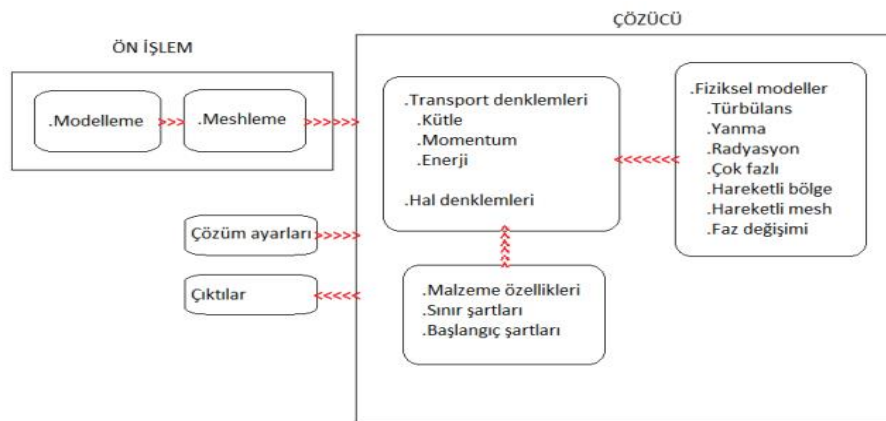
3.1. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)

HAD sayısal metotları kullanarak akışkan hareketinin uzay ve zamana göre olan değişimini tahmin etmek amacıyla kullanılan yaygın bir yöntemdir. Burada akış alanı sonlu sayıda hacme bölünerek, bu hacimler arasındaki bağlantılar “node” olarak adlandırılan noktalar ile yapılır. Bütün elemanlar için akışkan hareketini tanımlayan Navier - Stokes denklemleri bütün noktalarda geçerli olarak kabul edilir. Bütün düğüm noktaları için, Navier – Stokes denklemlerinin uygulanması sonucu elde edilen sonlu sayıdaki denklem sistemi ile çözülür. Ancak her bir noktadaki akış

karakteristiklerinin hesaplanması zor olduğundan dolayı, bu zorluğu aşmak amacıyla düğüm noktaları, özellikle akış karakteristiklerinin değişimlerinin büyük olduğu süreksizlik bölgelerinde (duvarlar ve köşeler) birbirine çok yakın olarak seçilir. Fakat bu değişimlerin küçük olduğu diğer bölgelerde düğüm noktaları birbirinden çok uzak olarak belirlenebilir. Bu düğüm noktalarının oluşturulması ve sayısı, kullanılan sayısal çözüm yöntemine ve bilgisayar kapasitesine bağlıdır. Ek olarak akış olayı ve akış alanı geometrisi de düğüm noktalarının oluşturulmasında önemli rol oynamaktadır. Hesaplama zamanı birkaç dakikadan birkaç güne kadar bu etkenlere bağlı olarak değişiklik göstermektedir [46].

Otomotiv üreticileri günümüzde taşıta etki eden tahrik-direnç kuvvetlerini, taşıt motorunun altında ve çevresinde meydana gelen akışı HAD metodunu kullanarak tahmin edebilmektedir. Endüstriyel ürünlerin ve işlemlerin tasarımında HAD kodları çok yaygın olarak kullanılmaktadır. HAD kodları akış problemlerini çözmeye çalışan sayısal algoritmalar ile kurulmaktadır [47].

HAD programları sayesinde gerçekçi sonuçlara çok yakın veriler elde edilmekte olduğu için deney için gerekli olan tasarım parametreleri çok kısa sürede ve çok daha doğru olarak belirlenebilmektedir. Bu programların yaygın bir şekilde kullanılmasıyla beraber akış analizleri için yapılan deney sayıları azalmıştır. Böylece çok fazla tasarım işlemine gerek kalmadan temel ihtiyaçlar belirlenerek deneyler kolaylıkla gerçekleştirilebilmektedir. HAD programları sağladıkları bu avantajlarla birlikte maliyet açısından da önemli derecede tasarruflar sağlamaktadır [48].



Şekil 3.1. HAD modellemenin özet şeması.

Sonlu elemanlar metodunu kullanan ticari HAD kodları ile alakalı son dönemde çok fazla çalışma yapıyor olmasına karşın, piyasalarda sonlu hacimler metodunu kullanan 4 kodun hakimiyeti görülmektedir. Sonlu hacimler metodunu kullanan bu kodlar PHOENICS, FLUENT, FLOW3D ve STAR-CD'dir [48]. Bu çalışmada dünyada yaygın olarak kullanılmakta olan HAD programı ANSYS Fluent (R15.0) kullanılmıştır.

➤ Sonlu Hacimler Metodu

Reynolds ortalamalı Navier - Stokes denklemlerinin veya genel skaler transport denkleminin sayısal olarak çözülebilmesi mümkün olan cebri denklemlerle ifade edilebilmesi için ayrıklaştırma işleminin yapılması gerekmektedir. Bir denklem sonlu farklar, sonlu elemanlar veya sonlu hacimler metodlarının kullanılması ve hesaplama alanının ayrık nokta, eleman veya hacimler ile ifade edilmesi ile ayrıklaştırılabilir. Bu çalışmada son yıllarda çok yaygın bir şekilde kullanılmakta olan ve pek çok yazılımın tercih ettiği, denklemlerin sonlu bir hacim boyunca entegre edilmesi esasına dayanan sonlu hacimler metodu kullanılmıştır [49].

Sonlu hacim metodu, kısmi diferansiyel denklemleri ifade etmek ve değerlendirmek için kullanılan, cebirsel denklem şeklindeki bir yöntemdir [48].

Sonlu hacim metodu ve HAD'ndeki uygulamaları [48];

- Sonlu hacim ayrıştırması, akışkanların akışında anahtar bir aktarım fenomenidir. (Difüzyon, konveksiyon ve kaynaklar)
- Durağan olmayan fenomen için ayrıklaştırma prosedürü
- Bütün akış değişkenleri arasındaki bağlantıyı sağlamak için yinelemeli çözüm prosesi
- Ayrıklaşmış denklem sistemlerinin çözüm algoritmaları
- Sınır şartlarının uygulanması

Sonlu hacimler yöntemi, sonlu elemanlar yöntemine bezer bir şekilde çözülecek geometriyi parçalara ayırarak bu parçaların her biri için çözüm yapma ve daha sonra bu çözümleri bir araya getirerek problemin genel çözümünün elde edilmesi esasına dayanır ve sonlu farklar metodunu esas almaktadır. Sonlu hacimler yöntemi oldukça hassastır [46].

Sonlu hacimler yönteminde, akış denklemlerini sayısal olarak çözülebilecek cebirsel denklemlere dönüştürmek amacıyla kontrol hacminin temel alındığı bir teknik kullanılır. Bu yöntemde her bir kontrol hacminde akış denklemlerinin integrasyonu alınır. Bu integrasyonun sonucunda kontrol hacimlerini karakterize eden denklemler ortaya çıkması sağlanmaktadır [46].

Sonlu hacimler yöntemi ile problem çözme işleminde genellikle şu adımlar kullanılır [46];

- Çalışılacak bölgenin ağ programları sayesinde oluşturulacak sayısal analize uygun ağ ile kontrol hacimlere bölünmesi
- Sırasıyla momentum denkleminin, süreklilik denklemlerinin ve daha sonra enerji veya türbülans gibi diğer aranan denklemlerin çözümü
- Sonuçlandırılan denklem takımlarının iteratif çözücü sayesinde daha doğru değerlere yükseltilmesi
- Yakınsaklığın kontrol edilmesi
- Çözümün elde edilmesi

3.2. MATEMATİKSEL MODEL

Herhangi bir sayısal yöntem ile yapılacak olan çalışmanın ilk aşaması matematiksel modeldir. Yani birtakım integral ya da kısmi diferansiyel denklem ve sınır şartlarıdır. HAD uygulamalarında, akış tahmini için kullanılmakta olan birçok denklem takımı vardır ve bunlardan birisi, yapılacak uygulama için uygun modelin seçimini yapar (sıkıştırılmaz, kaymama, türbülanslı, 2 ya da 3 boyutlu vs. gibi). Çözüm yöntemi genellikle özel denklemler için tasarlanmaktadır. Genel amaçlı, bütün akışlar için kullanılabilen uygun bir çözüm yöntemi üretmek imkansız değildir ancak bu

çözüm şekli çok da mantıklı olmayacaktır. Çünkü bu yöntem genel amaçlı araçlarda olduğu gibi, herhangi bir uygulama için genellikle optimum değildir [50].

3.3. KORUNUM DENKLEMLERİ VE TÜRBÜLANS MODELLERİ

HAD analizlerinin tümü akışkanlar dinamiğinin temel korunum denklemlerine bağlıdır (süreklilik, momentum ve enerji denklemleri). Fizikle ilgili olan bu denklemler, akışkanlar dinamiğinin dayandığı temel fizik prensiplerinin matematiksel durumlarıdır. Bunlar:

- Kütle korunur.
- Newton'un ikinci yasası, $F = m.a$
- Enerji korunur.

Korunum denklemleri farklı şekillerde elde edilirler. Aerodinamik denklemlerin birçoğu için denklemlerin belirli şekilleri küçük farklılıklar oluşturur. Fakat HAD'nde verilen bir algoritma için başarı, denklemlerin belirli bir şekil için kullanımı ile meydana gelecektir. Ancak, alternatif şeklin kullanımı elde edilecek olan sayısal sonuçlarda sapmalara, doğru olmayan sonuçlara ve kararsızlıklara neden olabilir. Bundan dolayı, HAD dünyasında, denklemlerin şekilleri çok önemlidir. Tüm bunların sonucunda bu denklemlerin benzerliklerini ve farklılıklarını göstermek ve bu denklemlerin kullanımında mümkün olan uygulamaları HAD'ne aktarmak için bu denklemlerin türetilmesi önemlidir [51].

3.3.1. Kütle Korunumu Denklemi

Kütlenin korunumu denklemi (3.1) aşağıdaki gibidir.

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

Denklem 3.1, genellikle korunum denklemi olarak isimlendirilen kütlenin korunumu denkleminin genel şeklidir. Bu denklem, kütle korunumunu karşılamak amacıyla

hesaplama sırasında, iki ve üç boyutlu modellerdeki bütün hücreler boyunca kullanılır [48].

3.3.2. Momentumun Korunumu Denklemi

Momentumun korunumu denklemi (3.2) aşağıdaki gibi üç düzlem için yazılabilir.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (3.2)$$

Yukarıdaki denklem momentum denkleminin x kısmıdır. Bu denklem viskoz akışlar içindir. Yine benzer şekilde y ve z kısmı için denklemler aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (3.3)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (3.4)$$

3.3.3. Enerjinin Korunumu Denklemi

Enerjinin korunumu denklemi (3.5) aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) V \right] = \rho q + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \\ \frac{\partial (up)}{\partial x} - \frac{\partial (vp)}{\partial y} - \frac{\partial (wp)}{\partial z} + \frac{\partial (u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial (u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial (v\tau_{yy})}{\partial y} + \\ \frac{\partial (v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial (w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial (w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial (w\tau_{zz})}{\partial z} + \rho f \cdot V \end{aligned} \quad (3.5)$$

Bu enerji denklemi çoğu hesaplama işlemi boyunca aktifleştirilmez. Çünkü akışın karakteristikleri modelin çoğunda incelenmektedir ve çözücüdeki (solver) enerji denkleminin kullanımı daha fazla işlemci zamanı ve hesaplama maliyetleri

gerektirmektedir. Bu sebepten ötürü, enerji denklemi termal (ısı) grid çalışmalarında kullanılır [48]. Bu çalışma termal grid çalışması olduğu için enerji denklemi aktif hale getirilerek analiz işlemleri gerçekleştirilmiştir.

3.3.4. Türbülans Modelleri

Korunum denklemlerinin çözümleri için geliştirilmiş olan farklı türbülans modelleri mevcuttur. Bu bölümde türbülans modellerinden kısaca bahsedilecektir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği problemlerinin çözümünde kabul görmüş türbülans modelleri şunlardır [17];

- Spalart-Allmaras Modeli
- k-ε modelleri
 - ◆ Standart k-ε model
 - ◆ Renormalization-grup (RNG) k-ε model
 - ◆ Realizable k- ε modeli
- k-ω modelleri
 - ◆ Standard k-ω modeli
 - ◆ Kesme-gerilmesi transportasyon (SST) k-ω modeli
- v2-f model
- Reynolds gerilme modeli (RSM)
- Large eddy simülasyonu (LES) modeli [17]

Günümüzde kullanılan türbülans modellerinden en yaygın kullanıma sahip olan üçü k-ε modeli, k-ω modeli ve q-ω modelidir. Bu modeller iki denklemlilik türbülans modelleri olarak bilinmektedir. Bu modeller, kütle ve doğrusal momentum (ayrıca çözülmesi gerekiyorsa enerji) denklemleri ile aynı anda çözülmesi gereken ilave iki tane daha transport denklemi oluşturur. Bu transport denklemleri ile birlikte giriş ve çıkıştaki türbülans özellikleri için iki tane daha sınır şartının belirtilmesi gerekmektedir. Örnek verecek olursak k-ε modeli için hem k (türbülans kinetik enerjisi- m^2/s^2), hem de ε (türbülans yitim hızı- m^2/s^3) belirtilebilir. k-ε modeli birçok mühendislik uygulamalarında kullanılmakta ve oldukça yeterli görülmektedir [16].

Bu çalışmada korunum denklemleri standart k-ε türbülans modeli kullanılarak sonlu hacimler esasına dayalı olarak çalışan ANSYS Fluent (R15.0) paket programı yardımıyla çözümlenerek incelenmiştir. Kullanılmış olduğumuz standart k-ε türbülans modeli aşağıda daha detaylı şekilde denklemleri ile birlikte açıklanmıştır.

Standart k-ε Türbülans Modeli (SKE): Ekonomik oluşu ve çoğu akış olaylarında kabul edilebilecek ölçüde doğru sonuçlar vermesi sebebiyle iki denklemlilik türbülans modelleri içerisinde yaygın olarak kullanılan yarı ampirik türbülans modelidir. Türbülans kinetik enerjisi (k) ve kayıp oranı (ε) için yazılan iki adet transport denkleminin çözümü ve türbülans viskozitesinin hesabını içerir [49]. Kaldırma kuvvetleri etkisi ihmal edildiğinde, bu transport denklemleri k ve ε için sırası ile;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (3.7)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} k \text{ veya } \varepsilon' \text{un} \\ \text{değişim miktarı} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} k \text{ veya } \varepsilon' \text{un} \\ \text{konveksiyonla} \\ \text{değişim miktarı} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} k \text{ veya } \varepsilon' \text{un} \\ \text{difüzyonla} \\ \text{taşınımı} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} k \text{ veya } \varepsilon' \text{un} \\ \text{üretim} \\ \text{miktarı} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} k \text{ veya } \varepsilon' \text{un} \\ \text{kayıp} \\ \text{miktarı} \end{array} \right\}$$

Şeklinde yazılabilir. Difüzyivite terimleri,

$$\Gamma_\varepsilon = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \quad \text{ve} \quad \Gamma_k = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \quad (3.8)$$

Hız gradyanından dolayı oluşan türbülans kinetik enerjisinin üretimini ifade eden terim,

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.9)$$

şeklindedir ve türbülans viskozitesi, türbülans kinetik enerjisi ve onun kayıp oranı cinsinden,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.10)$$

olarak ifade edilebilir. Bu türbülans modelinde $R=0$ 'dır. Deney sabitleri $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $C_\mu = 0,09$, k ve ε için türbülans Prandtl sayıları $\sigma_k = 1,0$ ve $\sigma_\varepsilon = 1,3$ 'tür [49].

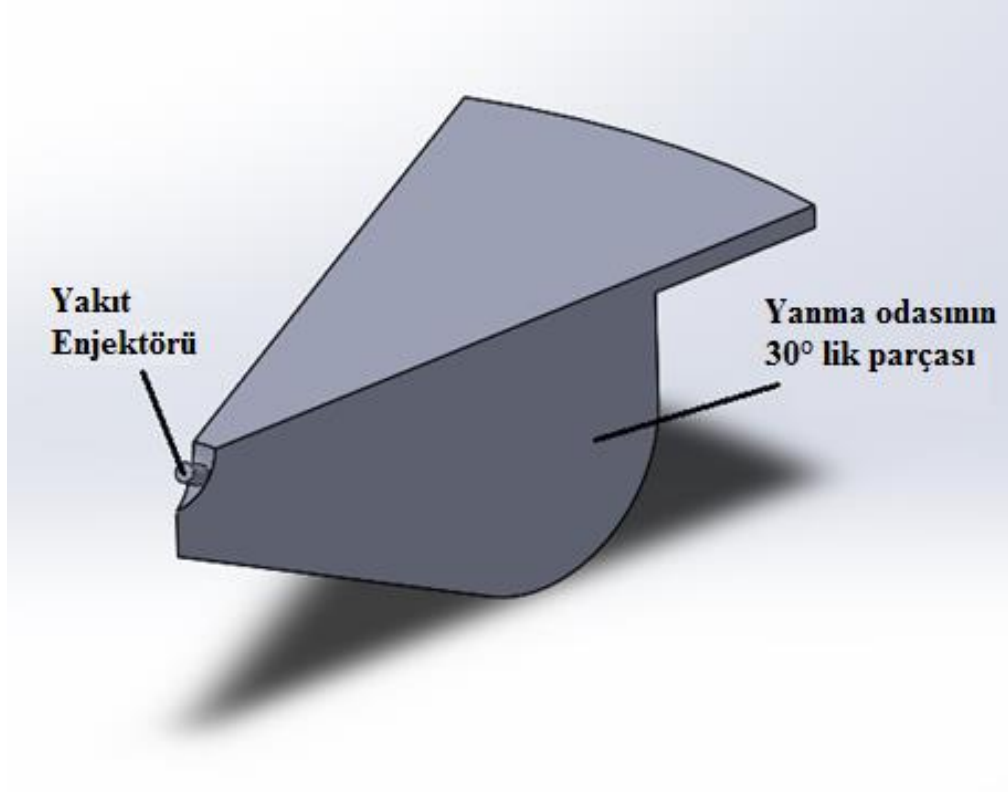
Bu çalışmada türbülans şiddeti için giriş sınır şartı olarak 0,10 (%10), yani yüksek türbülans şiddeti tanımlanmıştır. Ayrıca türbülans uzunluk skalası 2 mm olarak seçilmiştir. Yakıt ile ilgili şartlar ise UDF dosyası içerisinde programa tanımlanmıştır.

3.4. 3D MODELİN SİMÜLASYONU

Bu çalışmada ANSYS Fluent (R15.0) programı kullanılarak içten yanmalı 4 zamanlı bir motorda doğalgazın yanma analizi yapılmıştır. Bilgisayarın donanım özelliklerinin yetersiz olmasından dolayı analiz doğalgazın silindir içerisine püskürtülmesinin başladığı 720° KA'dan 20° öncesi ve 30° sonrasını ele alacak şekilde 700° - 760° KA değerleri arasında gerçekleştirilmiştir. Bu işlem farklı devir sayıları ve piston strok değerleri için tekrarlanarak gerçekleştirilmiştir. Bu değerler Çizelge 3.1'de gösterilmiştir.

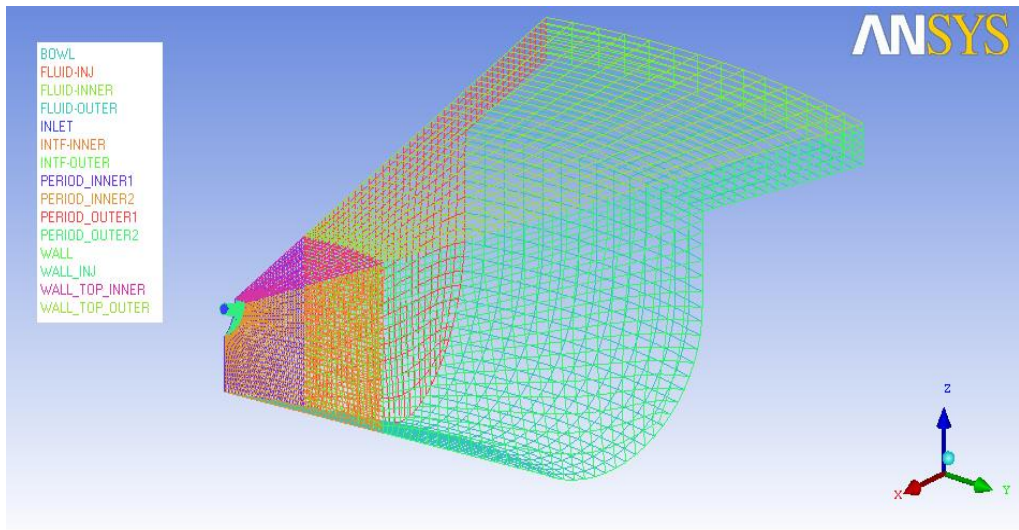
3.4.1. Modelin Hazırlanması

Analizin gerçekleştirileceği İYM için yanma odasının 30° lik bir parçası SolidWorks programı yardımıyla oluşturulmuştur. Oluşturulan yanma odası Şekil 3.2'de gösterilmiştir.



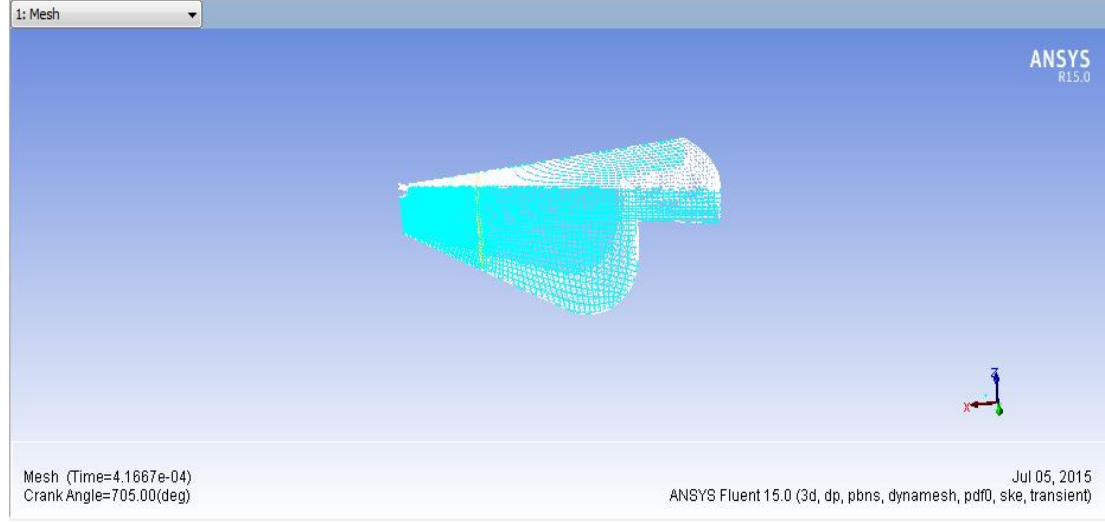
Şekil 3.2. Yanma odasının 30°lik parçası.

Geometrinin oluşturulması işlemi tamamlandıktan sonra ANSYS Workbench (R15.0) yardımıyla geometri için mesh yapısı oluşturulmuştur. Oluşturulan mesh yapısı Şekil 3.3’de görülmektedir.



Şekil 3.3. ANSYS Workbench ile mesh işlemi yapılmış silindirin ağ yapısı.

Mesh işlemi tamamlandıktan sonra, ANSYS Fluent (R15.0) programına aktarılır. ANSYS Fluent (R15.0) programında mesh yapısının görünümü Şekil 3.4'teki gibidir.

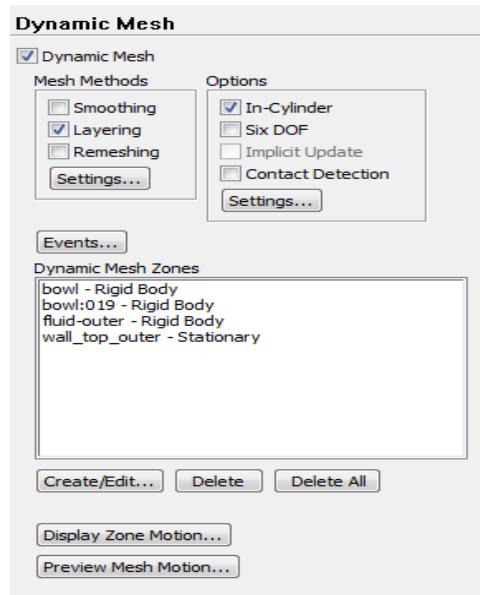


Şekil 3.4. Mesh yapısının ANSYS Fluent (R15.0)'te görünümü.

Öncelikle, çözücü seçenekleri belirlenmelidir. Simülasyon zamanla değişim göstermekte olduğundan dolayı “transient” seçeneği işaretlenmelidir.

3.4.2. Dynamic Mesh Ayarları

Çözücü ayarları tamamlandıktan sonra “Dynamic Mesh” ayarları yapılmalıdır.



Şekil 3.5. Dynamic Mesh ayarları menüsü.

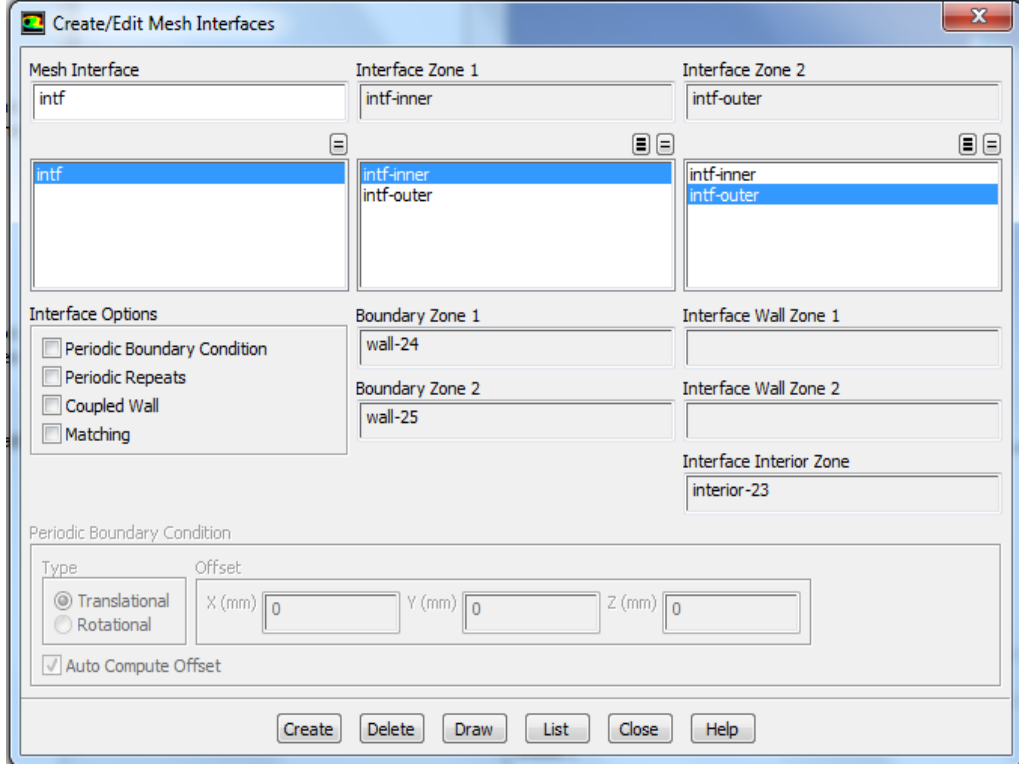
“Mesh Methods” sekmesinden “Layering” seçilerek “Collapse Factor” değeri 0,1 olarak değiştirilir. Seçenekler kısmından In-Cylinder seçilerek parametreler girilir. Bu çalışmada kullandığımız parametrelerin değerleri Çizelge 3.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. İYM için belirlenen parametre değerleri.

Parameter	Value
Crank Shaft Speed (d/dk)	2400, 3200, 3600, 4000
Starting Crank Angle (deg)	360°
Crank Period (deg)	720°
Crank Angle Step Size (deg)	0,25
Piston Stroke (mm)	64, 92, 112
Connecting Rod Length (mm)	220
Piston Stroke Cutoff (mm)	0
Minimum Valve Lift (mm)	0

“Mesh Methods” işlemleri tamamlandıktan sonra “Dynamic Mesh Zones” belirleme işlemleri yapılmalıdır. Z eksenli boyunca hareket edecek olan alanlar (bowl, bowl:19 ve fluid-outer) “rigid body” olarak seçilir ve hareketsiz olarak kalacak olan alan (wall_top_outer) ise “stationary” olarak belirlenir.

Şekil 3.3’te de görüldüğü gibi geometrimiz “inner_body” ve “outer_body” olmak üzere iki temel yapıdan oluşmaktadır. Dolayısıyla bu iki yapı arasında bir ara yüzey oluşturulmalıdır. Bu işlem ANSYS Fluent (R15.0)’te “Mesh Interfaces” sekmesi yardımıyla gerçekleştirilir. Ayrıca modelin bazı sınırları (Period_Inner1 - Period_Outer1 ve Period_Inner2 - Period_Outer2) ANSYS Fluent (R15.0) komutları yardımıyla periyodik haline getirilmelidir.



Şekil 3.6. Mesh Interfaces menüsü.

Mesh ara yüzeyi ve periyodik sınırlar oluşturulduktan sonra “Dynamic Mesh” ayarları tamamlanmış olmaktadır. Çizelge 3.1’de belirlenen parametre değerlerine göre modelimizin alt kısmı z eksenini boyunca $0,25^\circ$ adım aralığıyla 360° ile 1080° KA arasında hareket etmektedir. Ancak bu simülasyonda 700° ile 760° KA periyodu önemli olduğu için “Mesh Motion” menüsü kullanılarak KA 700° ’ye getirilmelidir.

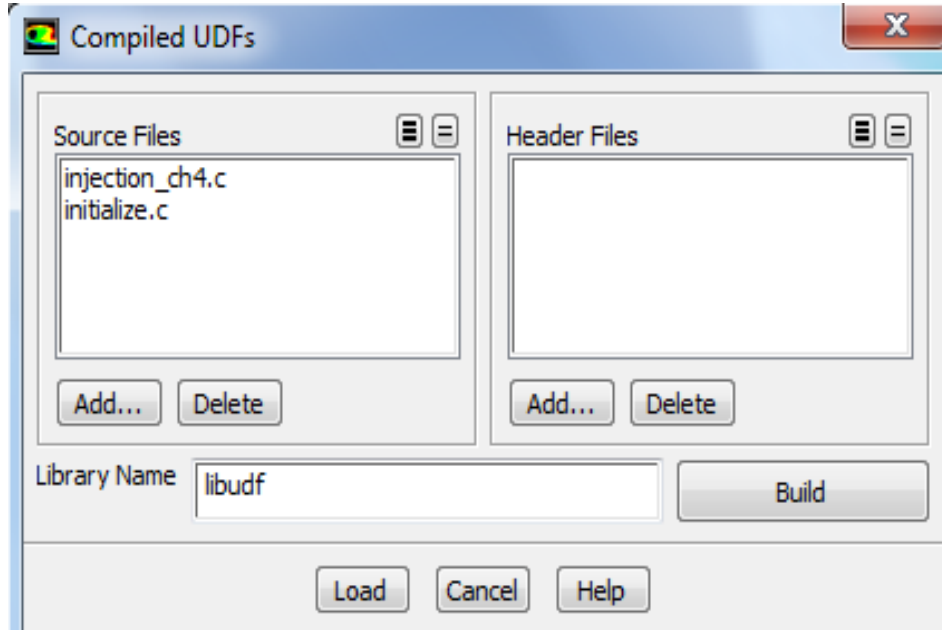
3.4.3. UDF (User Defined Function) Tanımlama

ANSYS Fluent (R15.0) programında kütle akışını belirlemek için birkaç yol bulunmaktadır. Bunlardan en çok tercih edileni UDF yöntemidir.

UDF, kodun standart özelliklerini geliştirmek için ANSYS Fluent (R15.0) çözücüsüne yüklenebilen programlanmış bir fonksiyondur. Örneğin UDF sınır koşullarını, materyal özelliklerini akış için kaynak terimleri tanımlamak için kullanılabilir.

UDF'ler herhangi bir metin editörü kullanılarak C program dilinde yazılırlar. Yazılan UDF “*.c” uzantılı olarak kaydedilir. Kaynak dosya yalnız bir UDF içerebildiği gibi birden fazla UDF'leri de içerebilir.

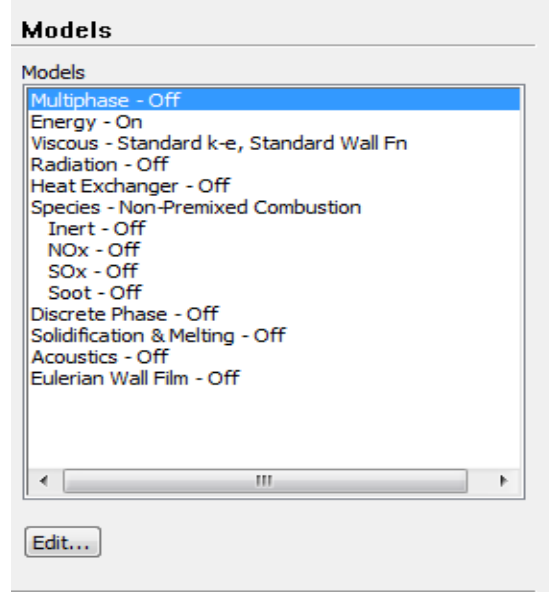
Bu çalışmada ANSYS mühendislerinden Xiao HU tarafından doğalgazın kütle akışınının sınır koşullarını tanımlamak amacıyla yazılan UDF kullanılmıştır.



Şekil 3.7. ANSYS Fluent (R15.0)'e UDF aktarma menüsü.

3.4.4. Model Özelliklerinin Belirlenmesi

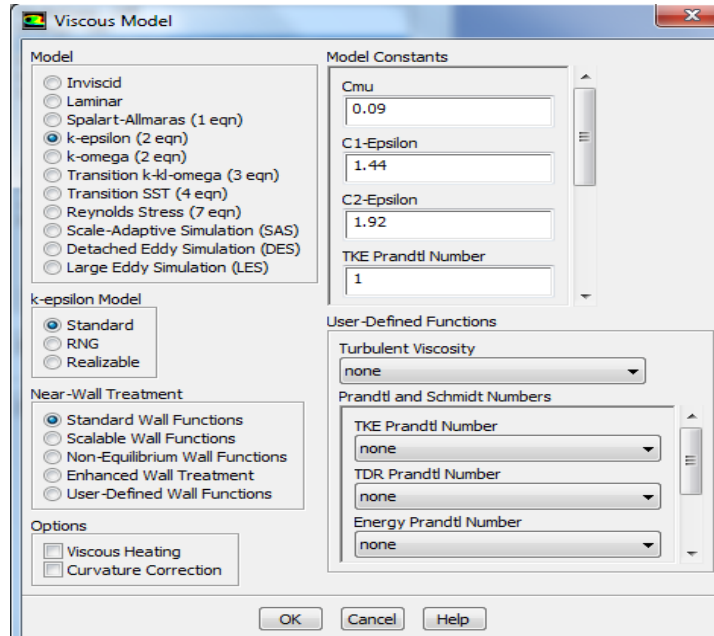
Simülasyon için gerçekleştirilecek sıradaki adım model özelliklerinin belirlenmesidir. ANSYS Fluent (R15.0)'te “Models” sekmesinde yer alan ayarlardan öncelikle “Energy” sekmesini “On” olarak değiştirmek gerekmektedir.



Şekil 3.8. Model özellikleri belirleme menüsü.

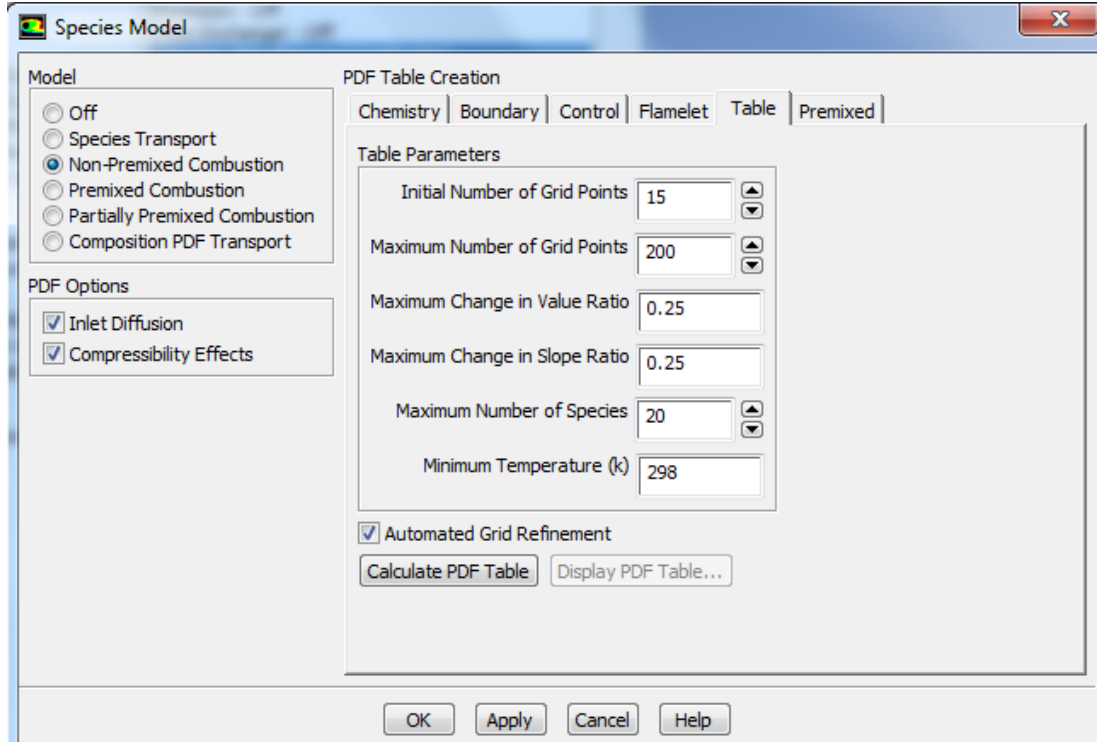
Bu işlemten sonra analizimizde kullanacağımız türbülans (viskoz) modelini belirlemeliyiz. Bu çalışmada türbülans modeli olarak standart k-epsilon (ϵ) modeli kullanılmıştır.

Standart k-epsilon (ϵ) modelinde k (türbülans kinetik enerjisi- m^2/s^2) türbülans enerjisini belirlerken, ϵ (türbülans yitim hızı- m^2/s^3) türbülansın ölçeğini belirler.



Şekil 3.9. Türbülans modelinin belirlenmesi menüsü.

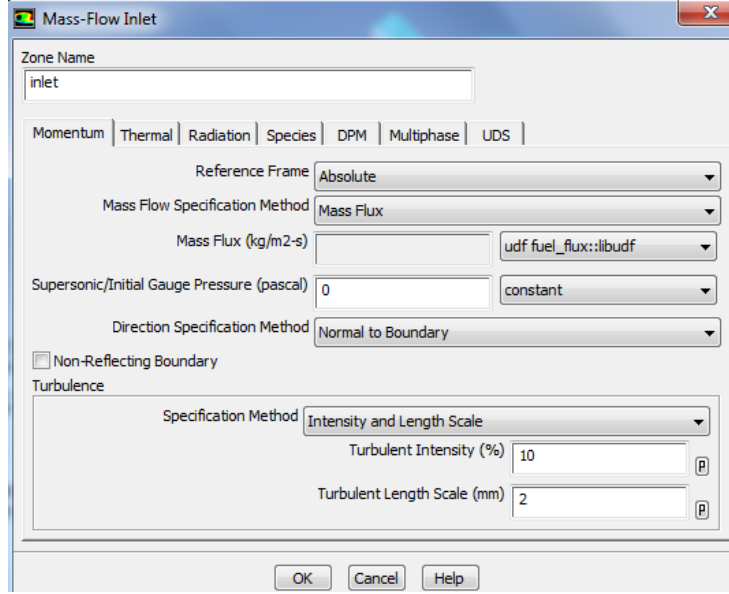
Bu işlemten sonra yakıt özelliklerini belirlemek ve yanma şeklini düzenlemek için yine “Models” sekmesinde yer alan “Species” menüsünde düzenlemeler yapılmalıdır. Buradaki düzenleme işlemleri tamamlandıktan sonra tüm bu düzenlemeleri içeren PDF tablosu oluşturulmalıdır. Bu çalışmada doğalgazın yanmasına uygun düzenlemeler yapılmış ve ona uygun PDF tablosu oluşturulmuştur.



Şekil 3.10. PDF tablosu oluşturma menüsü.

3.4.5. Sınır Koşullarının Belirlenmesi

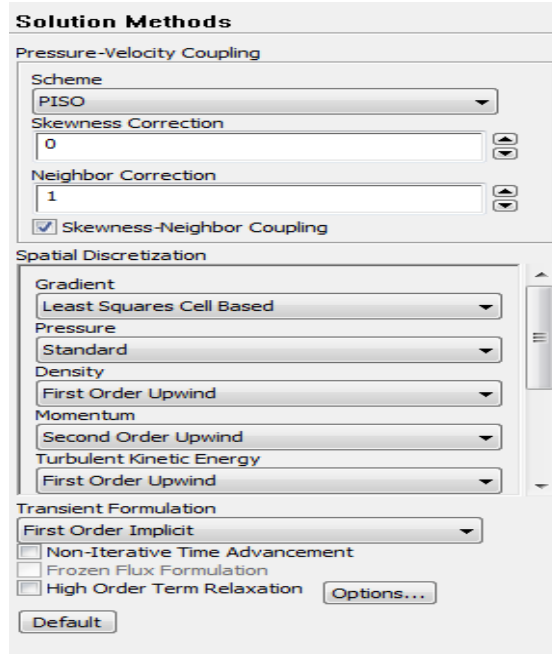
Bu çalışmada model girişindeki kütle akışını belirlemek amacıyla doğalgazın kütle akışını içeren UDF fonksiyonu kullanılmıştır. Sınır koşullarının belirlenmesi işlemi için ANSYS Fluent (R15.0)’te yer alan “Boundary Conditions” sekmesi seçilerek öncelikle “inlet” alanı “mass-flow-inlet” olarak düzenlenmelidir. Bu çalışmada bu menü için yapılan diğer düzenlemeler Şekli 3.11’deki gibidir.



Şekil 3.11. Kütle akışının belirlenmesi menüsü.

3.4.6. Çözüm Yönteminin Belirlenmesi

Simülasyon işleminde sıradaki aşama çözüm yönteminin belirlenmesi olacaktır. Bu aşama gerçekleştirilirken çok dikkatli olunmalıdır çünkü yapılabilecek herhangi bir yanlış tüm simülasyonda yanlışlıklara neden olabilir. Bu çalışma için yapılan çözüm yöntemi ayarları Şekil 3.12'deki gibidir.

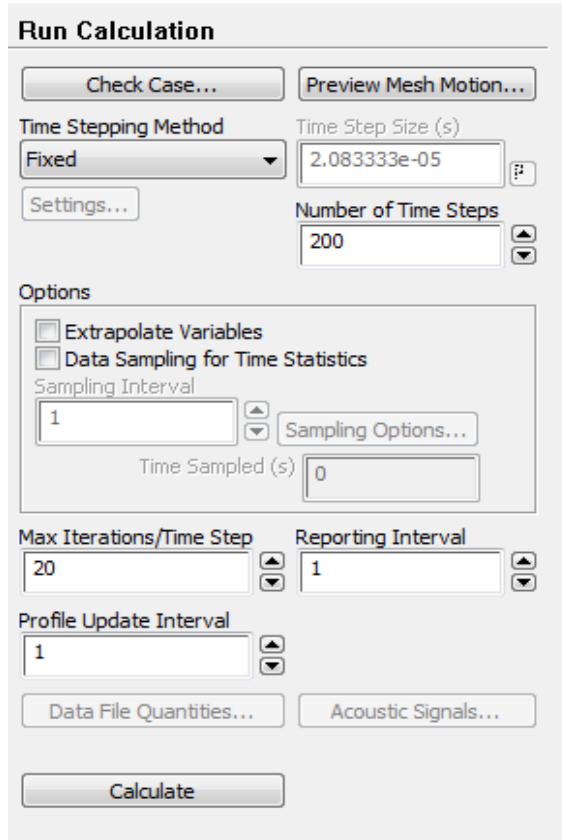


Şekil 3.12. Çözüm yönteminin belirlenmesi menüsü.

Bu işlemler tamamlandıktan sonra “Solution Initialization” menüsünde de düzenlemeler yapılmalıdır. Bu çalışmada simülasyon 700° KA’nda başlayacağı için çözüm başlatma işlemi ona uygun olarak yapılmalıdır. Piston sıkıştırma zamanı başlangıcında 360° KA’nda AÖN’da iken atmosferik şartlar (1 atm basınç, 300 K sıcaklık) geçerlidir. Ancak simülasyonumuz 700° KA’nda başlayacağı için buna uygun basınç ve sıcaklık değerleri hesaplanmalıdır. Bu çalışmada bu değerler yaklaşık olarak basınç için 1898675 Pa ve sıcaklık için 690 K olarak alınmıştır.

3.4.7. Hesaplama Ayarları

Bu aşama simülasyonu başlatmadan önce gerçekleştirilecek olan son aşamadır. Bu aşamada zaman adımı (time step) sayısı belirlenmektedir. Bu çalışmada 60°’lik bir KA periyodu, 700° KA ile 760° KA arası, simüle edileceğinden seçilen 0,25 adım aralığı (step size) için 200 adet zaman adımı gerekecektir.



Şekil 3.13. Hesaplama ayarları menüsü.

BÖLÜM 4

BULGULAR

Bu bölümde, ANSYS Fluent (R15.0) ticari yazılımı kullanılarak içten yanmalı bir motorda doğalgazın yanma olayının değişen motor devri ve değişen piston strok değerlerine göre değişimi incelenmiştir. Analizler piston sıkıştırma zamanında iken ve yakıt püskürtülmesi işleminden, ÜÖN ya gelmeden (720°), 20° önce başlatılmış ve pistonun ÜÖN ya ulaşmasından (720°) 40° sonra (760°) sonlandırılmıştır. 2400, 3200, 3600, 4000 motor devirlerinde 64, 92 ve 112 mm piston strok değerleri için analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerin sonucunda her bir $1,25^\circ$ 'lik KA değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonlarının değişimi ve silindir içi sıcaklık dağılımları elde edilmiştir.

Analizlerden elde edilen bulguların doğruluğundan emin olmak için programın yakınsaması önemli bir parametredir. Simülasyon gerçekleşirken piston hareketi ve yakıt püskürtülmesi esnasında her bir KA değeri için “çözüm yakınsandı (solution is converged)” uyarısı görülmüştür. Ayrıca bu çalışmada doğalgaz kütle fraksiyonu, sıcaklık ve basınç değişimleri için elde edilen sonuçlar literatürde yer alan çalışmalar ile benzerlik göstermiştir. Bu durum, elde edilen analiz sonuçlarının doğruluğunu teyit etmektedir.

4.1. DEĞİŞEN DEVİR SAYISI VE PİSTON STROK DEĞERLERİNE GÖRE SİLİNDİR İÇİ DOĞALGAZ KÜTLE FRAKSİYONU VE SICAKLIK DEĞİŞİMİ

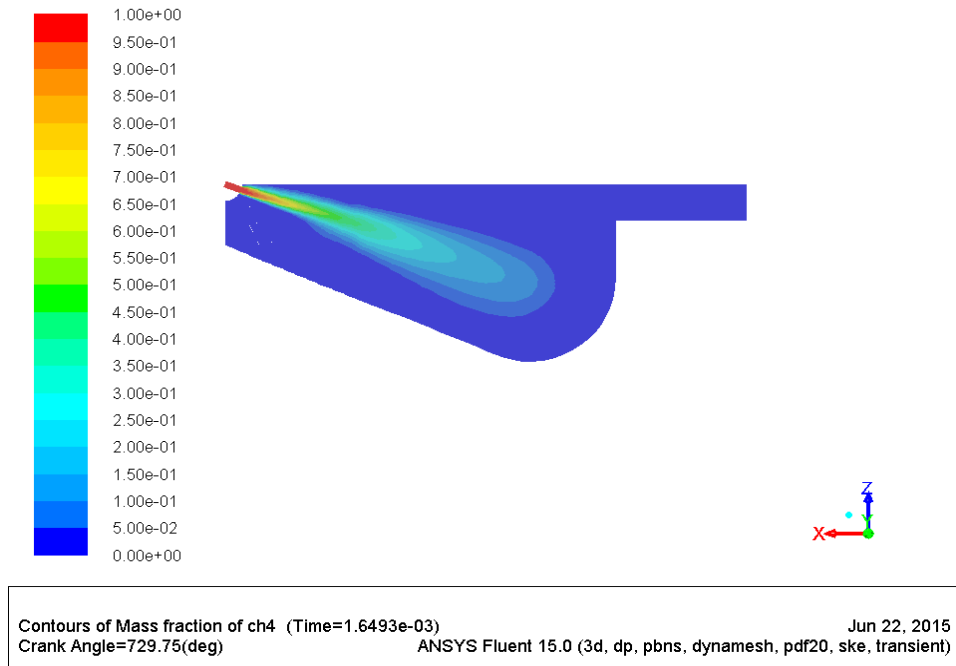
Silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu ve sıcaklık değişimini incelemek için belirlenmiş olan devirlerde ve piston strok değerlerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Her bir devir için 64, 92, 112 mm'lik piston strok değerleri kullanılarak gerçekleştirilen iterasyonlar sonrasında silindir içi hareketlerin dağılımı elde

edilmiştir. Silindir içi kütle fraksiyonunun ve sıcaklığın KA değerine bağlı olarak değişimi hakkında fikir sahibi olabilmek için silindir içi hareket dağılımları aşağıda gösterilmiştir.

4.1.1. 2400 d/dk İçin Silindir İçi Doğalgaz Kütle Fraksiyonları ve Sıcaklık Dağılımı

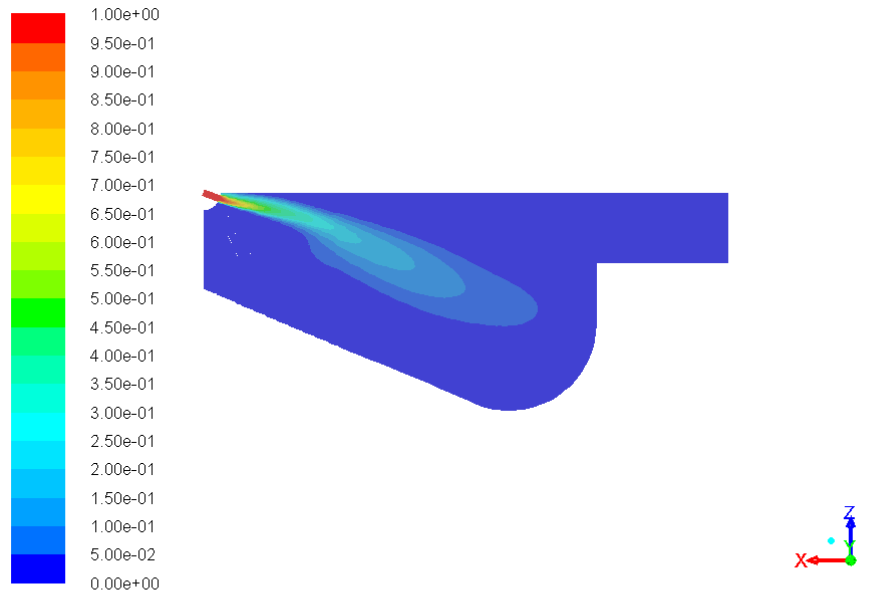
➤ 64 mm Piston Strok Değeri İçin;

2400 d/dk ve 64 mm piston strok değeri için yapılan analiz sonucunda elde edilen doğalgaz kütle fraksiyonu ve silindir içi sıcaklık dağılımı farklı KA değerleri için Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun KA ilerledikçe azaldığı görülmektedir ve bu azalmaya bağlı olarak silindir içi sıcaklığının ise ters orantılı bir şekilde artış gösterdiği gözlemlenmektedir.



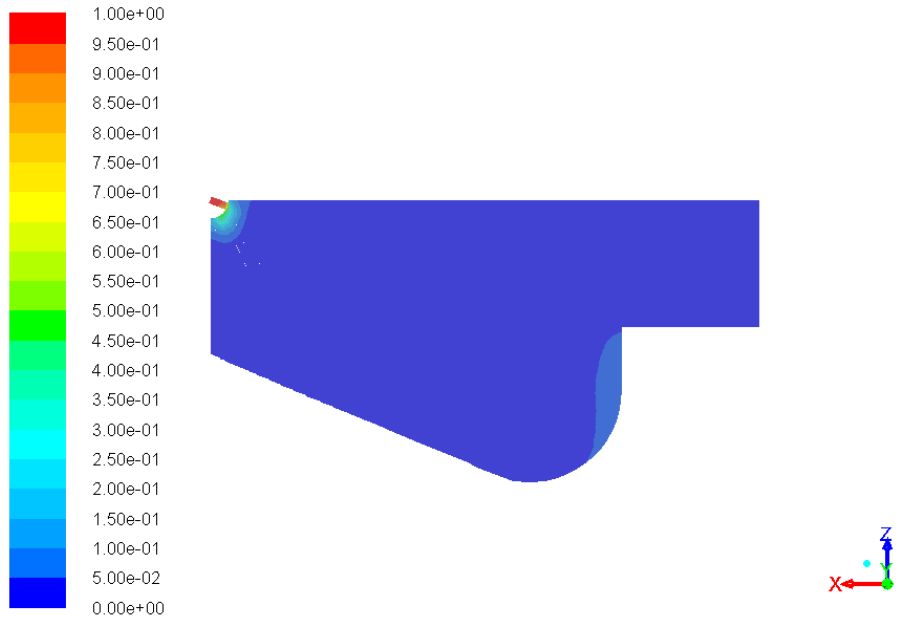
(a)

Şekil 4.1. a) 2400 d/dk, 729,75° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, b) 2400 d/dk, 739,75° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, c) 2400 d/dk, 749,75° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=2.3437e-03) Jun 22, 2015
Crank Angle=739.75(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

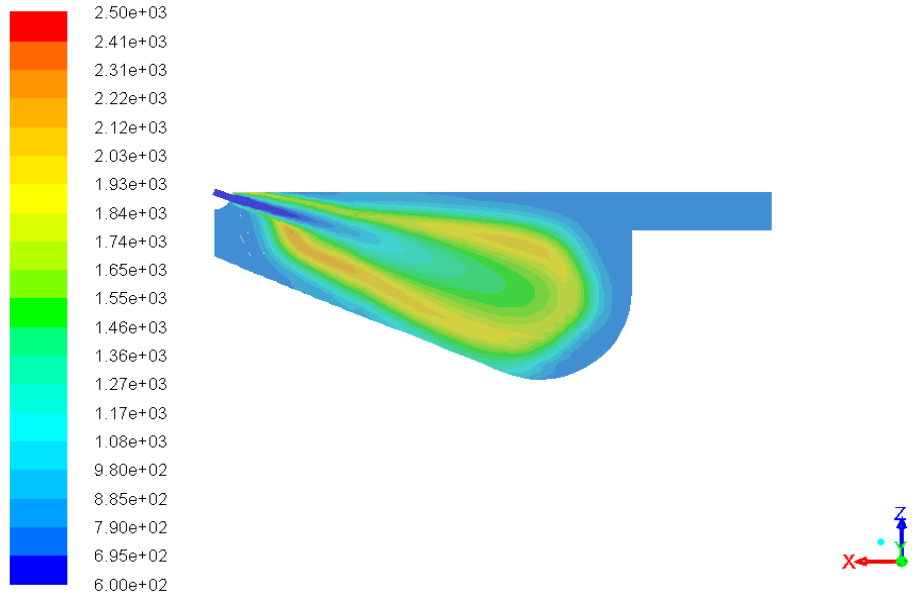
(b)



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=3.0382e-03) Jun 22, 2015
Crank Angle=749.75(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

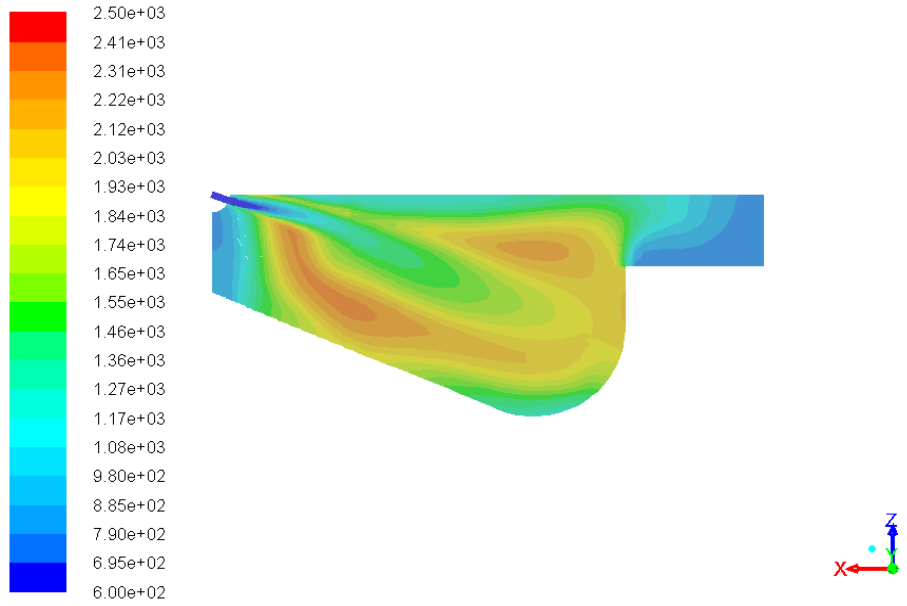
(c)

Şekil 4.1. (devam ediyor).



Contours of Static Temperature (k) (Time=1.6493e-03) Jun 22, 2015
 Crank Angle=729.75(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

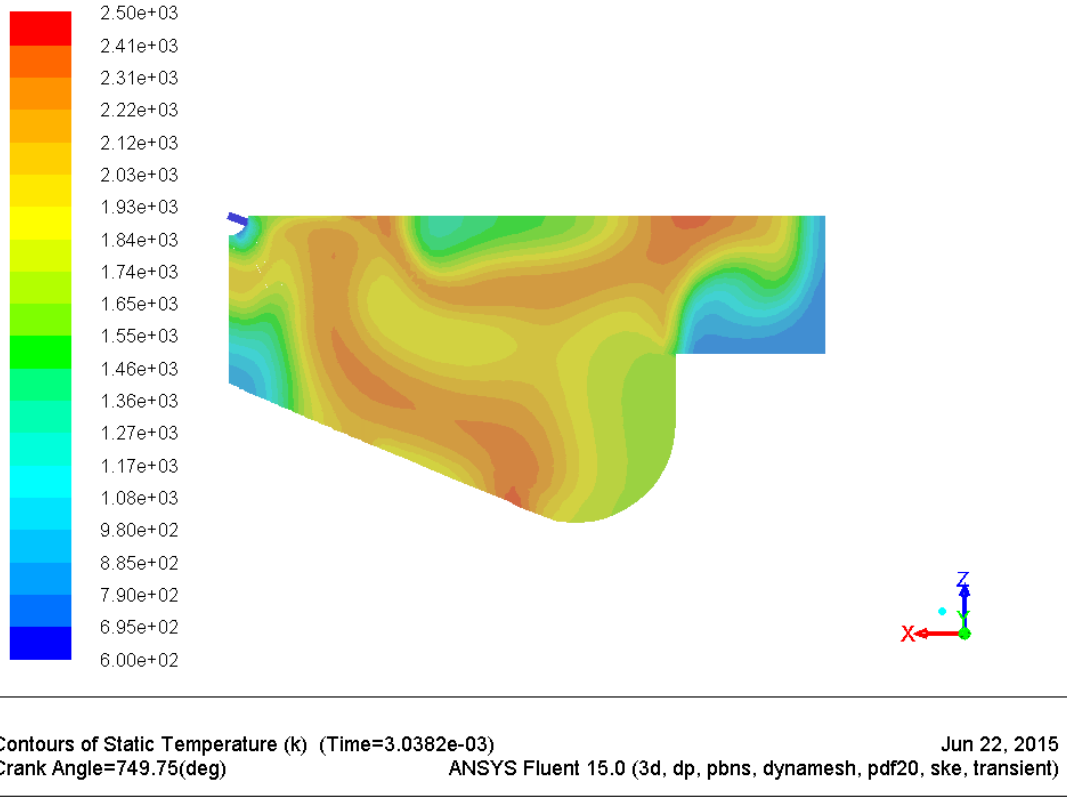
(a)



Contours of Static Temperature (k) (Time=2.3437e-03) Jun 22, 2015
 Crank Angle=739.75(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(b)

Şekil 4.2. a) 2400 d/dk, 729,75° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, b) 2400 d/dk, 739,75° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, c) 2400 d/dk, 749,75° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.

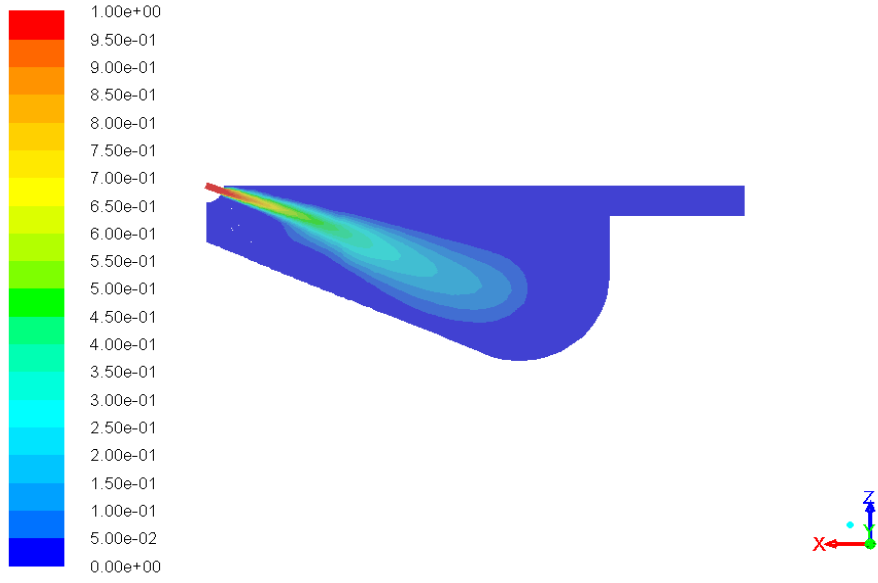


(c)

Şekil 4.2. (devam ediyor).

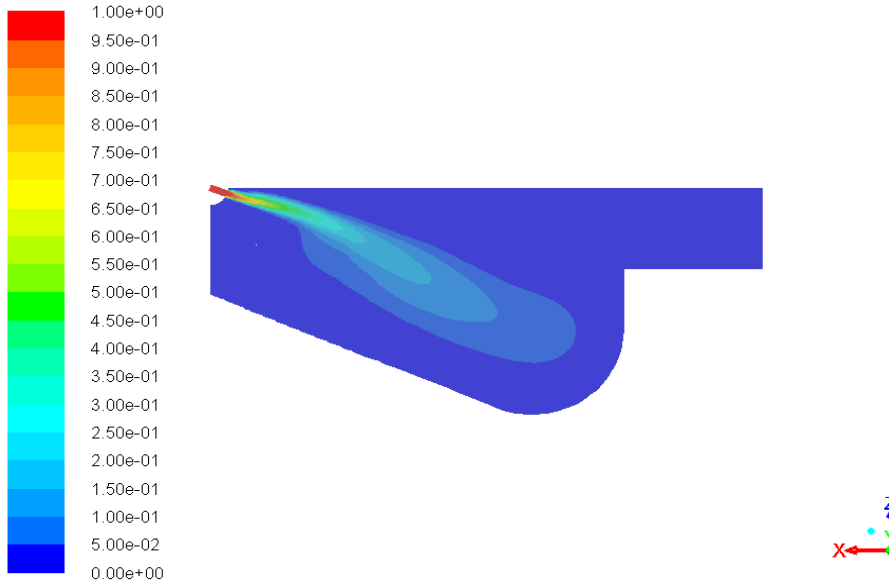
➤ 92 mm Piston Strok Değeri İçin;

Aynı analiz 2400 d/dk'da 92 mm piston strok değeri için de yapılmıştır. Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'de bu analiz sonucunda elde edilen silindir içi doğalgaz fraksiyonu ve silindir içi sıcaklık dağılımı farklı KA değerleri için gösterilmiştir. Bir önceki analiz sonuçlarına göre burada silindir içi kütle fraksiyonunun silindir tabanına doğru yöneldiği görülmektedir ve yine bir önceki analiz sonucuna göre silindir içi sıcaklık dağılımında sıcaklık değeri azalmıştır.



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.6493e-03) Jun 22, 2015
 Crank Angle=729.75(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

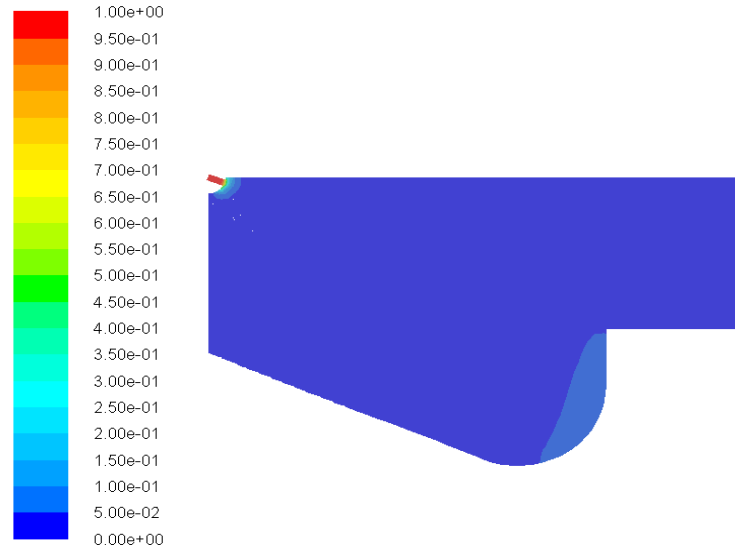
(a)



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=2.3437e-03) Jun 22, 2015
 Crank Angle=739.75(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(b)

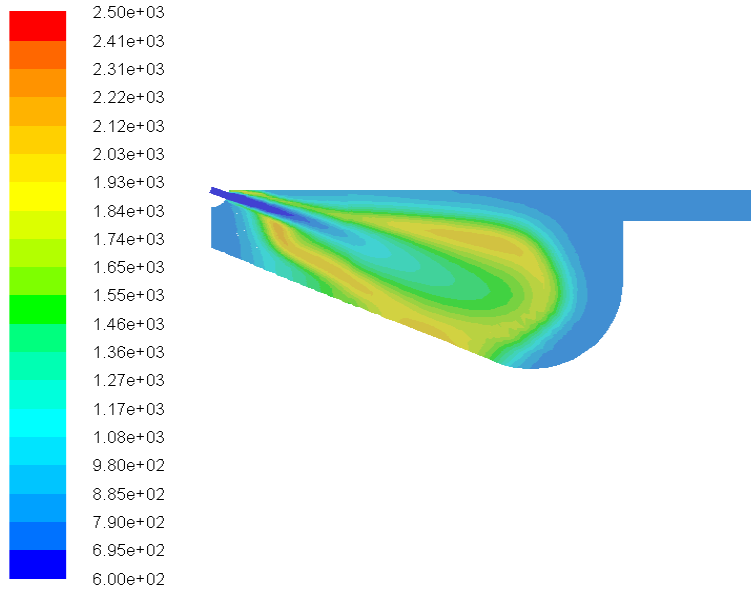
Şekil 4.3. a) 2400 d/dk, 729,75° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, b) 2400 d/dk, 739,75° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, c) 2400 d/dk, 749,75° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=3.0382e-03) Jun 22, 2015
Crank Angle=749.75(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(c)

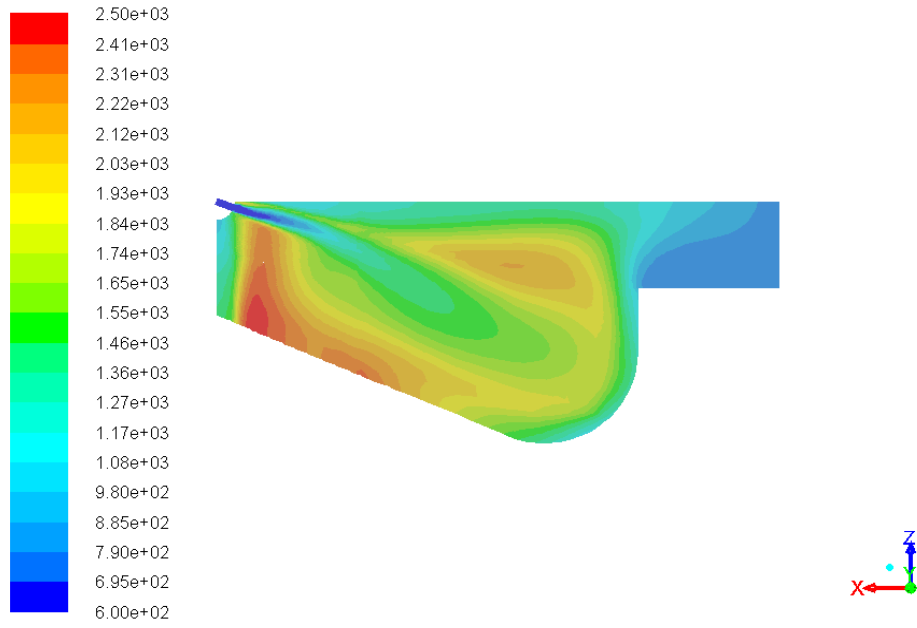
Şekil 4.3. (devam ediyor).



Contours of Static Temperature (k) (Time=1.6493e-03) Jun 22, 2015
Crank Angle=729.75(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

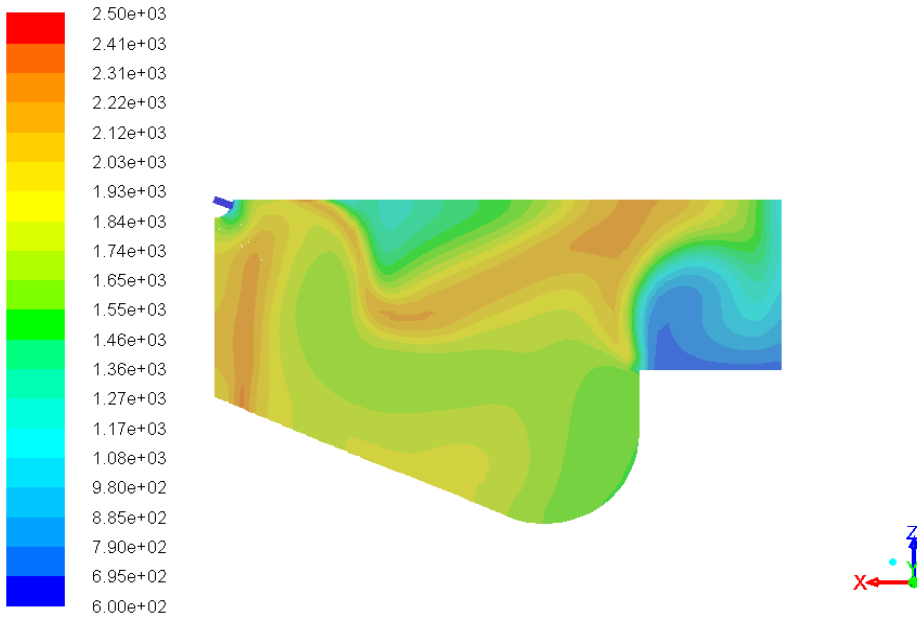
(a)

Şekil 4.4. a) 2400 d/dk, 729,75° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, b) 2400 d/dk, 739,75° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, c) 2400 d/dk, 749,75° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.



Contours of Static Temperature (k) (Time=2.3437e-03) Jun 22, 2015
Crank Angle=739.75(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(b)



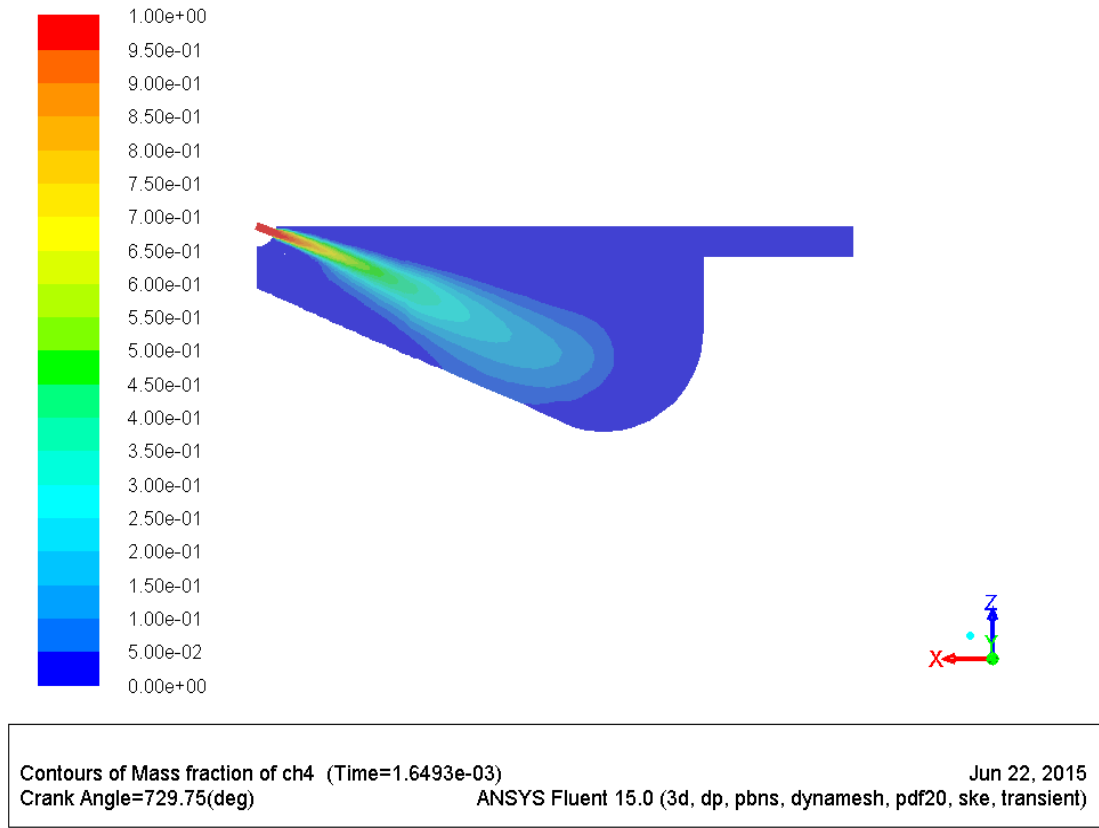
Contours of Static Temperature (k) (Time=3.0382e-03) Jun 22, 2015
Crank Angle=749.75(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(c)

Şekil 4.4. (devam ediyor).

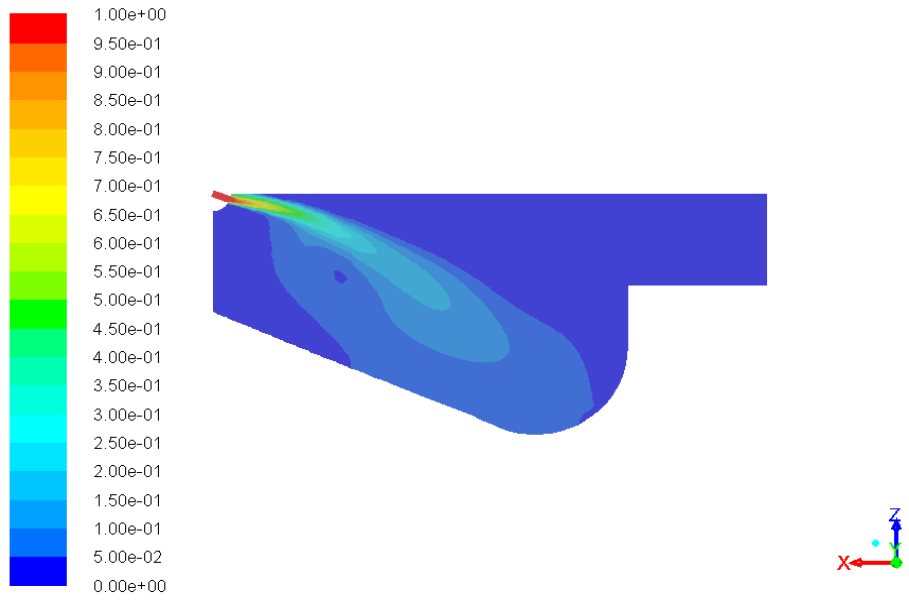
➤ 112 mm Piston Strok Değeri İçin;

2400 d/dk motor devri için son olarak 112 mm piston strok değerinde analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.5 ve Şekil 4.6’da bu analiz sonucunda elde edilen silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu ve silindir içi sıcaklık dağılımı farklı KA değerleri için gösterilmiştir. Burada silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun davranışının diğer piston strok değerleri için yapılan analizlere göre daha fazla silindir tabanına doğru yönelim gösterdiği gözlemlenmektedir ve yine önceki analizlere göre silindir içi sıcaklık dağılımında sıcaklık değerinin azaldığı görülmektedir.



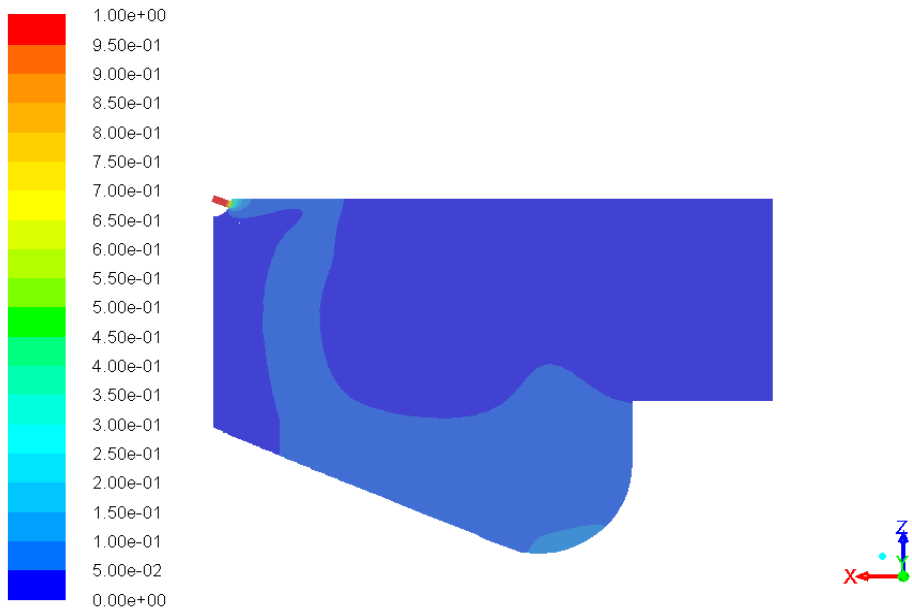
(a)

Şekil 4.5. a) 2400 d/dk, 729,75° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, b) 2400 d/dk, 739,75° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, c) 2400 d/dk, 749,75° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=2.3437e-03) Jun 22, 2015
 Crank Angle=739.75(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

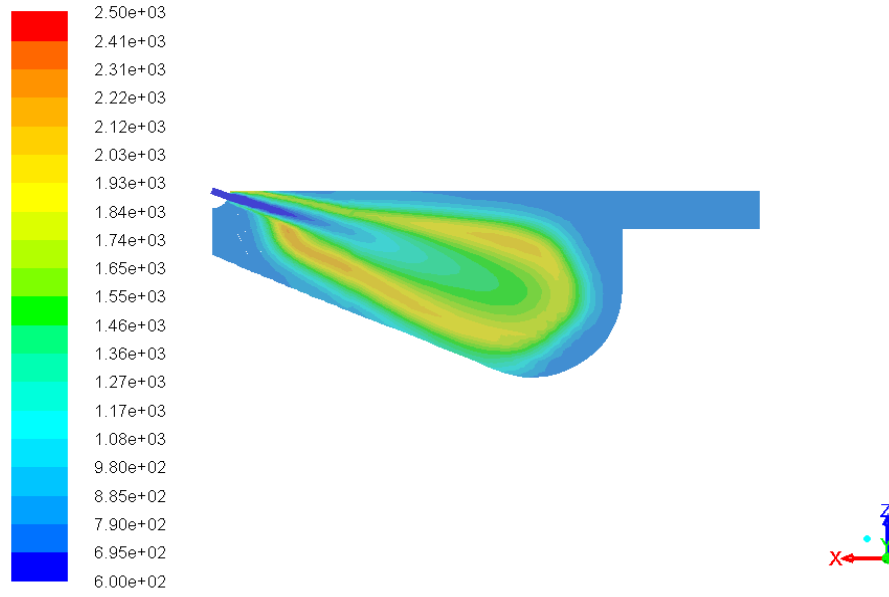
(b)



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=3.0382e-03) Jun 22, 2015
 Crank Angle=749.75(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

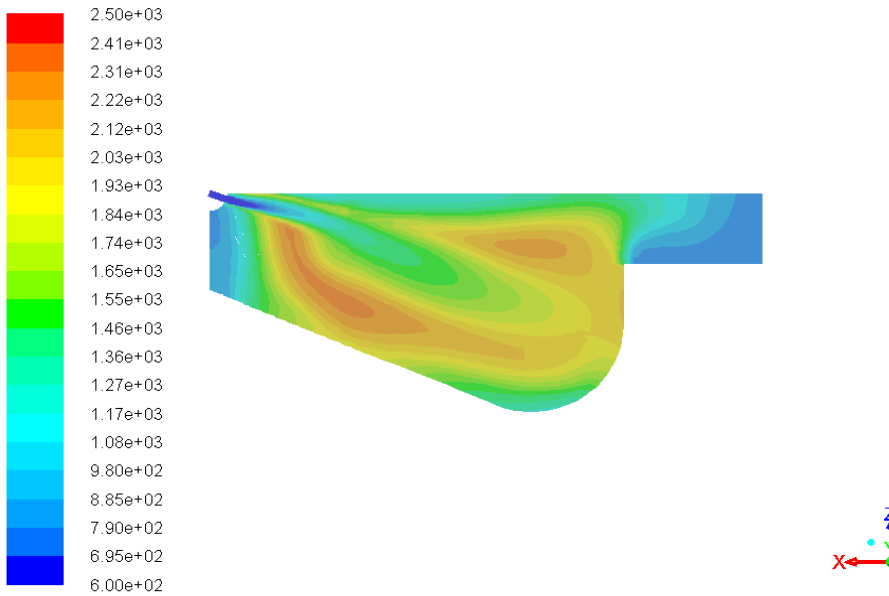
(c)

Şekil 4.5. (devam ediyor).



Contours of Static Temperature (k) (Time=1.6493e-03) Jun 22, 2015
Crank Angle=729.75(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

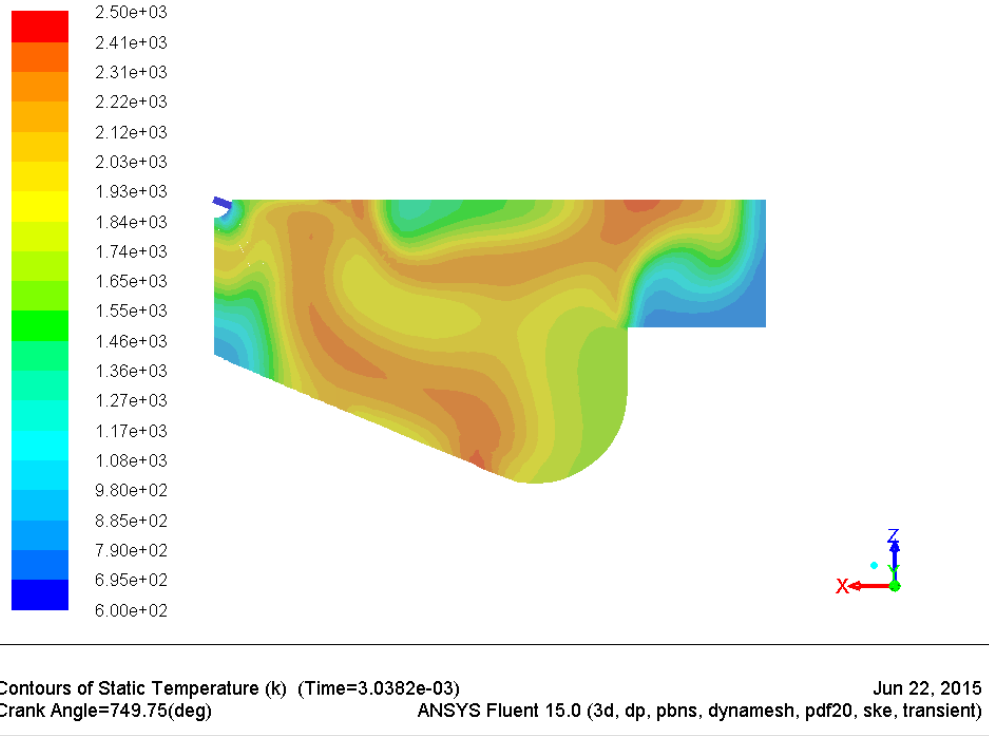
(a)



Contours of Static Temperature (k) (Time=2.3437e-03) Jun 22, 2015
Crank Angle=739.75(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(b)

Şekil 4.6. a) 2400 d/dk, 729,75° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, b) 2400 d/dk, 739,75° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, c) 2400 d/dk, 749,75° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.



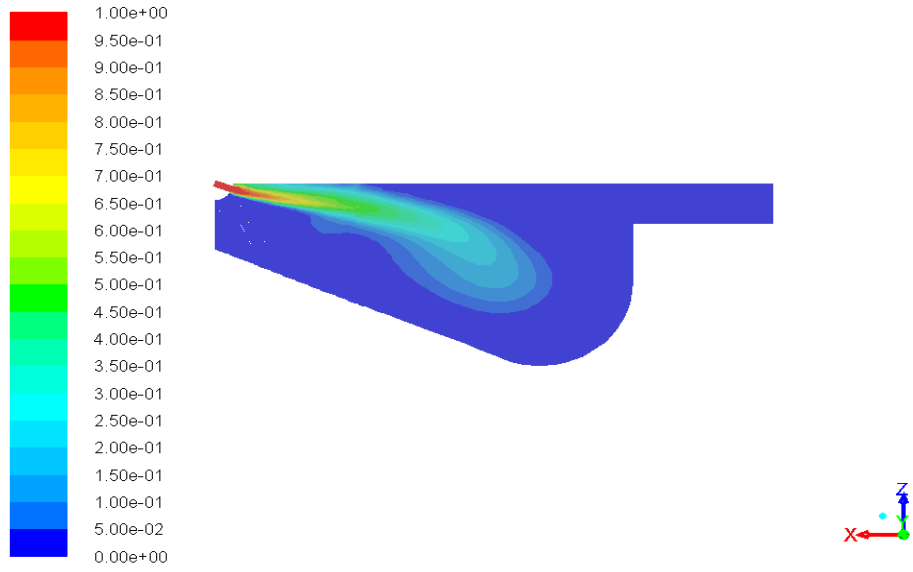
(c)

Şekil 4.6. (devam ediyor).

4.1.2. 3200 d/dk İçin Silindir İçi Doğalgaz Kütle Fraksiyonları ve Sıcaklık Dağılımı

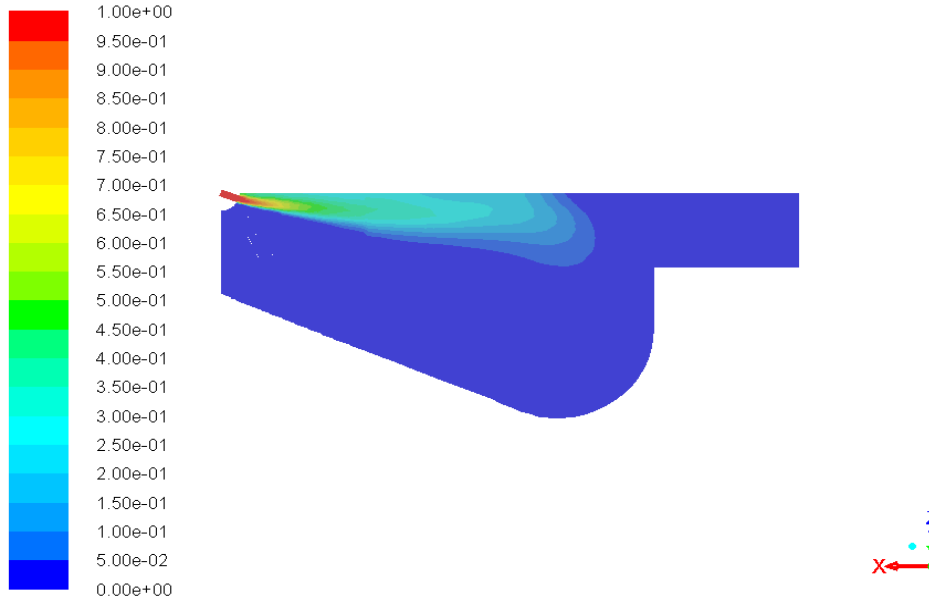
➤ 64 mm Piston Strok Değeri İçin;

3200 d/dk ve 64 mm piston strok değeri için yapılan analiz sonuçlarında elde edilen doğalgaz kütle fraksiyonu ve silindir içi sıcaklık dağılımı farklı KA değerleri için Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de gösterilmiştir. KA ilerledikçe silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun azaldığı görülmektedir ve bu azalmaya bağlı olarak silindir içi sıcaklığının ise ters orantılı olarak artış gösterdiği görülmektedir.



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.1068e-03) Jun 22, 2015
 Crank Angle=729.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

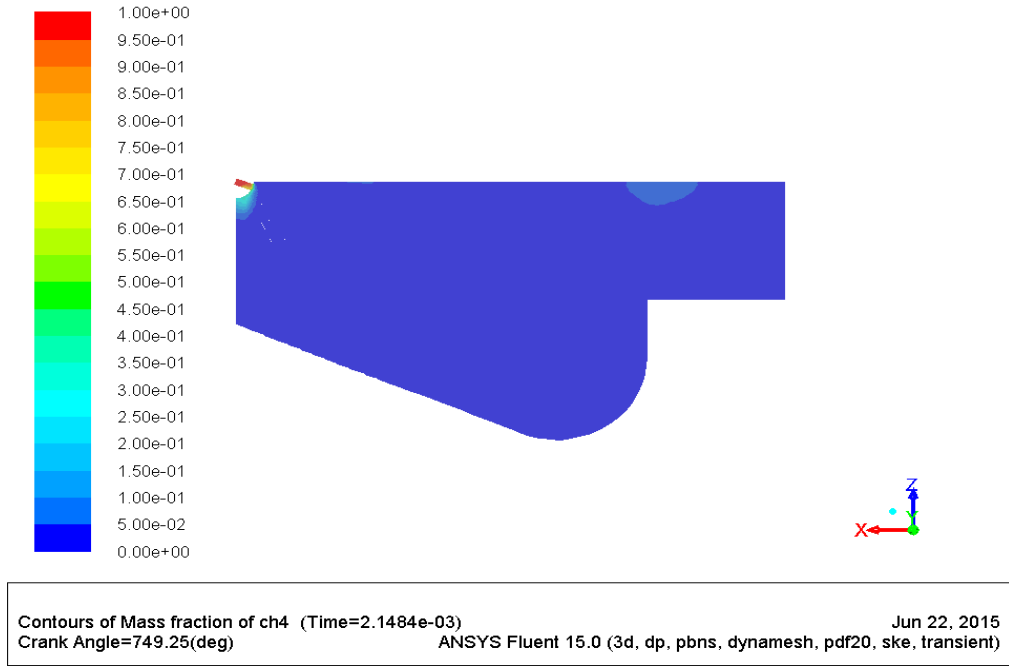
(a)



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.6276e-03) Jun 22, 2015
 Crank Angle=739.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

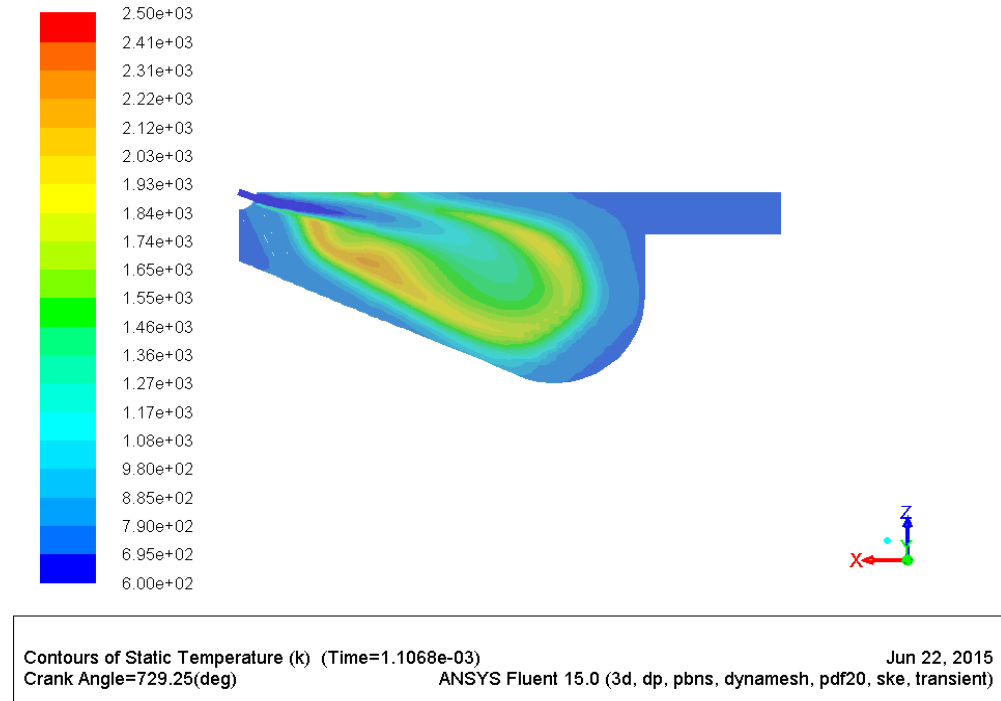
(b)

Şekil 4.7. a) 3200 d/dk, 729,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, b) 3200 d/dk, 739,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, , c) 3200 d/dk, 749,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.



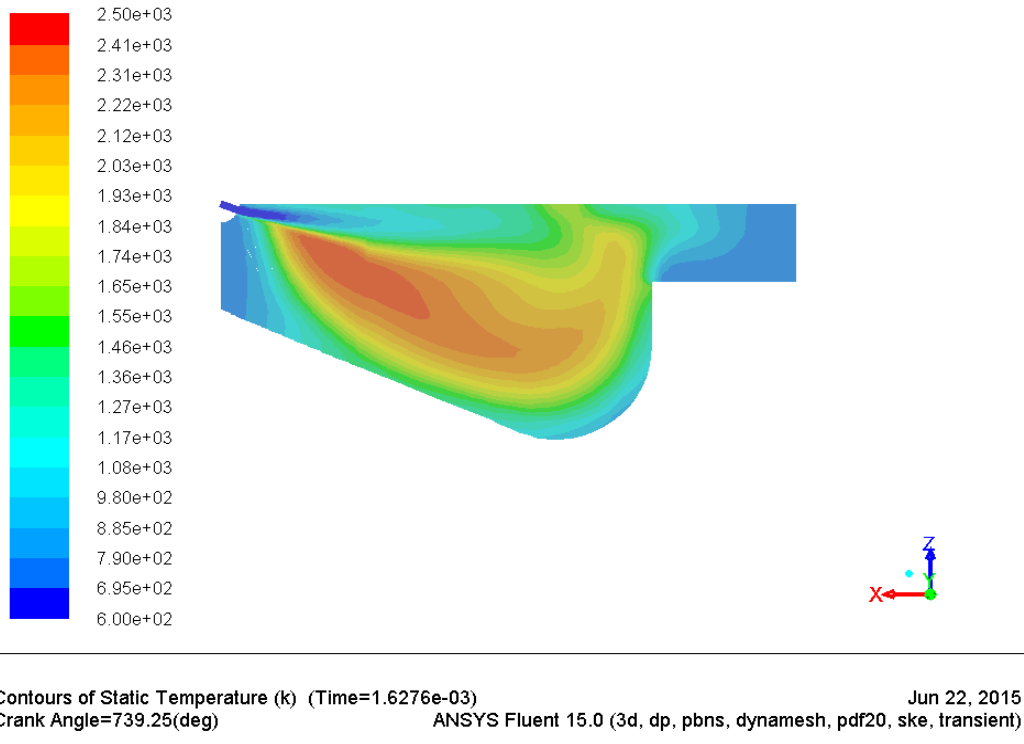
(c)

Şekil 4.7. (devam ediyor).

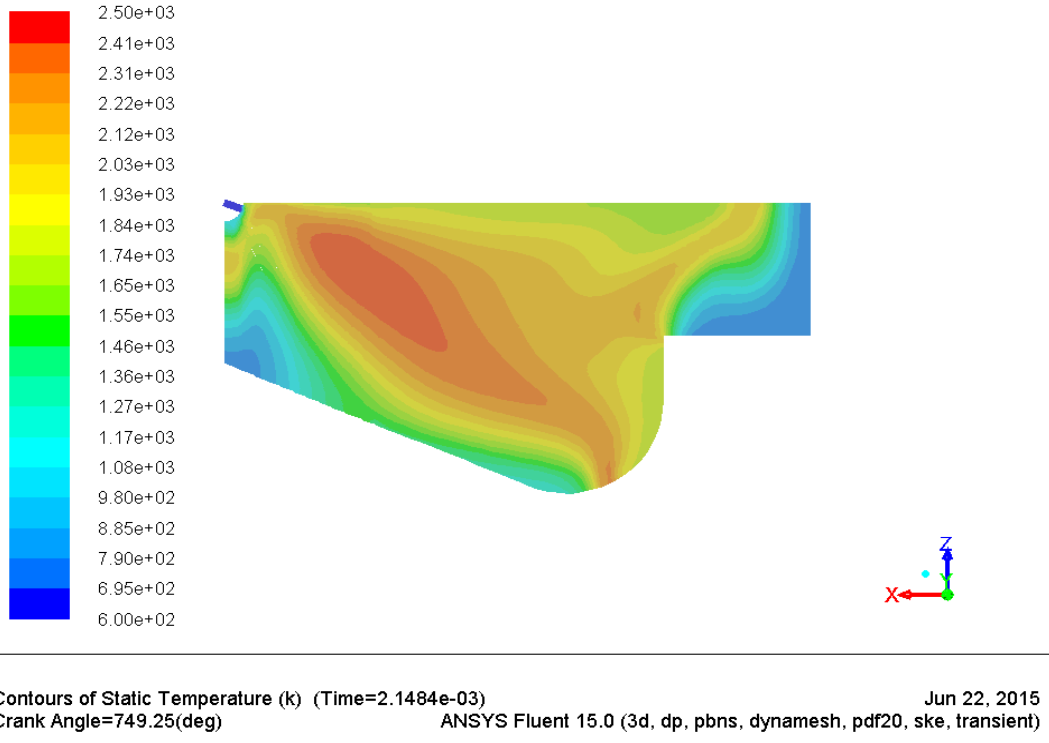


(a)

Şekil 4.8. a) 3200 d/dk, 729,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, b) 3200 d/dk, 739,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, c) 3200 d/dk, 749,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.



(b)

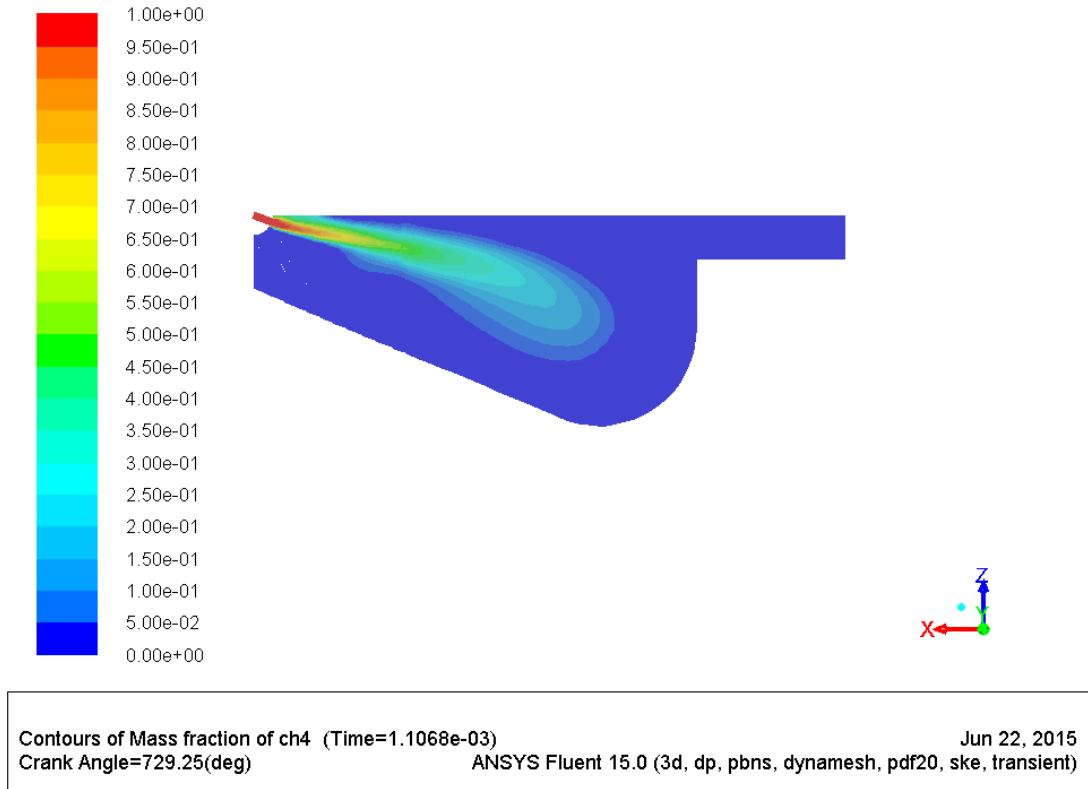


(c)

Şekil 4.8. (devam ediyor).

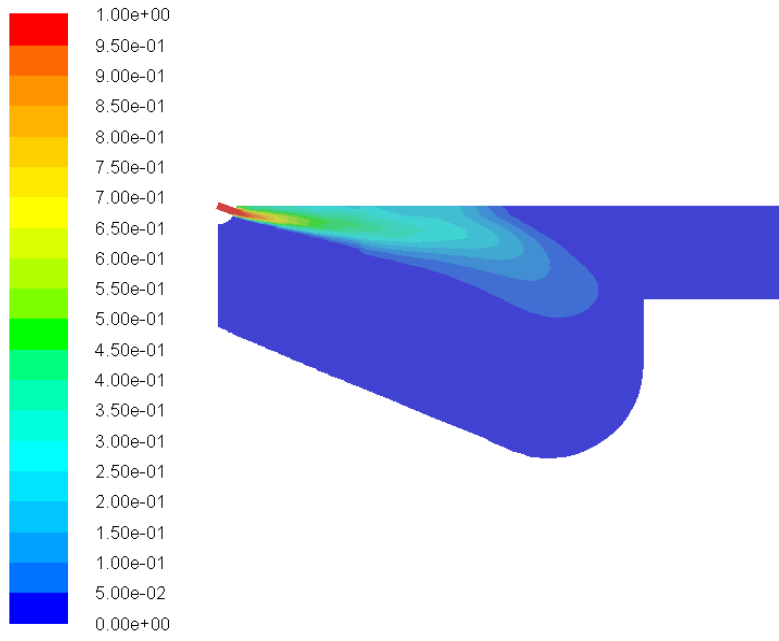
➤ 92 mm Piston Strok Değeri İçin;

3200 d/dk motor devrinde 92 mm piston strok değeri için de yanma analizi gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da bu analiz sonucunda elde edilen silindir içi doğalgaz fraksiyonu ve silindir içi sıcaklık dağılımı farklı KA değerleri için gösterilmiştir. Bir önceki analiz sonuçlarına göre burada piston strok değerinin artış göstermesine bağlı olarak silindir içi kütle fraksiyonunun silindir tabanına doğru yöneldiği görülmektedir ve yine bir önceki analiz sonucuna göre silindir içi sıcaklık dağılımında sıcaklığın azaldığı görülmektedir.



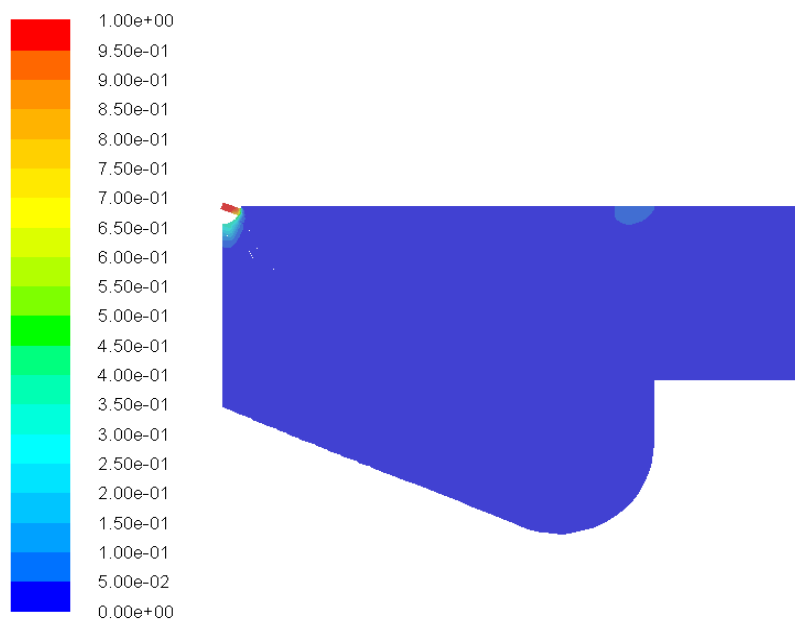
(a)

Şekil 4.9. a) 3200 d/dk, 729,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, b) 3200 d/dk, 739,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, c) 3200 d/dk, 749,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.6276e-03) Jun 22, 2015
 Crank Angle=739.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

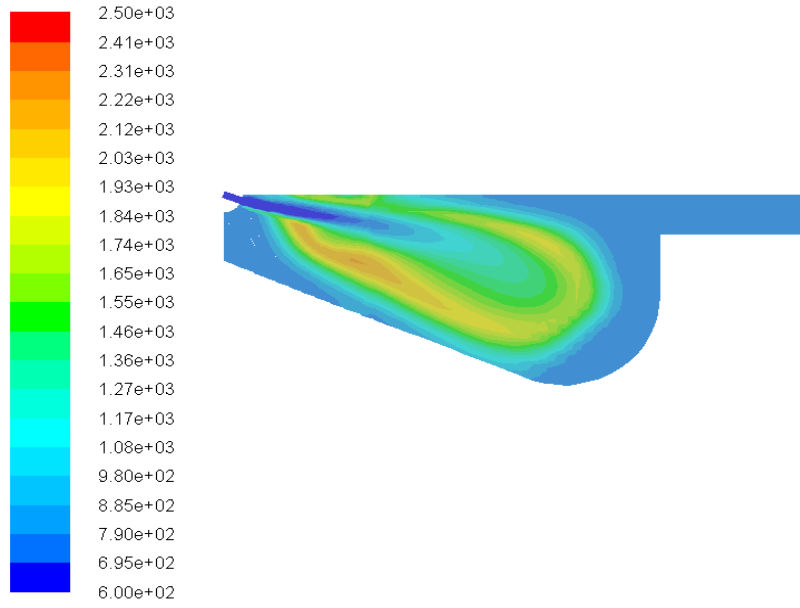
(b)



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=2.1484e-03) Jun 22, 2015
 Crank Angle=749.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

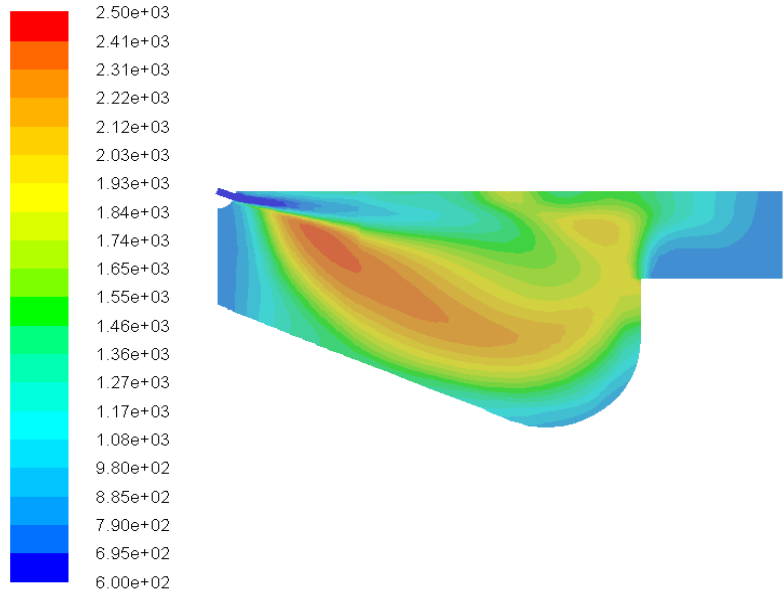
(c)

Şekil 4.9. (devam ediyor).



Contours of Static Temperature (k) (Time=1.1068e-03) Jun 22, 2015
 Crank Angle=729.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

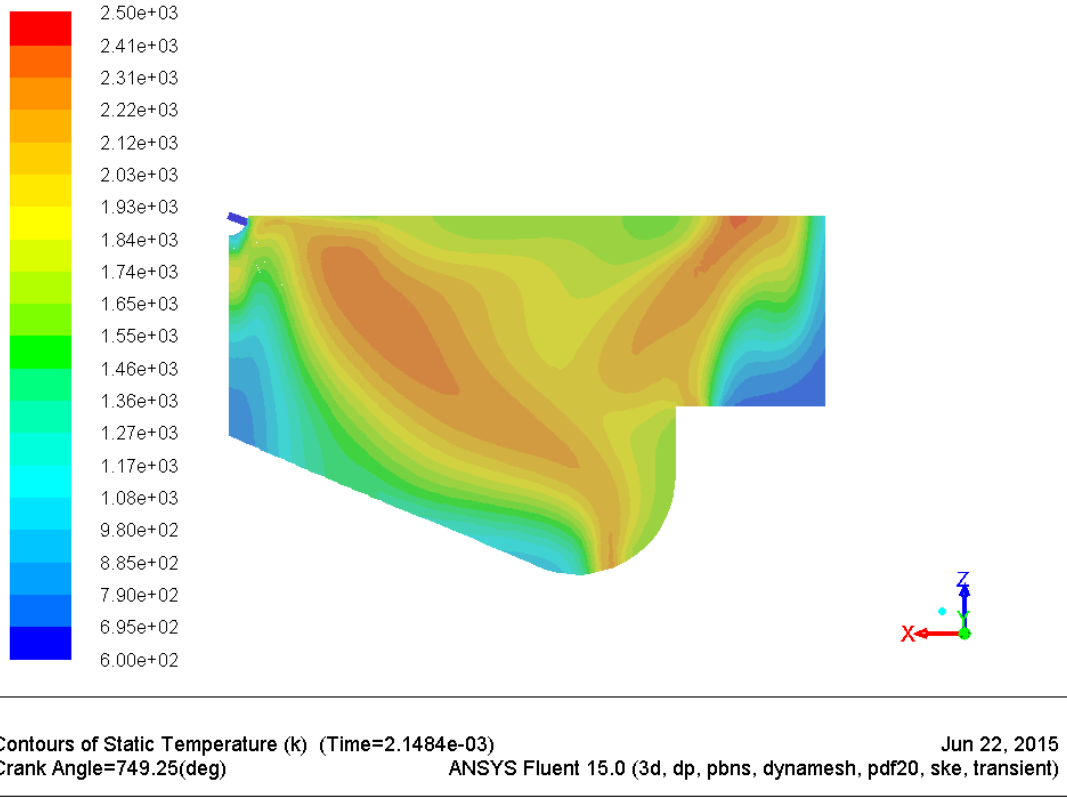
(a)



Contours of Static Temperature (k) (Time=1.6276e-03) Jun 22, 2015
 Crank Angle=739.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(b)

Şekil 4.10. a) 3200 d/dk, 729,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, b) 3200 d/dk, 739,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, c) 3200 d/dk, 749,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.

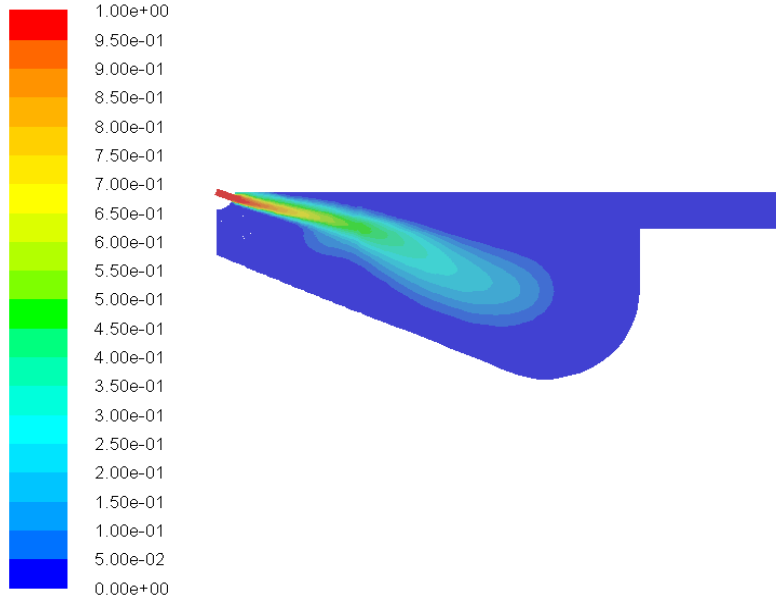


(c)

Şekil 4.10. (devam ediyor).

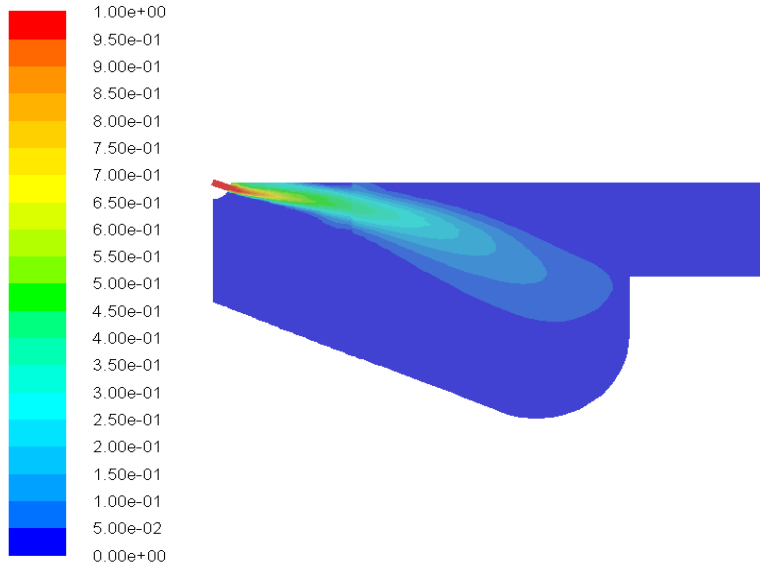
➤ 112 mm Piston Strok Değeri İçin;

3200 d/dk motor devri için son olarak 112 mm piston strok değerinde analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de bu analiz sonucunda elde edilen silindir içi doğalgaz fraksiyonu ve silindir içi sıcaklık dağılımı farklı KA değerleri için gösterilmiştir. Burada silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun davranışı diğer piston strok değerleri için yapılan analizler ile karşılaştırıldığında yönelimin daha fazla silindir tabanına doğru olduğu gözlemlenmektedir ve yine önceki analizlerle kıyaslandığında burada silindir içi sıcaklık dağılımında sıcaklık değerinin azaldığı görülmektedir.



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.1068e-03) Jun 22, 2015
 Crank Angle=729.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

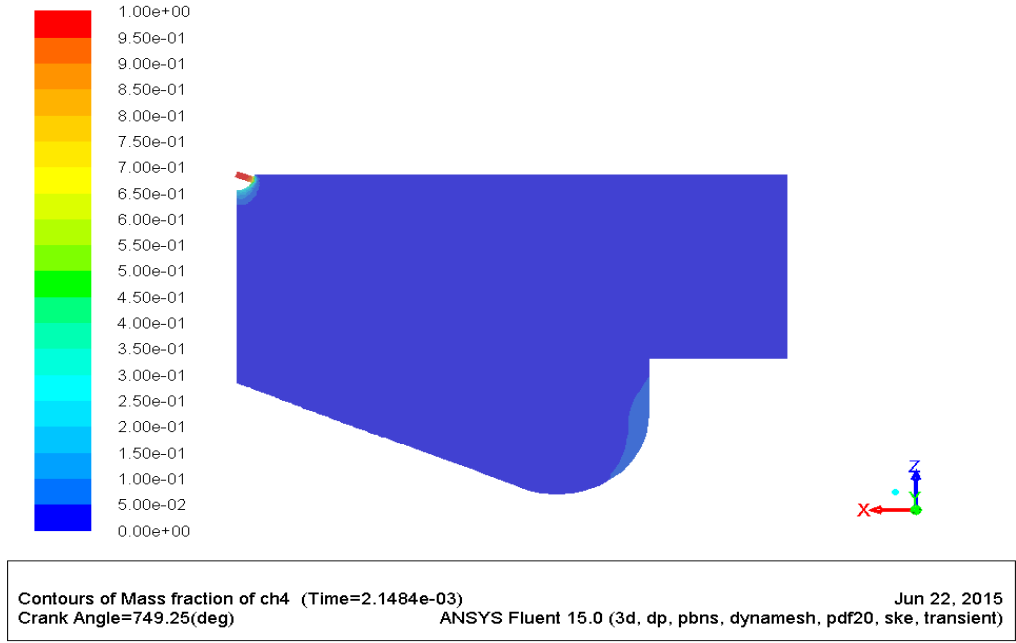
(a)



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.6276e-03) Jun 22, 2015
 Crank Angle=739.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

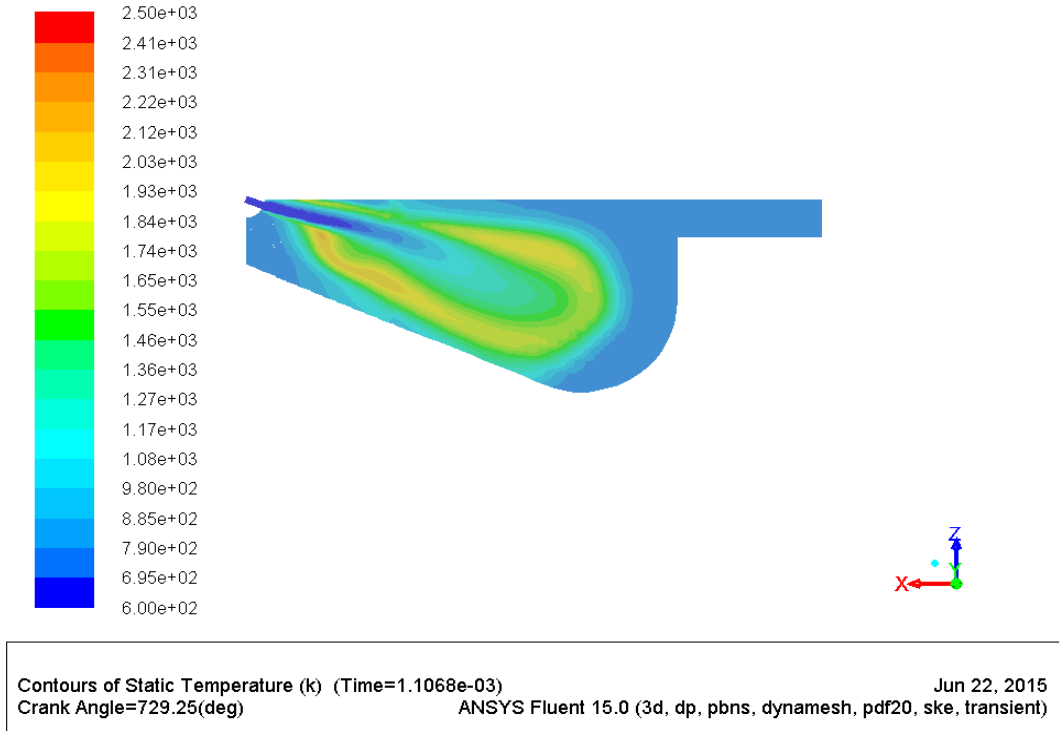
(b)

Şekil 4.11. a) 3200 d/dk, 729,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, b) 3200 d/dk, 739,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, c) 3200 d/dk, 749,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.



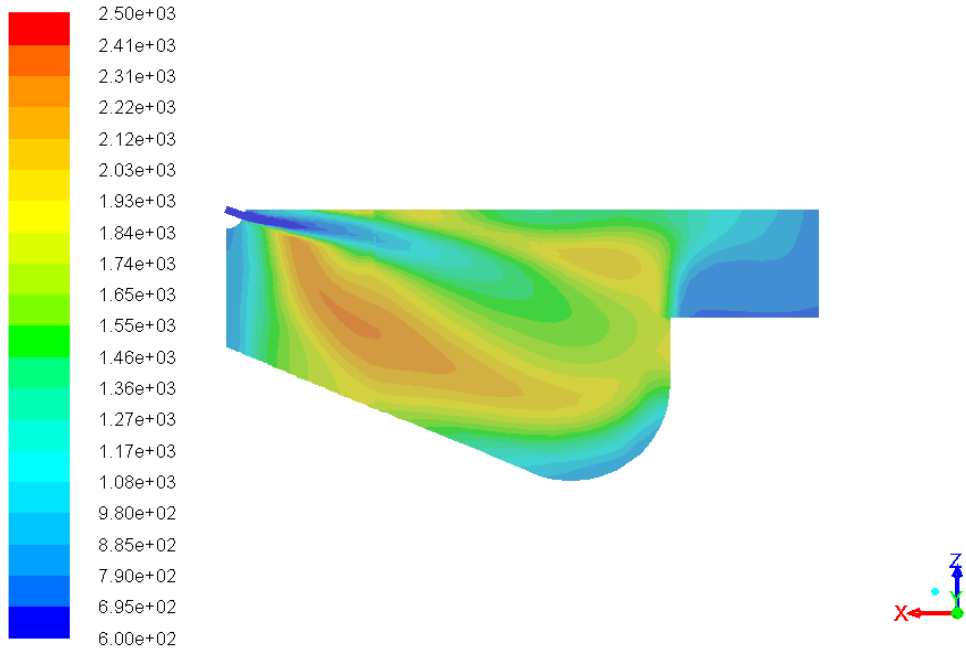
(c)

Şekil 4.11. (devam ediyor).



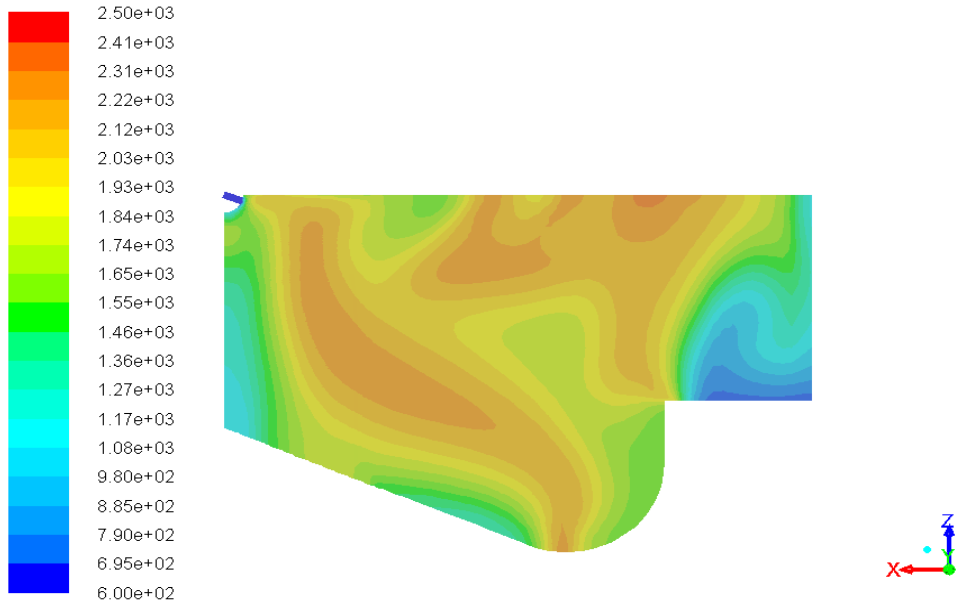
(a)

Şekil 4.12. a) 3200 d/dk, 729,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, b) 3200 d/dk, 739,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, c) 3200 d/dk, 749,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.



Contours of Static Temperature (k) (Time=1.6276e-03) Jun 22, 2015
Crank Angle=739.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(b)



Contours of Static Temperature (k) (Time=2.1484e-03) Jun 22, 2015
Crank Angle=749.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

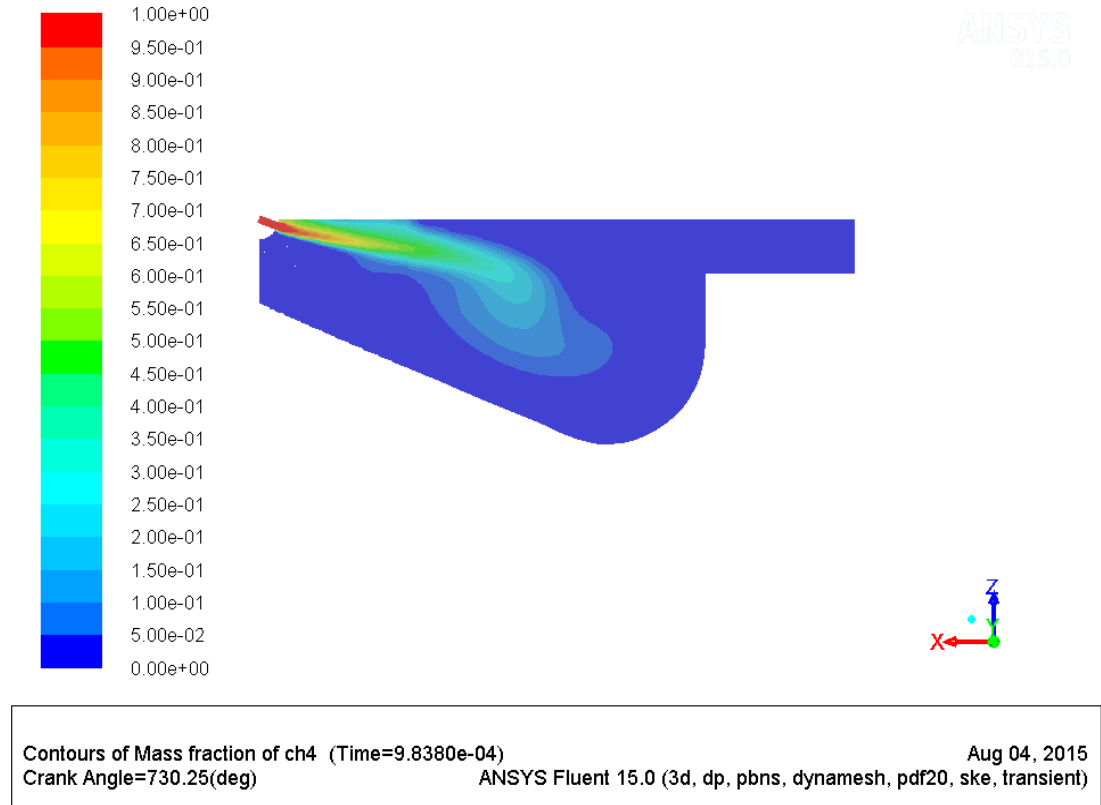
(c)

Şekil 4.12. (devam ediyor).

4.1.3. 3600 d/dk İçin Silindir İçi Doğalgaz Kütle Fraksiyonları ve Sıcaklık Dağılımı

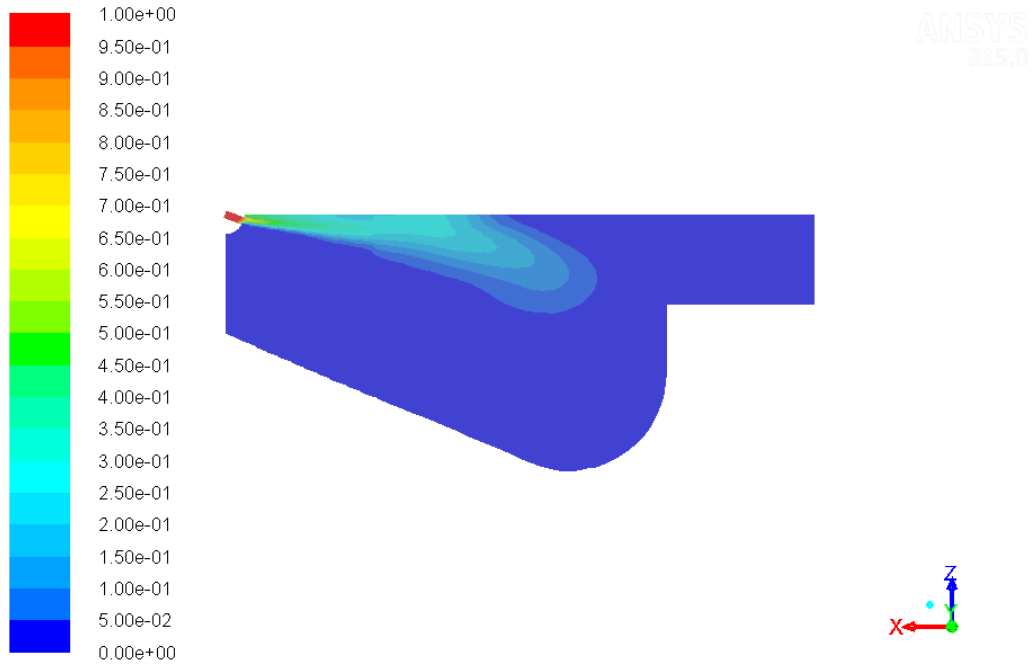
- 64 mm Piston Strok Değeri İçin;

3600 d/dk ve 64 mm piston strok değeri için yapılan analiz sonuçlarında elde edilen doğalgaz kütle fraksiyonu ve silindir içi sıcaklık dağılımı farklı KA değerleri için Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'te gösterilmiştir. Burada silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun KA ilerledikçe azaldığı görülmektedir ve yine bu azalmaya bağlı olarak silindir içi sıcaklığının ise ters orantılı olarak artış gösterdiği görülmektedir.



(a)

Şekil 4.13. a) 3600 d/dk, 730,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, b) 3600 d/dk, 740,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, c) 3600 d/dk, 750,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.

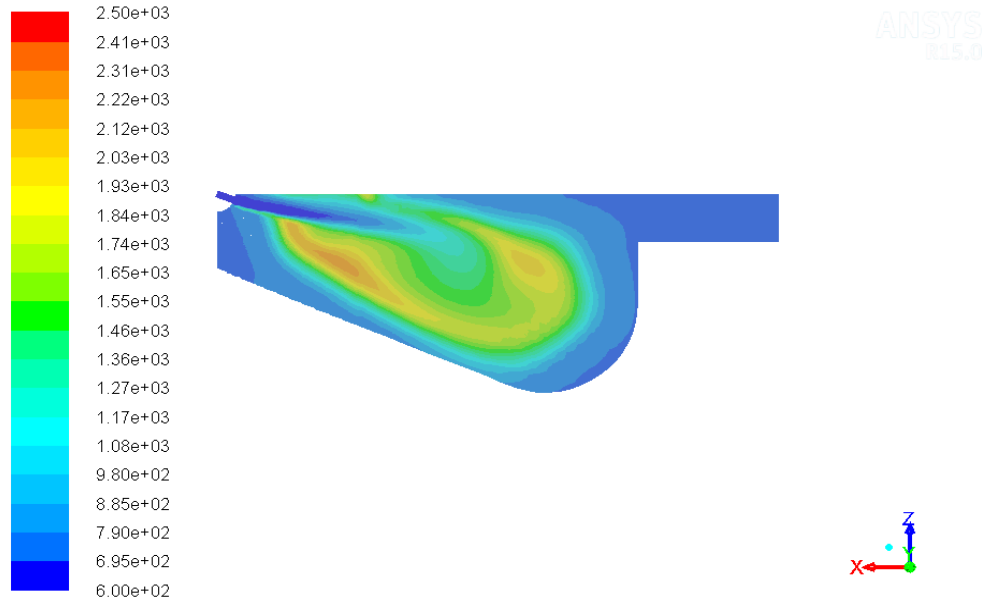


(b)



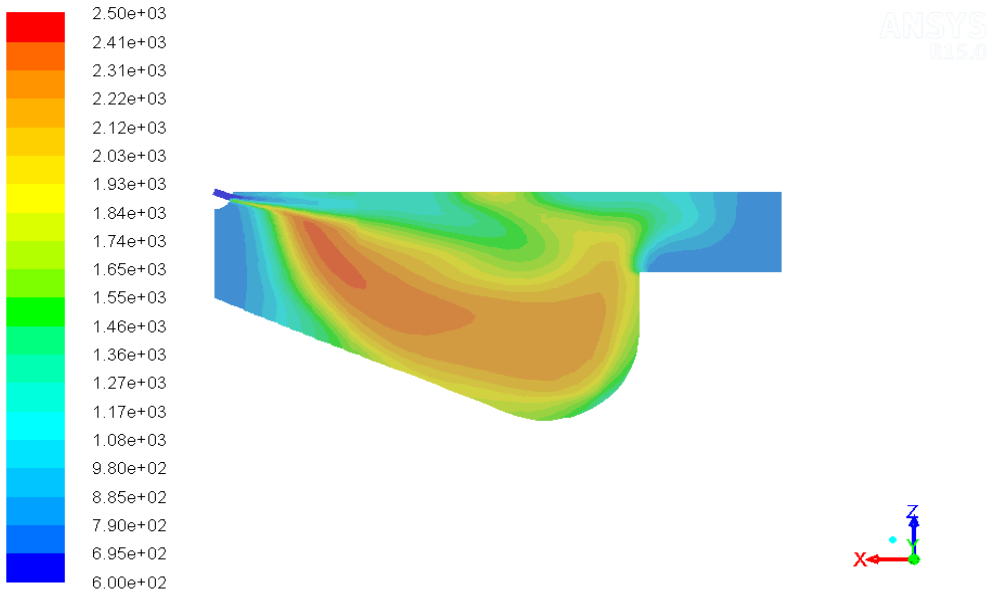
(c)

Şekil 4.13. (devam ediyor).



Contours of Static Temperature (k) (Time=9.8380e-04) Aug 04, 2015
Crank Angle=730.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

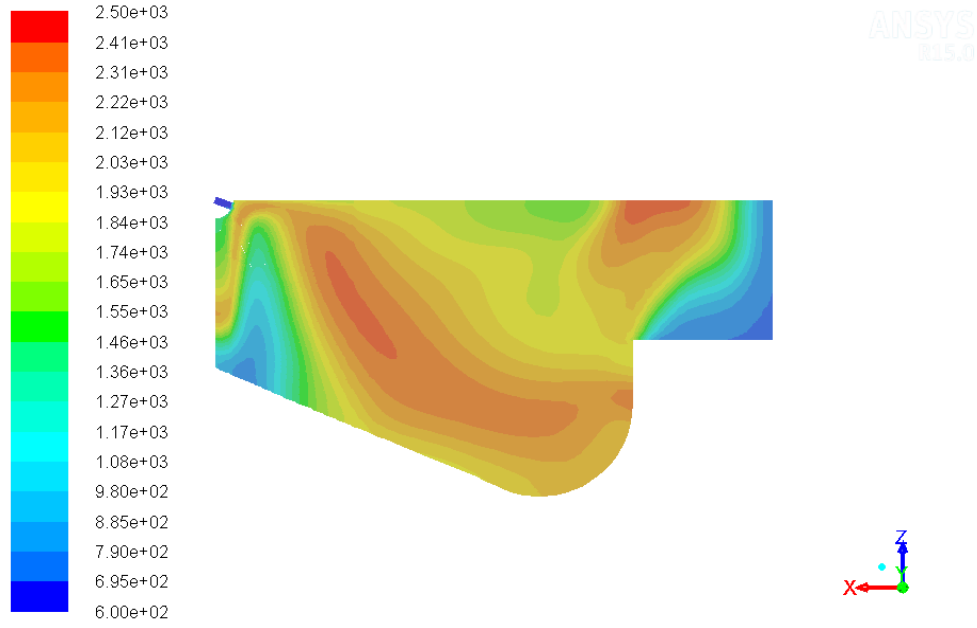
(a)



Contours of Static Temperature (k) (Time=1.4468e-03) Aug 04, 2015
Crank Angle=740.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(b)

Şekil 4.14. a) 3600 d/dk, 730,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, b) 3600 d/dk, 740,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, c) 3600 d/dk, 750,25° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.

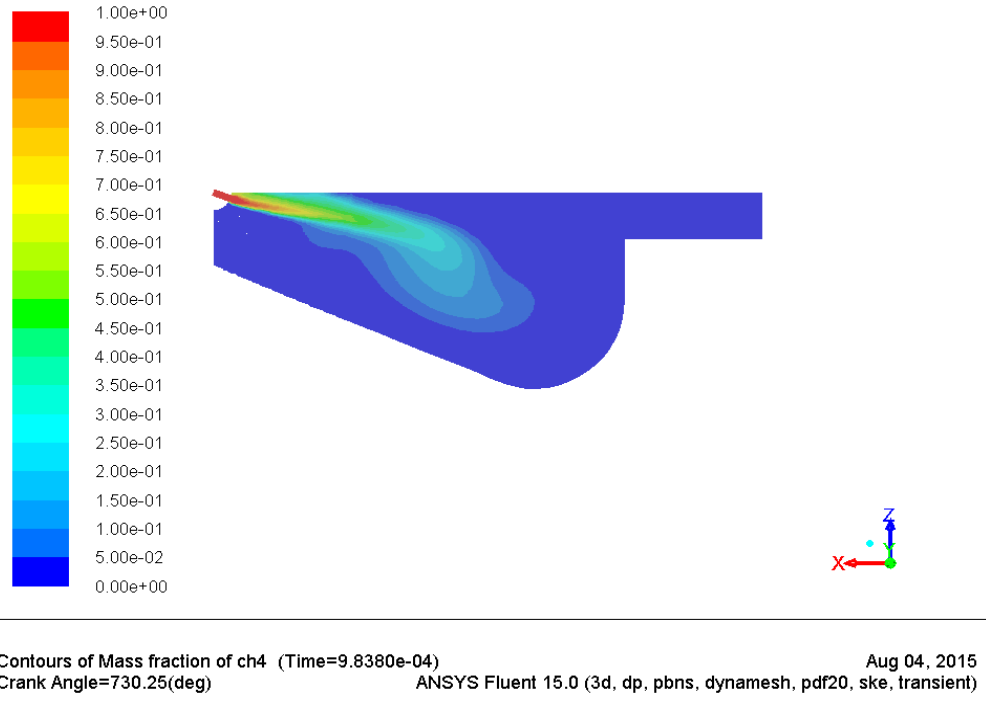


(c)

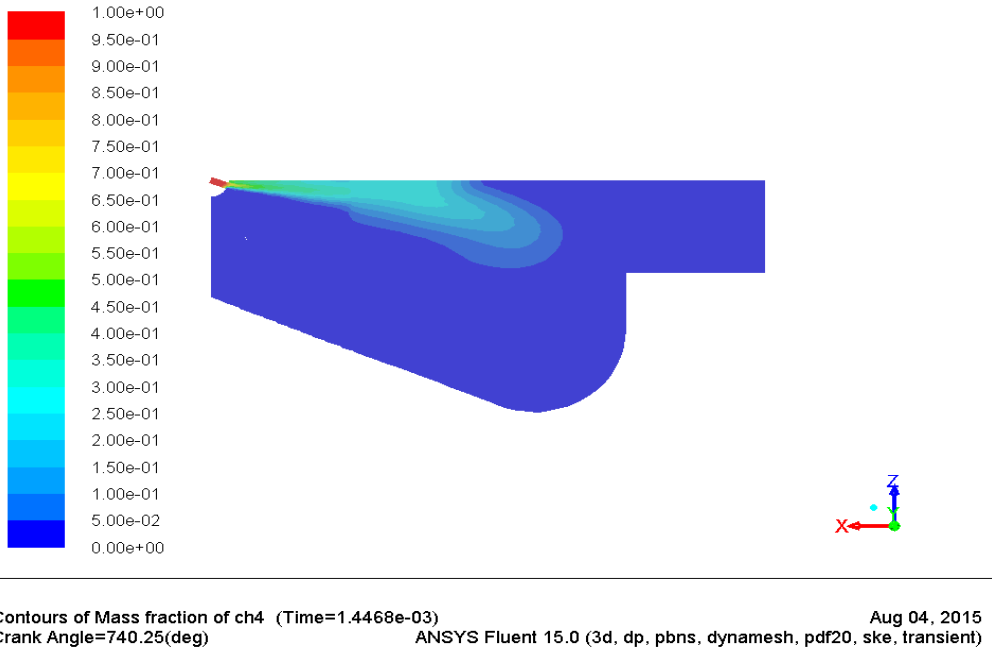
Şekil 4.14. (devam ediyor).

➤ 92 mm Piston Strok Değeri İçin;

3600 d/dk motor devrinde 92 mm piston strok değeri için de analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da bu analiz sonucunda elde edilen silindir içi doğalgaz fraksiyonu ve silindir içi sıcaklık dağılımı farklı KA değerleri için gösterilmiştir. Bir önceki analizin sonucu ile karşılaştırıldığında burada piston strok değerinin artmasının etkisiyle silindir içi kütle fraksiyonunun silindir tabanına doğru yöneliş gösterdiği görülmektedir ve yine bir önceki analiz sonucuna kıyasla silindir içi sıcaklık dağılımında sıcaklığın azaldığı görülmektedir.



(a)



(b)

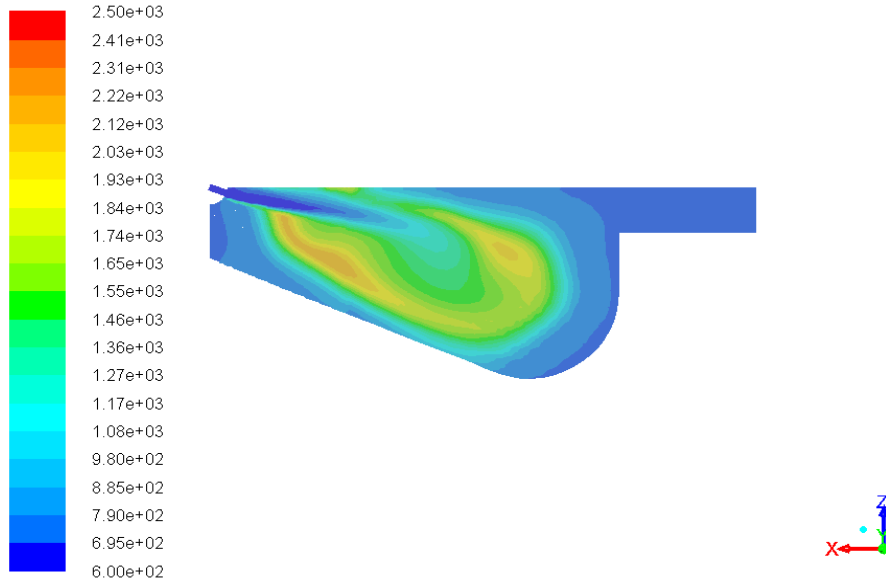
Şekil 4.15. a) 3600 d/dk, 730,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, b) 3600 d/dk, 740,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, c) 3600 d/dk, 750,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.9097e-03) Aug 04, 2015
 Crank Angle=750.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(c)

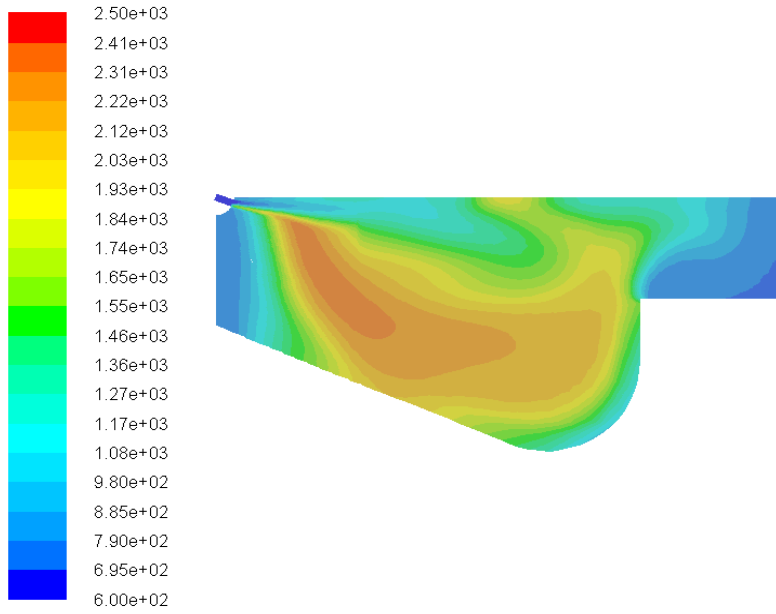
Şekil 4.15. (devam ediyor).



Contours of Static Temperature (k) (Time=9.8380e-04) Aug 04, 2015
 Crank Angle=730.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

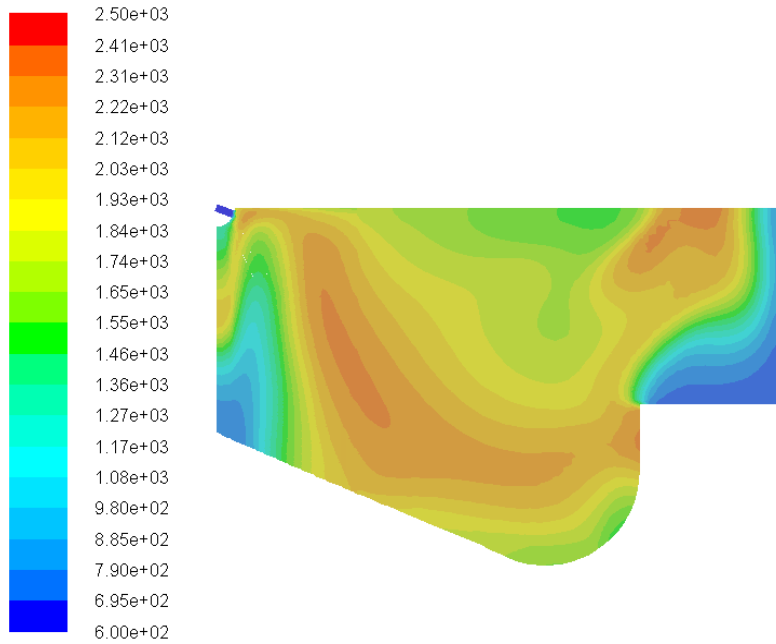
(a)

Şekil 4.16. a) 3600 d/dk, 730,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, b) 3600 d/dk, 740,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, c) 3600 d/dk, 750,25° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.



Contours of Static Temperature (k) (Time=1.4468e-03) Aug 04, 2015
Crank Angle=740.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(b)



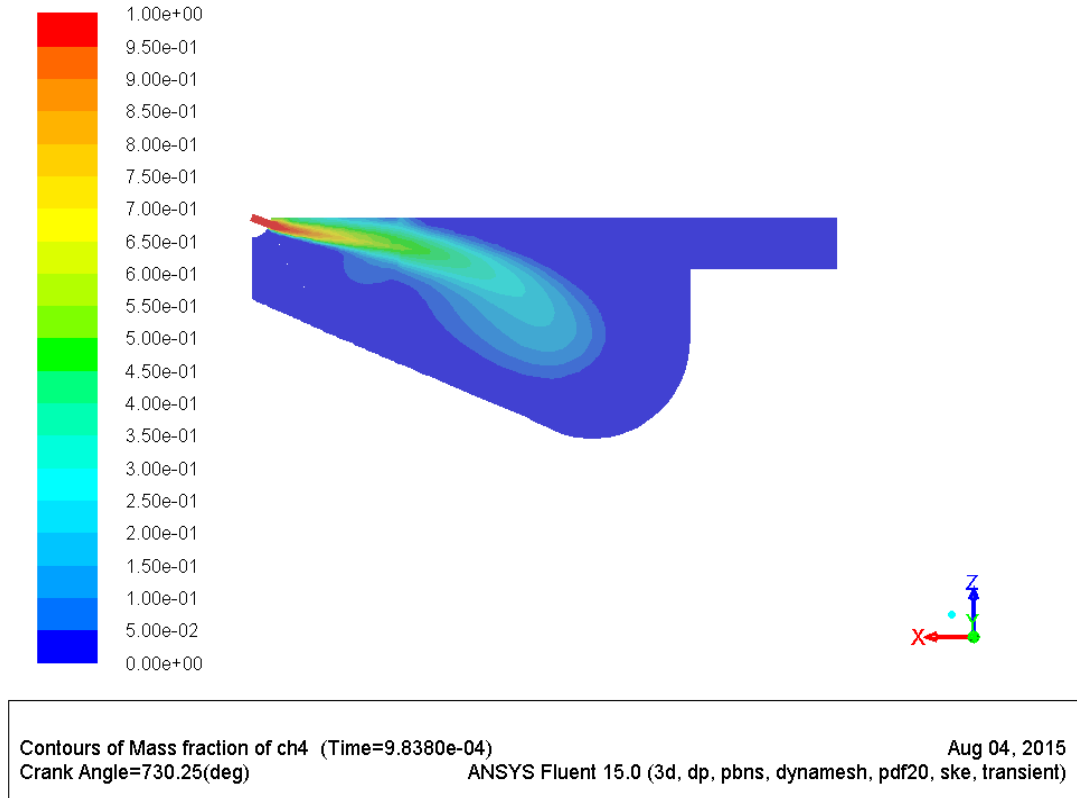
Contours of Static Temperature (k) (Time=1.9097e-03) Aug 04, 2015
Crank Angle=750.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(c)

Şekil 4.16. (devam ediyor).

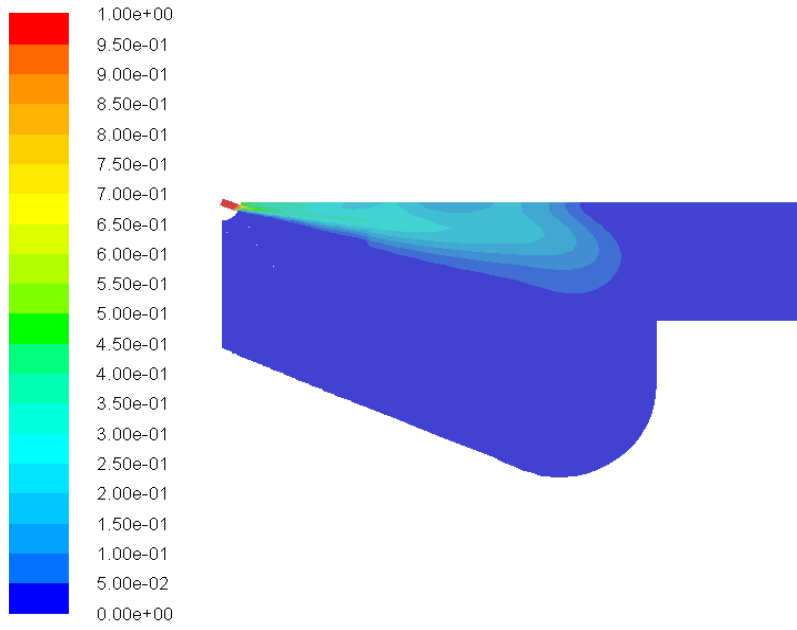
➤ 112 mm Piston Strok Değeri İçin;

3600 d/dk motor devri için son olarak 112 mm piston strok değerinde analiz yapılmıştır. Şekil 4.17 ve Şekil 4.18’de bu analiz sonucunda elde edilen silindir içi doğalgaz fraksiyonu ve silindir içi sıcaklık dağılımı farklı KA değerleri için gösterilmiştir. Burada silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun davranışı diğer piston strok değerleri için yapılan analizler ile karşılaştırılacak olduğunda püskürtülen doğalgazın yöneliminin daha fazla silindir tabanına doğru olduğu gözlemlenmektedir ve yine önceki analizlerle kıyaslandığında burada silindir içi sıcaklık dağılımında sıcaklık değerinin azaldığı görülmektedir.



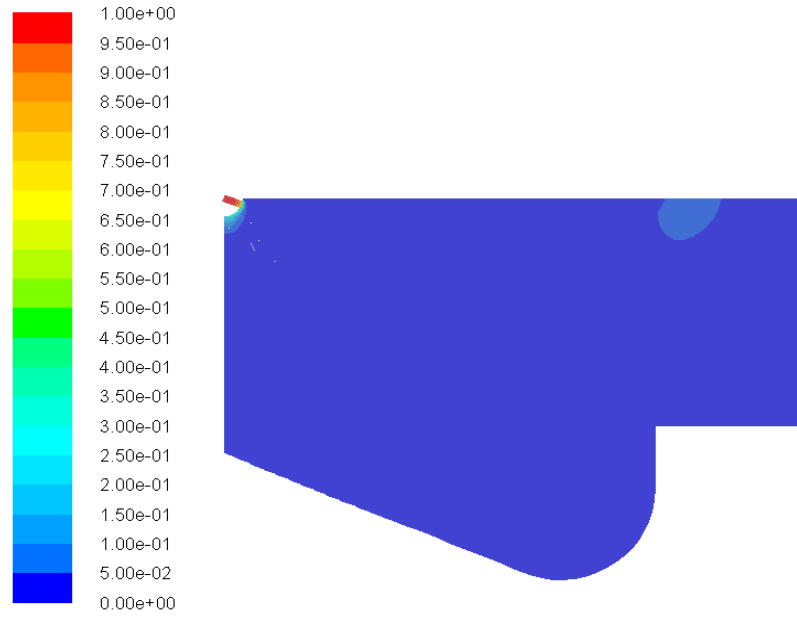
(a)

Şekil 4.17. a) 3600 d/dk, 730,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, b) 3600 d/dk, 740,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, c) 3600 d/dk, 750,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.4468e-03) Aug 04, 2015
 Crank Angle=740.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

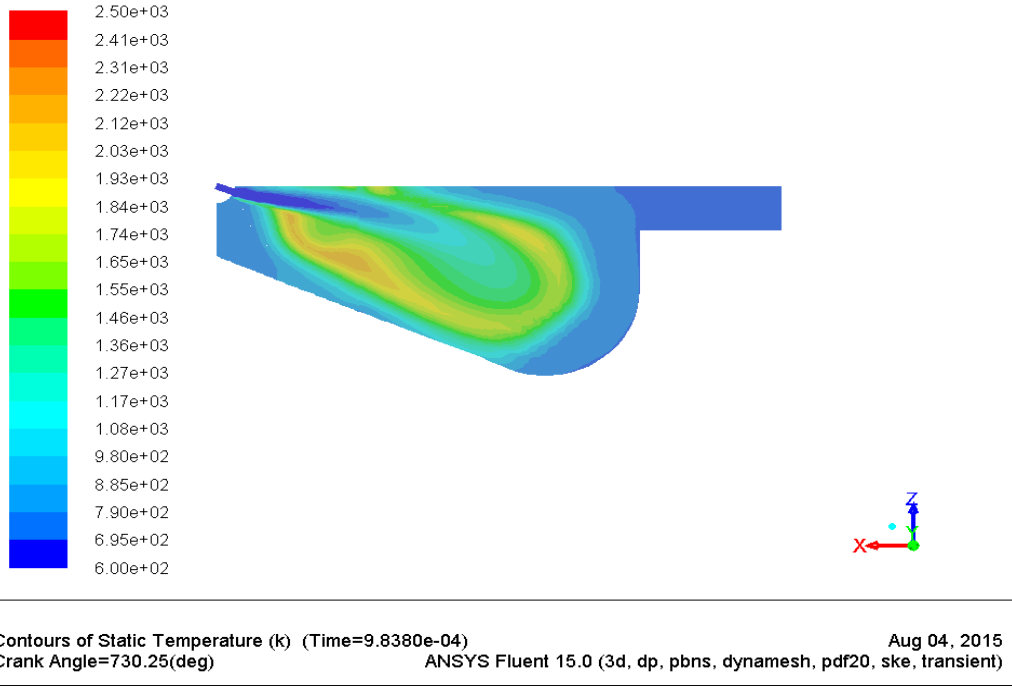
(b)



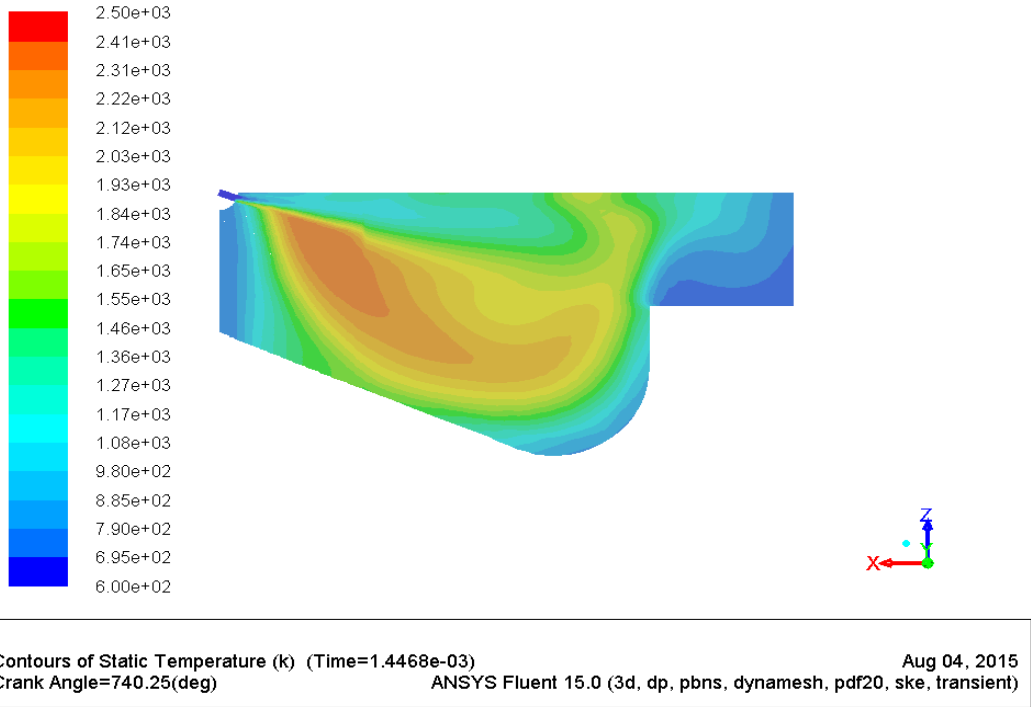
Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.9097e-03) Aug 04, 2015
 Crank Angle=750.25(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(c)

Şekil 4.17. (devam ediyor).

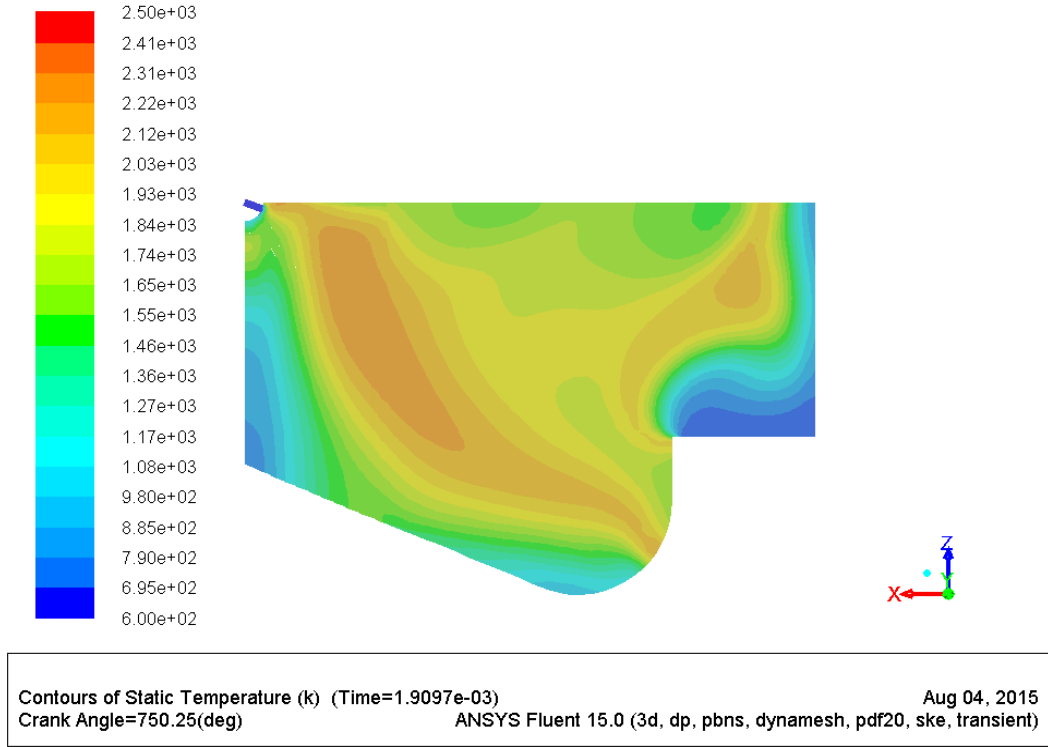


(a)



(b)

Şekil 4.18. a) 3600 d/dk, 730,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, b) 3600 d/dk, 740,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, c) 3600 d/dk, 750,25° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.



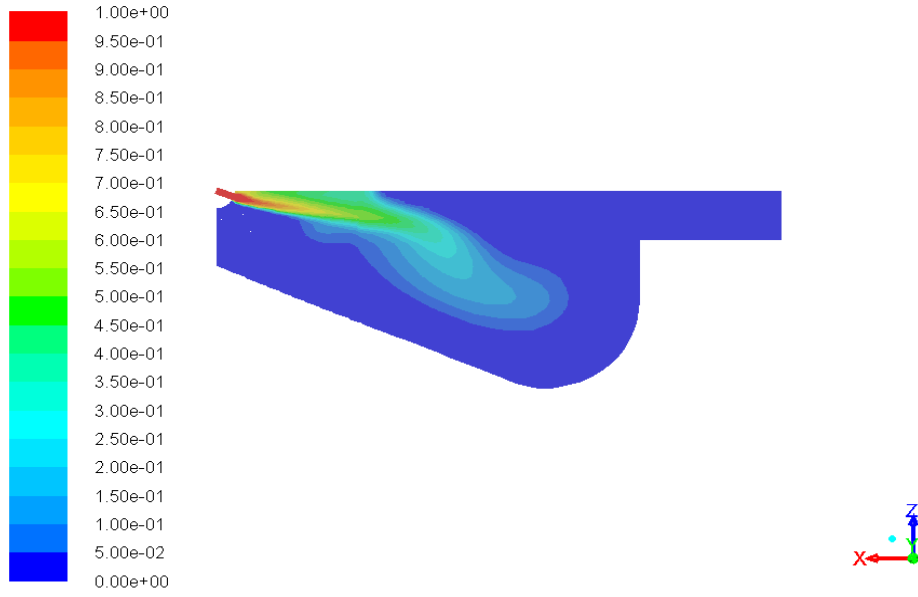
(c)

Şekil 4.18. (devam ediyor).

4.1.4. 4000 d/dk İçin Silindir İçi Doğalgaz Kütle Fraksiyonları ve Sıcaklık Dağılımı

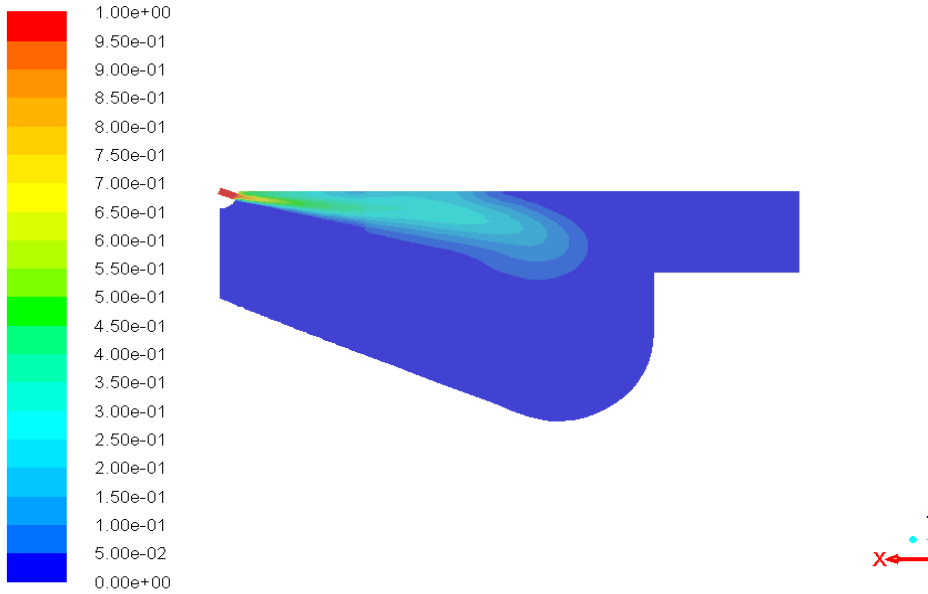
➤ 64 mm Piston Strok Değeri İçin;

4000 d/dk ve 64 mm piston strok değeri için gerçekleştirilmiş olan analiz sonuçlarında elde edilen doğalgaz kütle fraksiyonu ve silindir içi sıcaklık dağılımı farklı KA değerleri için Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'de gösterilmiştir. Aynı şekilde burada da silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun KA ilerledikçe azaldığı görülmektedir ve bu azalmaya bağlı olarak silindir içi sıcaklığının ise yine ters orantılı olarak artış gösterdiği görülmektedir.



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=8.3333e-04) Jun 23, 2015
 Crank Angle=730.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

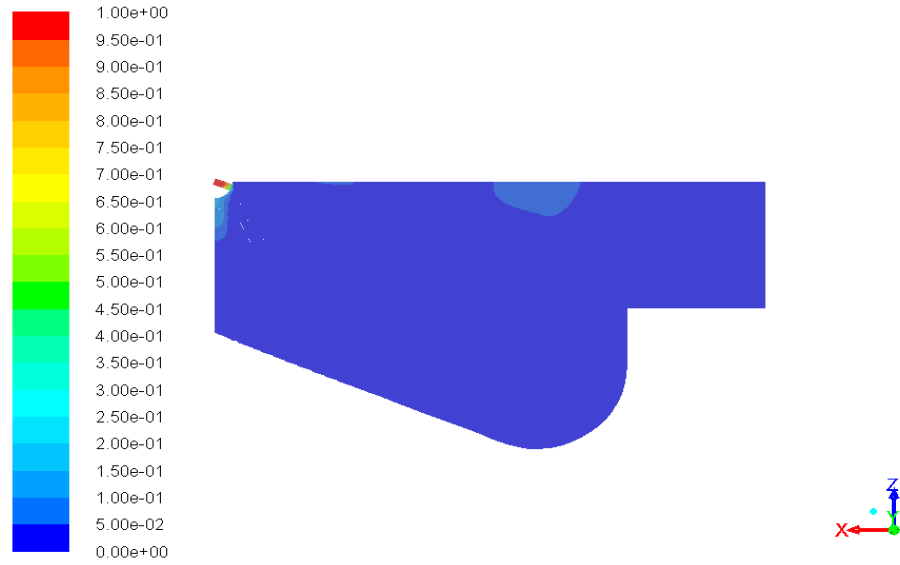
(a)



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.2500e-03) Jun 23, 2015
 Crank Angle=740.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(b)

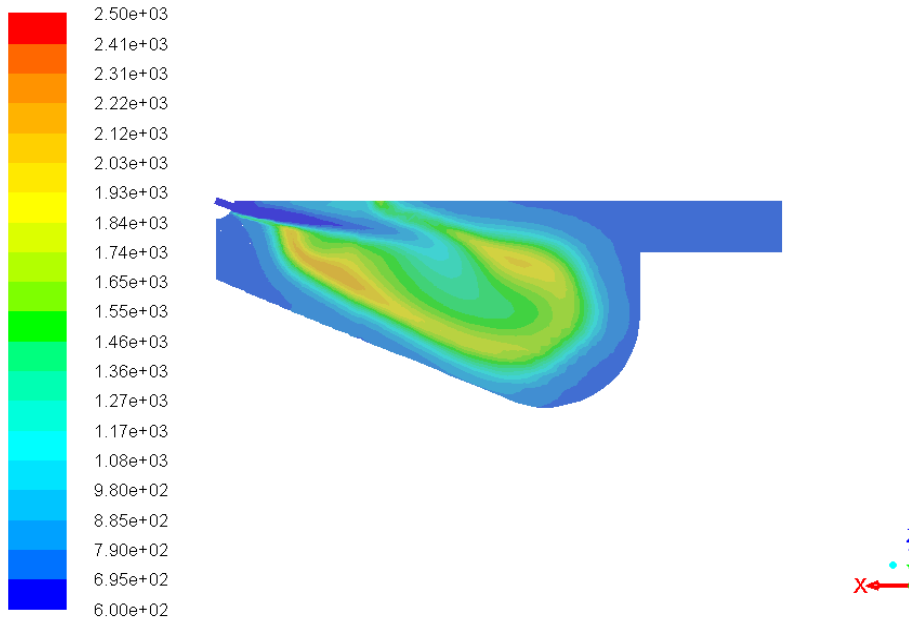
Şekil 4.19. a) 4000 d/dk, 730° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, b) 4000 d/dk, 740° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, c) 4000 d/dk, 750° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.6667e-03) Jun 23, 2015
Crank Angle=750.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(c)

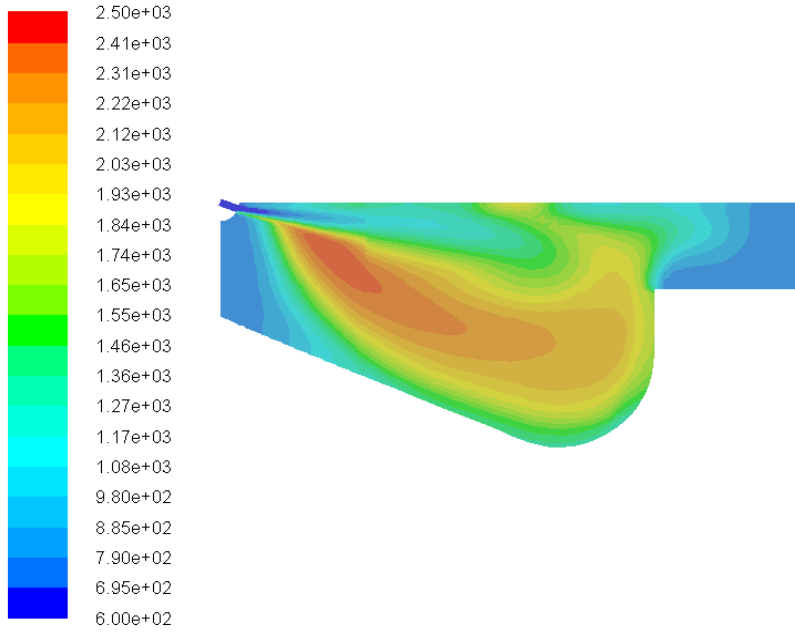
Şekil 4.19. (devam ediyor).



Contours of Static Temperature (k) (Time=8.3333e-04) Jun 23, 2015
Crank Angle=730.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

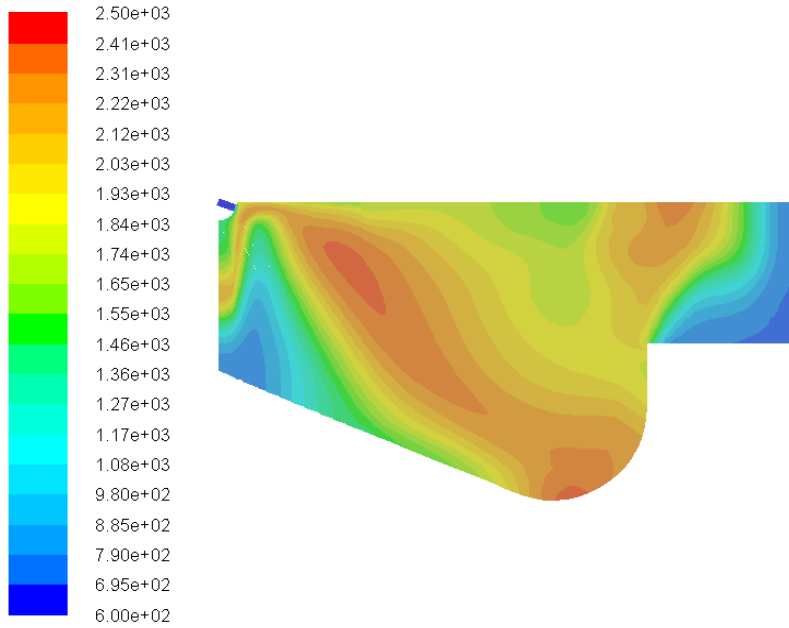
(a)

Şekil 4.20. a) 4000 d/dk, 730° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, b) 4000 d/dk, 740° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, c) 4000 d/dk, 750° KA ve 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.



Contours of Static Temperature (k) (Time=1.2500e-03) Jun 23, 2015
Crank Angle=740.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(b)



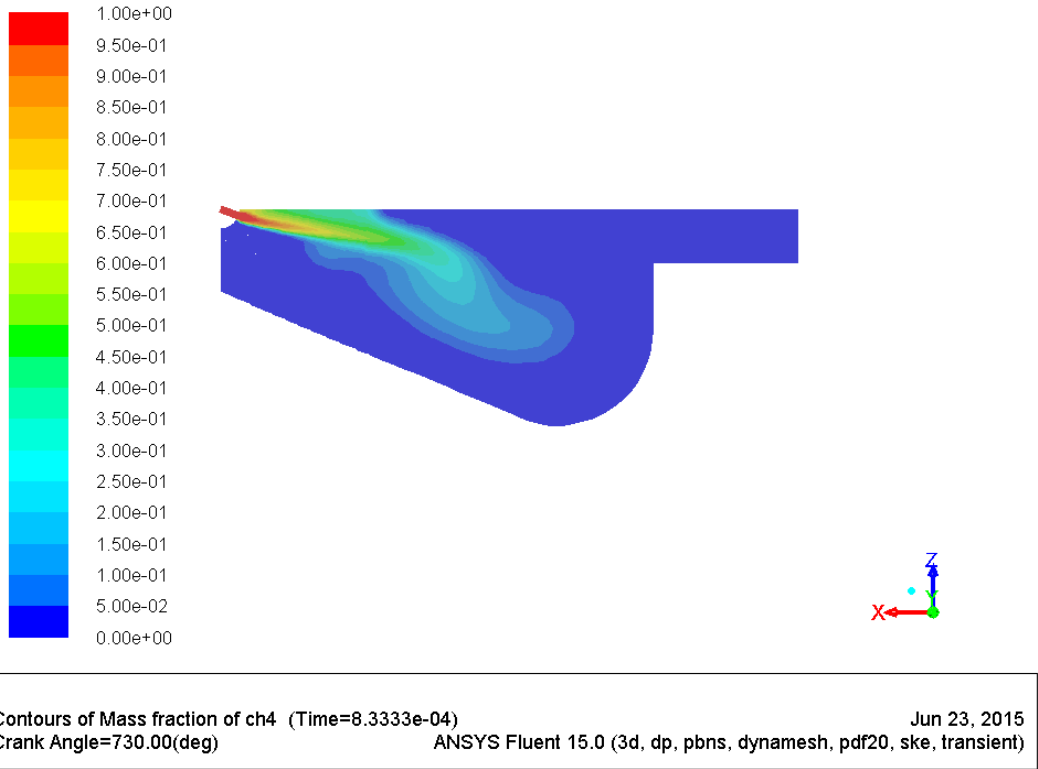
Contours of Static Temperature (k) (Time=1.6667e-03) Jun 23, 2015
Crank Angle=750.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(c)

Şekil 4.20. (devam ediyor).

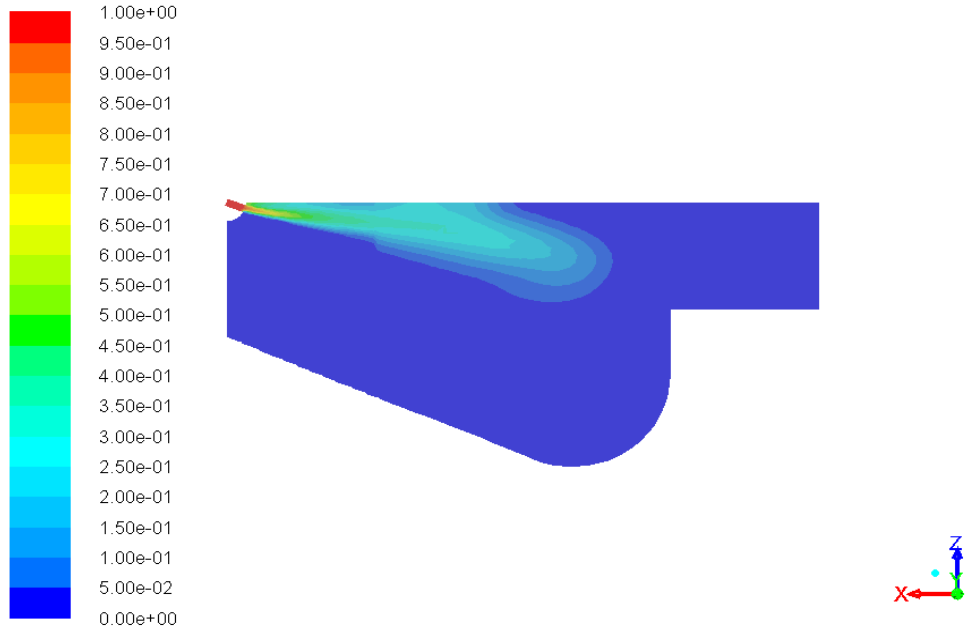
➤ 92 mm Piston Strok Değeri İçin;

4000 d/dk motor devrinde 92 mm piston strok değeri için de analiz gerçekleştirilmiştir. şekil 4.21 ve şekil 4.22’de bu analiz sonucunda elde edilen silindir içi doğalgaz fraksiyonu ve silindir içi sıcaklık dağılımı farklı KA değerleri için gösterilmiştir. Bir nceki analiz sonucuna kıyasla burada piston strok değerinin artmasından dolayı silindir içi kütle fraksiyonunun silindir tabanına doğru yönelişinin olduğu görülmektedir ve yine bir önceki analiz sonucuna göre silindir içi sıcaklık dağılımında sıcaklığın azaldığı görülmektedir.



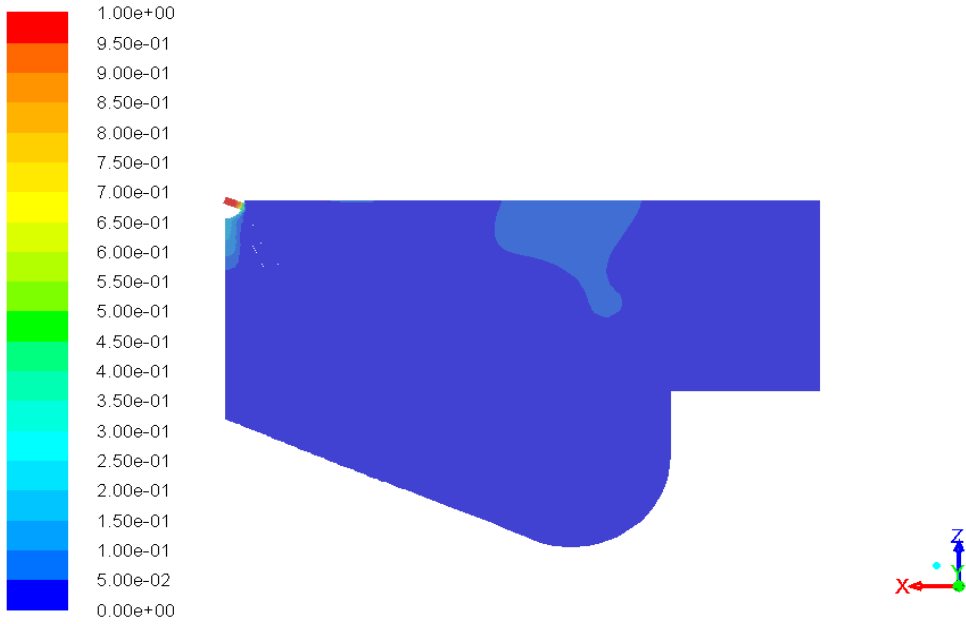
(a)

şekil 4.21. a) 4000 d/dk, 730° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir ii doğalgaz ktle fraksiyonu, b) 4000 d/dk, 740° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir ii doğalgaz ktle fraksiyonu, c) 4000 d/dk, 750° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir ii doğalgaz ktle fraksiyonu.



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.2500e-03) Jun 23, 2015
 Crank Angle=740.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

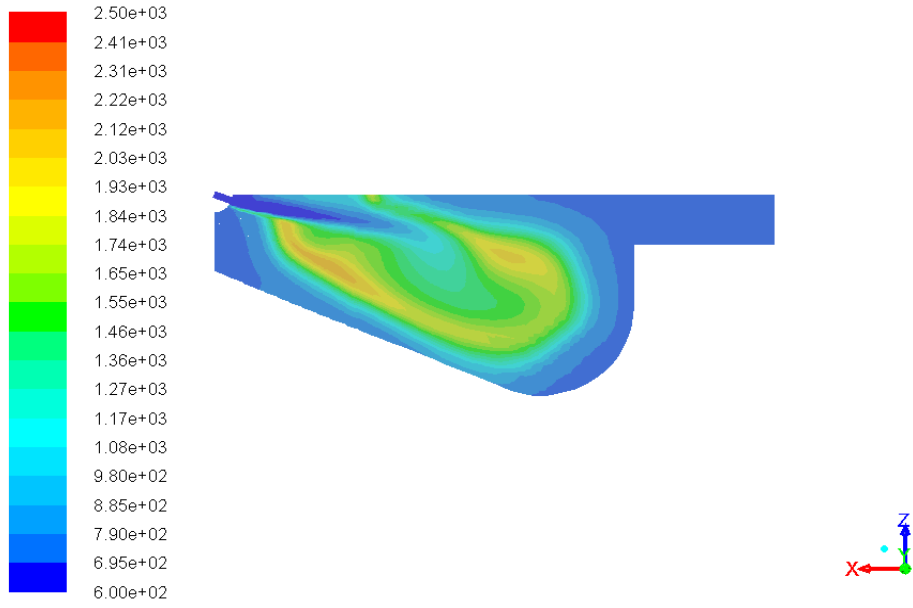
(b)



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.6667e-03) Jun 23, 2015
 Crank Angle=750.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

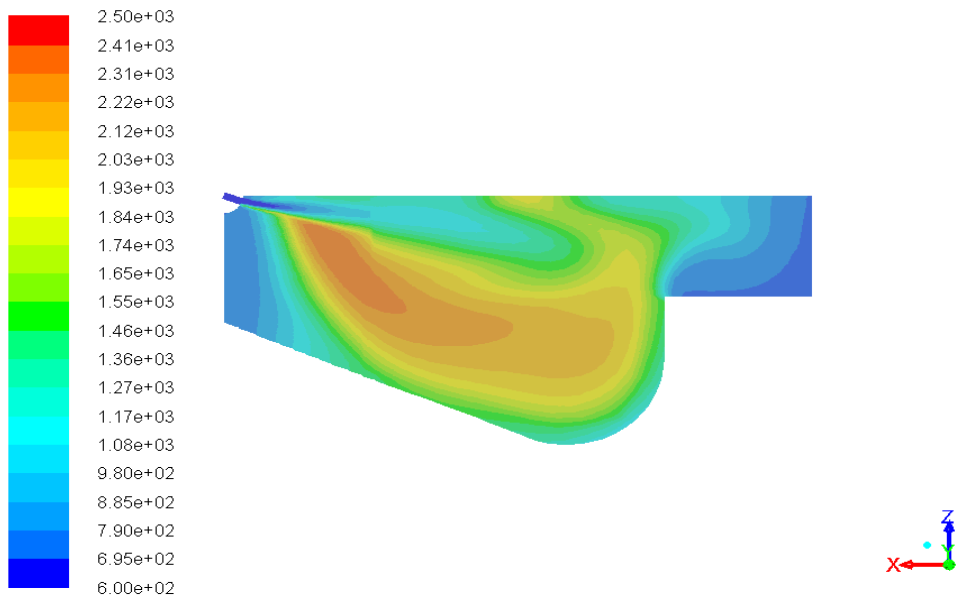
(c)

Şekil 4.21. (devam ediyor).



Contours of Static Temperature (k) (Time=8.3333e-04) Jun 23, 2015
 Crank Angle=730.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

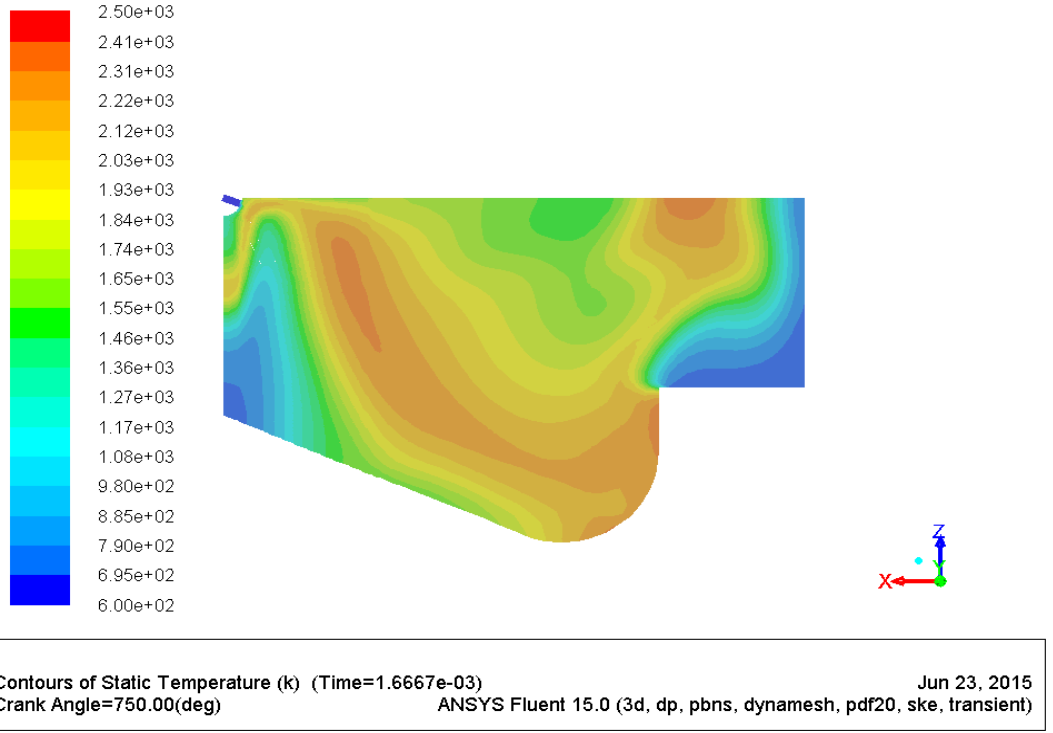
(a)



Contours of Static Temperature (k) (Time=1.2500e-03) Jun 23, 2015
 Crank Angle=740.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(b)

Şekil 4.22. a) 4000 d/dk, 730° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, b) 4000 d/dk, 740° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, c) 4000 d/dk, 750° KA ve 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.

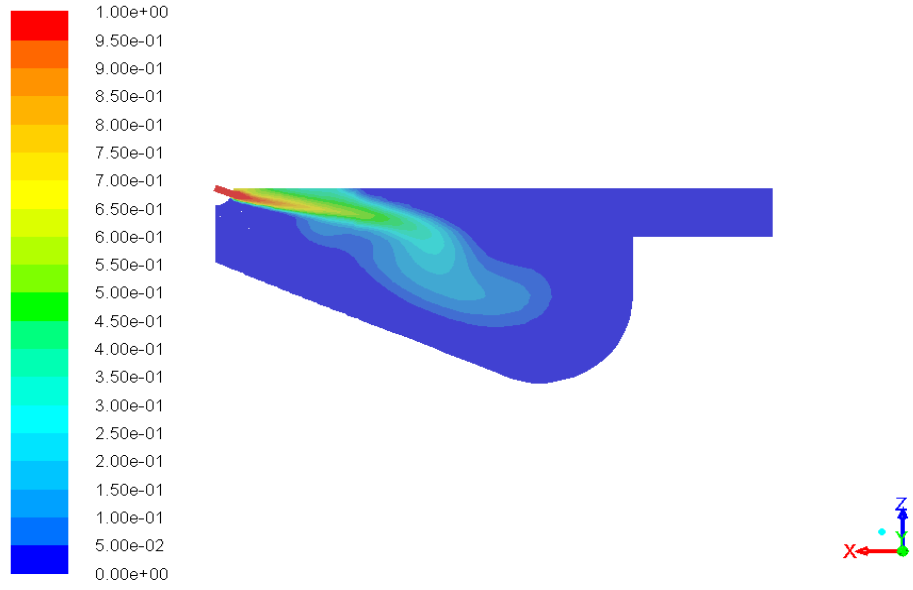


(c)

Şekil 4.22. (devam ediyor).

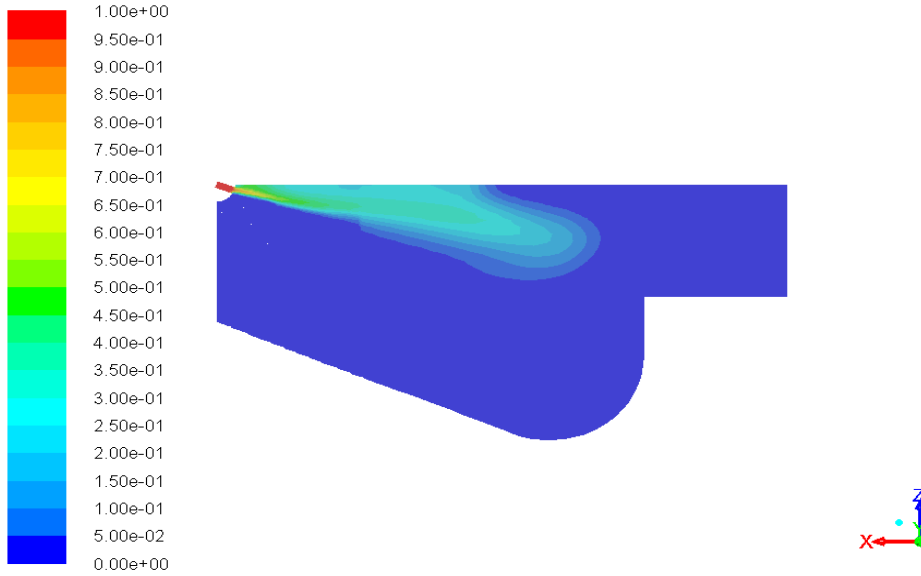
➤ 112 mm Piston Strok Değeri İçin;

4000 d/dk motor devri için son olarak 112 mm piston strok değerinde analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.23 ve Şekil 4.24'te bu analiz sonucunda elde edilen silindir içi doğalgaz fraksiyonu ve silindir içi sıcaklık dağılımı farklı KA değerleri için gösterilmiştir. Burada silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun davranışı diğer piston strok değerleri için yapılan analizler ile kıyaslandığında püskürtülen doğalgazın yöneliminin daha fazla silindir tabanına doğru olduğu gözlemlenmektedir ve yine önceki analizlerle kıyaslandığında burada silindir içi sıcaklık dağılımında sıcaklık değerinin azaldığı görülmektedir.



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=8.3333e-04) Jun 23, 2015
 Crank Angle=730.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(a)



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.2500e-03) Jun 23, 2015
 Crank Angle=740.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(b)

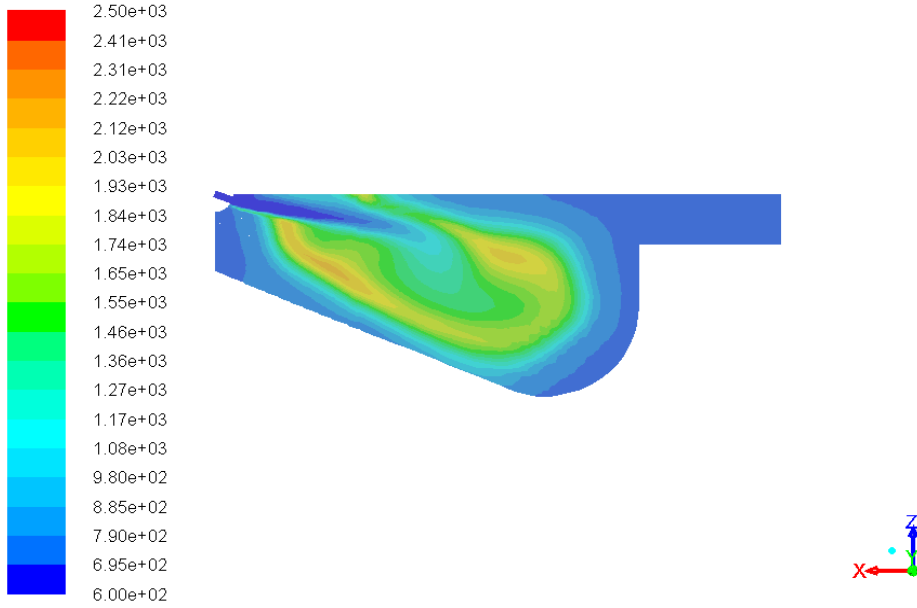
Şekil 4.23. a) 4000 d/dk, 730° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, b) 4000 d/dk, 740° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, c) 4000 d/dk, 750° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu.



Contours of Mass fraction of ch4 (Time=1.6667e-03) Jun 23, 2015
 Crank Angle=750.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(c)

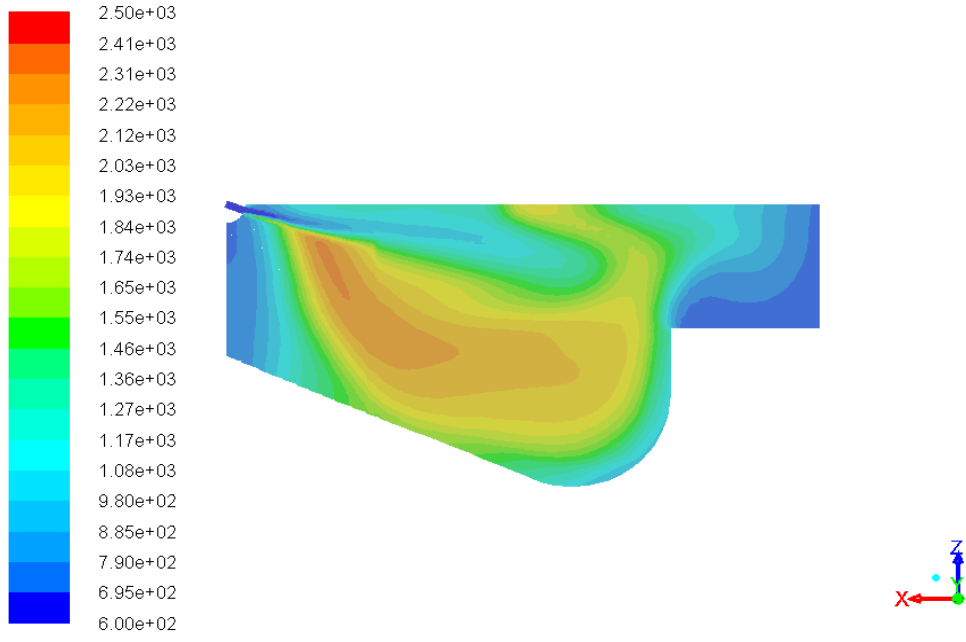
Şekil 4.23. (devam ediyor).



Contours of Static Temperature (k) (Time=8.3333e-04) Jun 23, 2015
 Crank Angle=730.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(a)

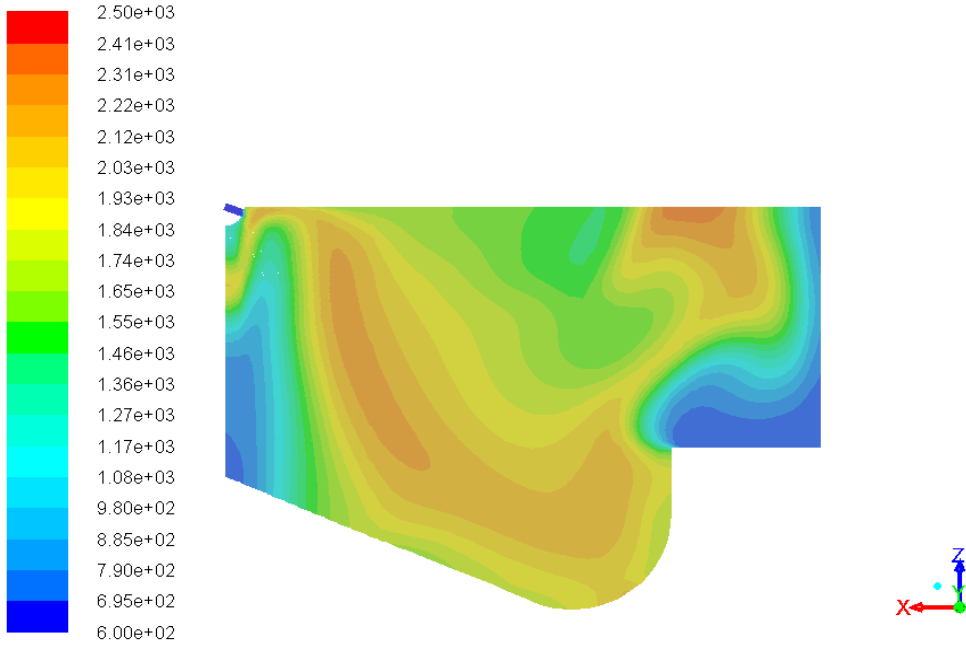
Şekil 4.24. a) 4000 d/dk, 730° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, b) 4000 d/dk, 740° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı, c) 4000 d/dk, 750° KA ve 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklık dağılımı.



Contours of Static Temperature (k) (Time=1.2500e-03)
Crank Angle=740.00(deg)

Jun 23, 2015
ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(b)



Contours of Static Temperature (k) (Time=1.6667e-03)
Crank Angle=750.00(deg)

Jun 23, 2015
ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, pdf20, ske, transient)

(c)

Şekil 4.24. (devam ediyor).

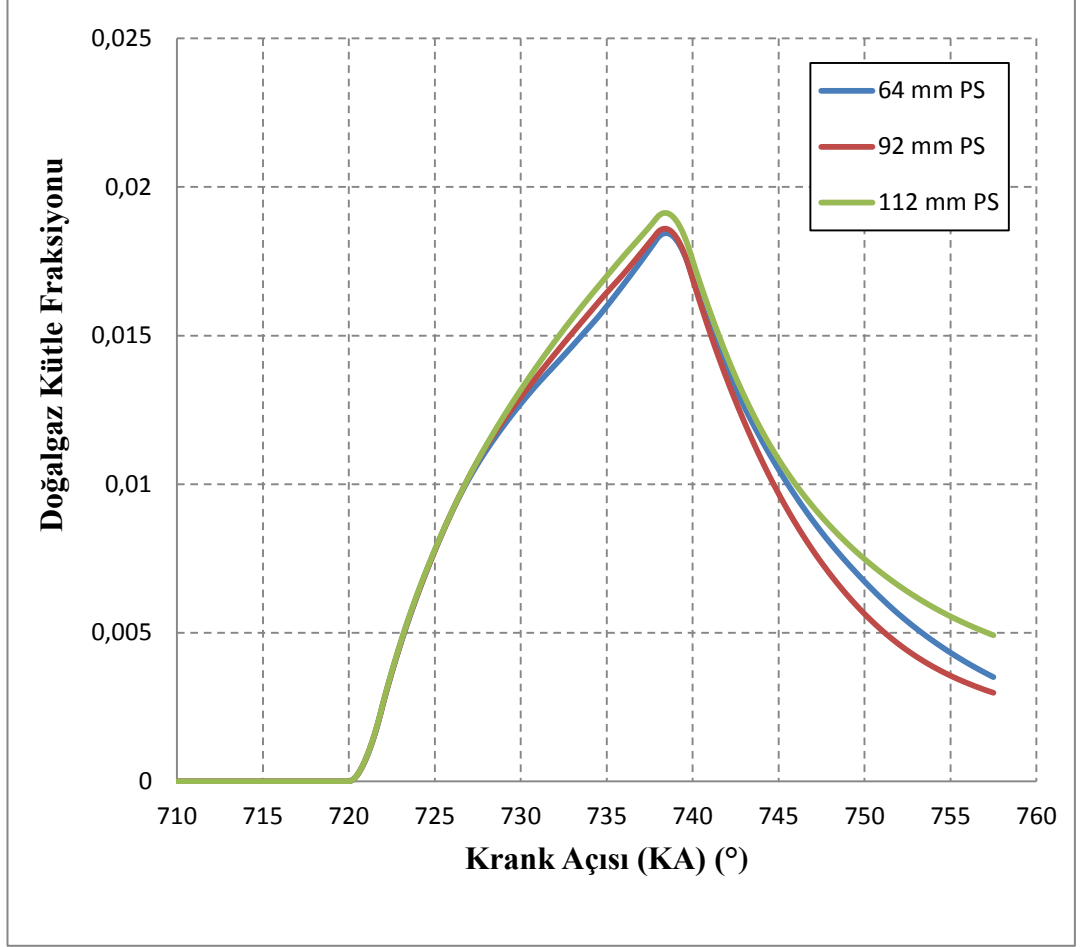
4.2. DEĞİŞEN DEVİR SAYISI VE PİSTON STROK DEĞERLERİNE GÖRE SİLİNDİR İÇİ DOĞALGAZ KÜTLE FRAKSİYONU, SICAKLIK VE BASINÇ DEĞİŞİMİ

Bu kısımda analizler sonucunda elde edilen veriler yardımıyla sırasıyla 2400, 3200, 3600 ve 4000 d/dk motor devirleri sabit tutularak 64, 92 ve 112 mm piston strok değerleri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, sıcaklık ve basınç parametrelerinin değişimini gösteren grafikler çizilmiştir. Ayrıca yine sırasıyla 64,92 ve 112 mm piston strok değerleri sabit tutularak 2400, 3200, 3600 ve 4000 d/dk motor devirleri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, sıcaklık ve basınç parametrelerinin değişimini gösteren grafikler çizilerek incelenmiştir.

4.2.1. Sabit Devir Sayılarında Silindir İçi Doğalgaz Kütle Fraksiyonu, Sıcaklık ve Basınç Parametrelerinin Piston Strok Değerlerine Göre Değişimi

4.2.1.1. 2400 d/dk İçin Silindir İçindeki Doğalgaz Kütle Fraksiyonunun Piston Stroklarına Göre Değişimi

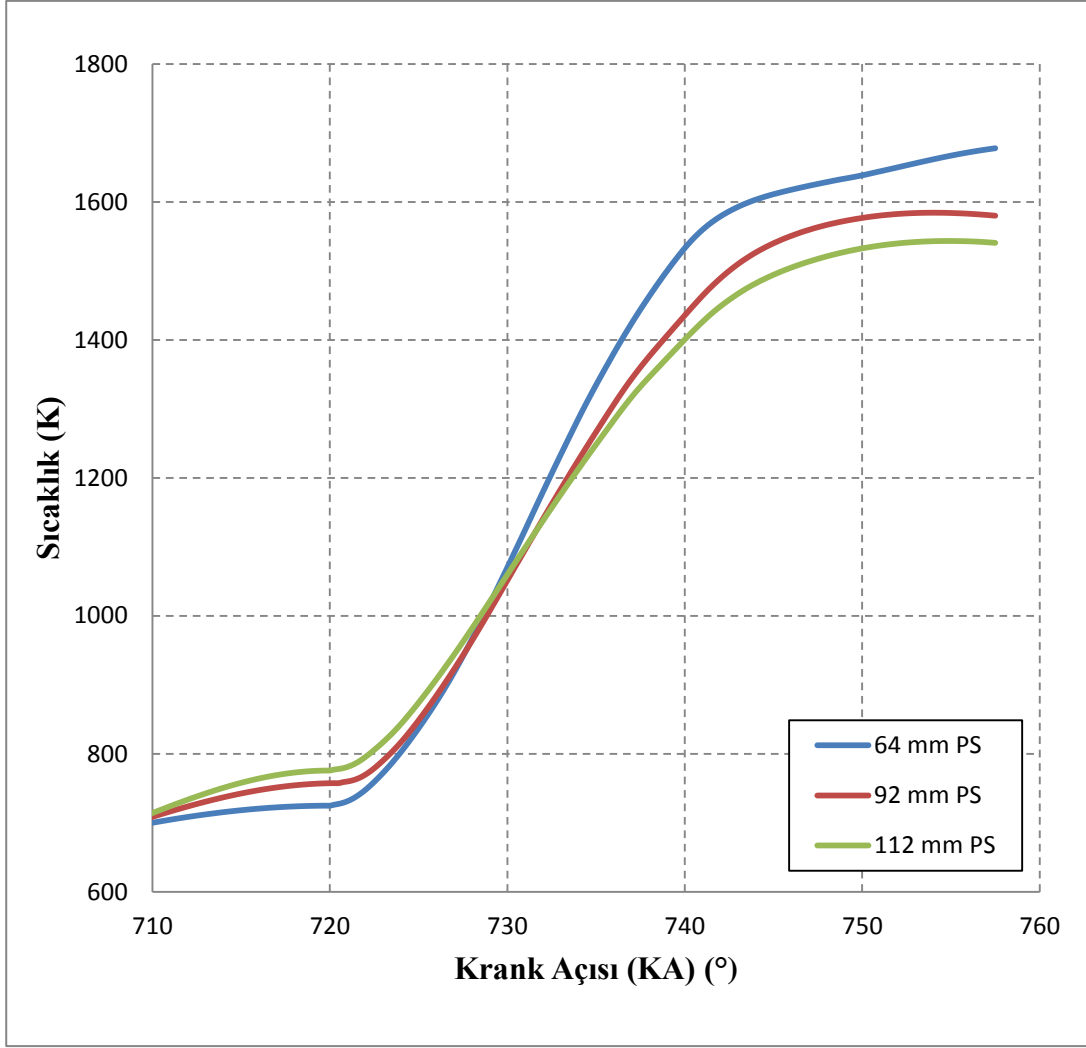
2400 d/dk motor devri için yapılan analizler sonucunda silindir içine yakıtın püskürtülmesiyle oluşan doğalgaz kütle fraksiyonunun 64, 92 ve 112 mm'lik piston strok değerleri için KA'na bağlı olarak değişim grafiği çizilmiştir. Şekil 4.25'te görüldüğü gibi doğalgazın silindir içine püskürtülmesi 720° KA ile başlamıştır. Ayrıca piston strok değerinin artması ile silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu da artış göstermiştir.



Şekil 4.25. 2400 d/dk için doğalgaz kütle fraksiyonunun piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.1.2. 2400 d/dk İçin Silindir İçi Sıcaklığın Piston Stroklarına Göre Değişimi

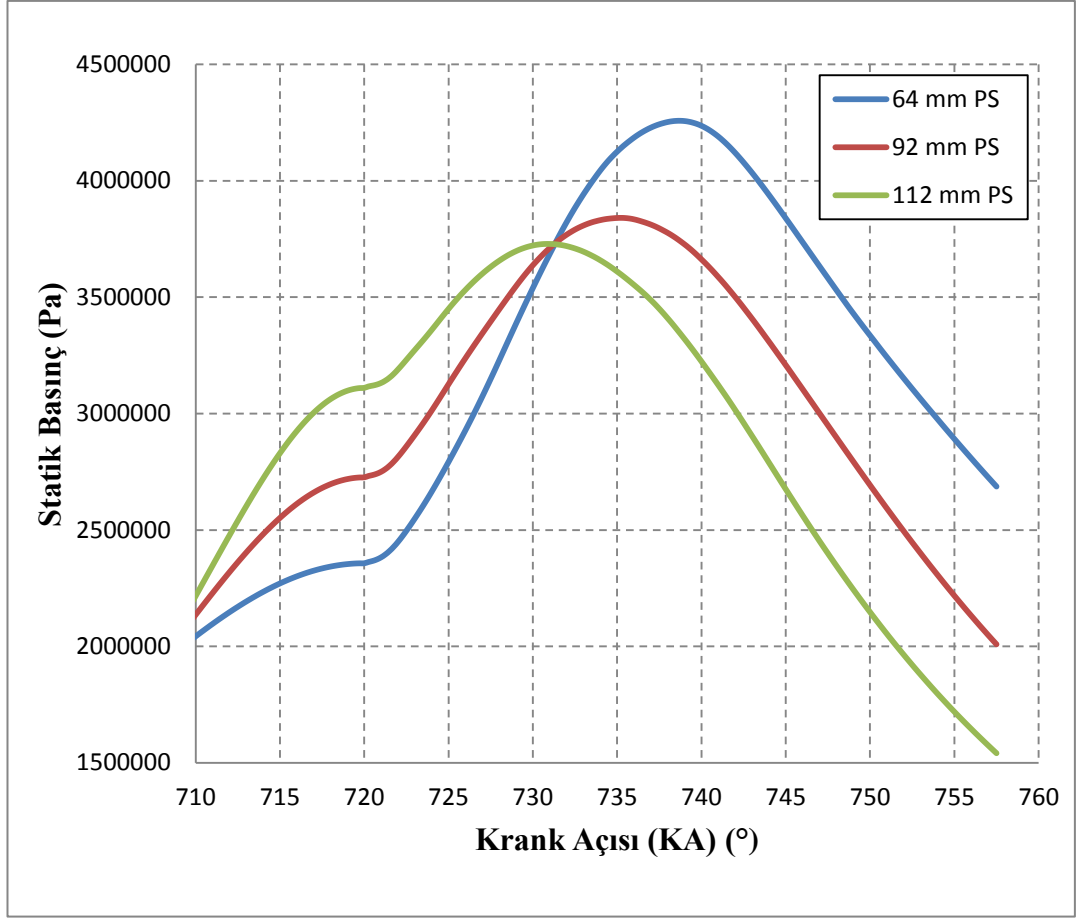
2400 d/dk motor devri için yapılan analizler sonucunda silindir içi sıcaklık değerinin KA'na bağlı olarak değişimini, her bir piston strok değeri için, gösteren grafik Şekil 4.26'da gösterilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi 2400 d/dk motor devri için piston strok değerinin artmasıyla silindir içinde ulaşılan maksimum sıcaklık değeri ters orantılı olarak azalmıştır.



Şekil 4.26. 2400 d/dk için silindir içi sıcaklığın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.1.3. 2400 d/dk İçin Silindir İçi Basıncın Piston Stroklarına Göre Değişimi

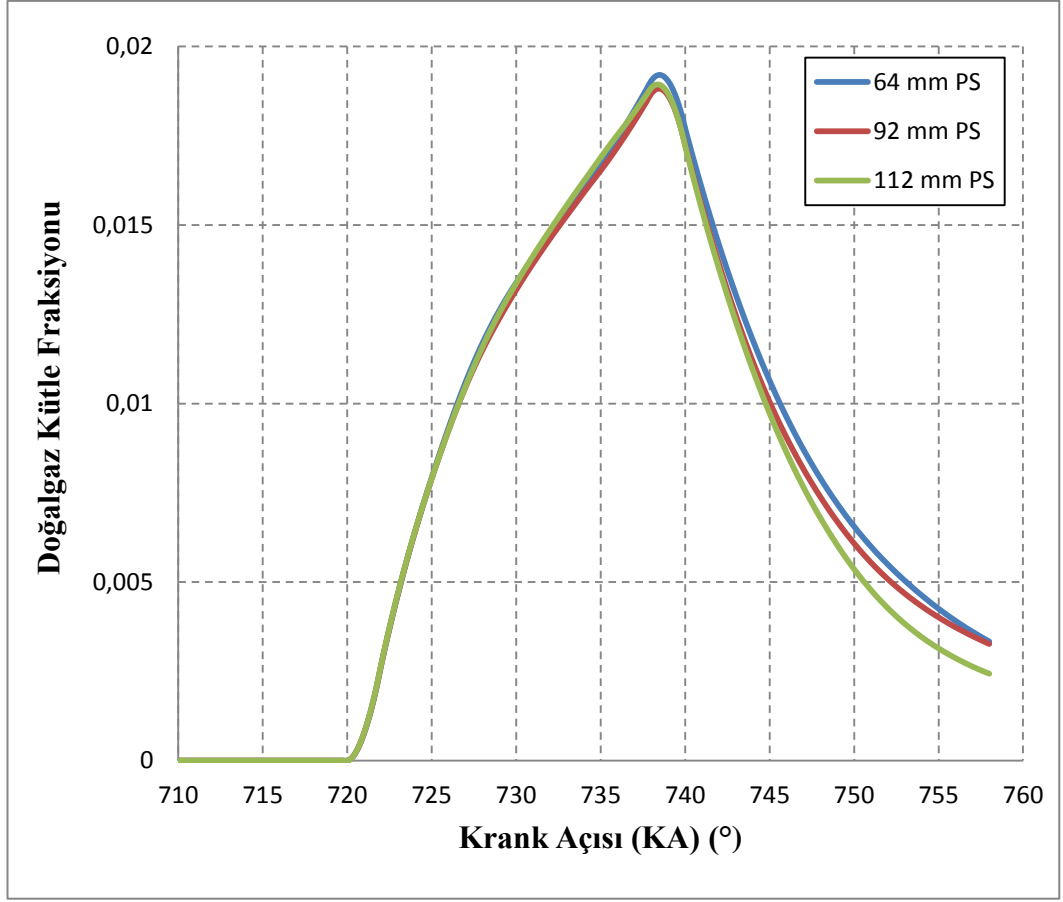
2400 d/dk motor devri için yapılan analizler sonucunda, her bir piston strok değeri için silindir içi basınç değerinin KA'na bağlı olarak değişimi Şekil 4.27'de gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi 2400 d/dk motor devri için piston strok değerinin artmasıyla birlikte basınç değeri yaklaşık 730° KA değerine kadar daha büyük değerlere ulaşmış ancak bu KA değerinden sonra durum tersine dönmüş ve piston stroku değeri ile ters orantılı bir davranış sergilemiştir.



Şekil 4.27. 2400 d/dk için silindir içi basıncın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.1.4. 3200 d/dk İçin Silindir İçindeki Doğalgaz Kütle Fraksiyonunun Piston Stroklarına Göre Değişimi

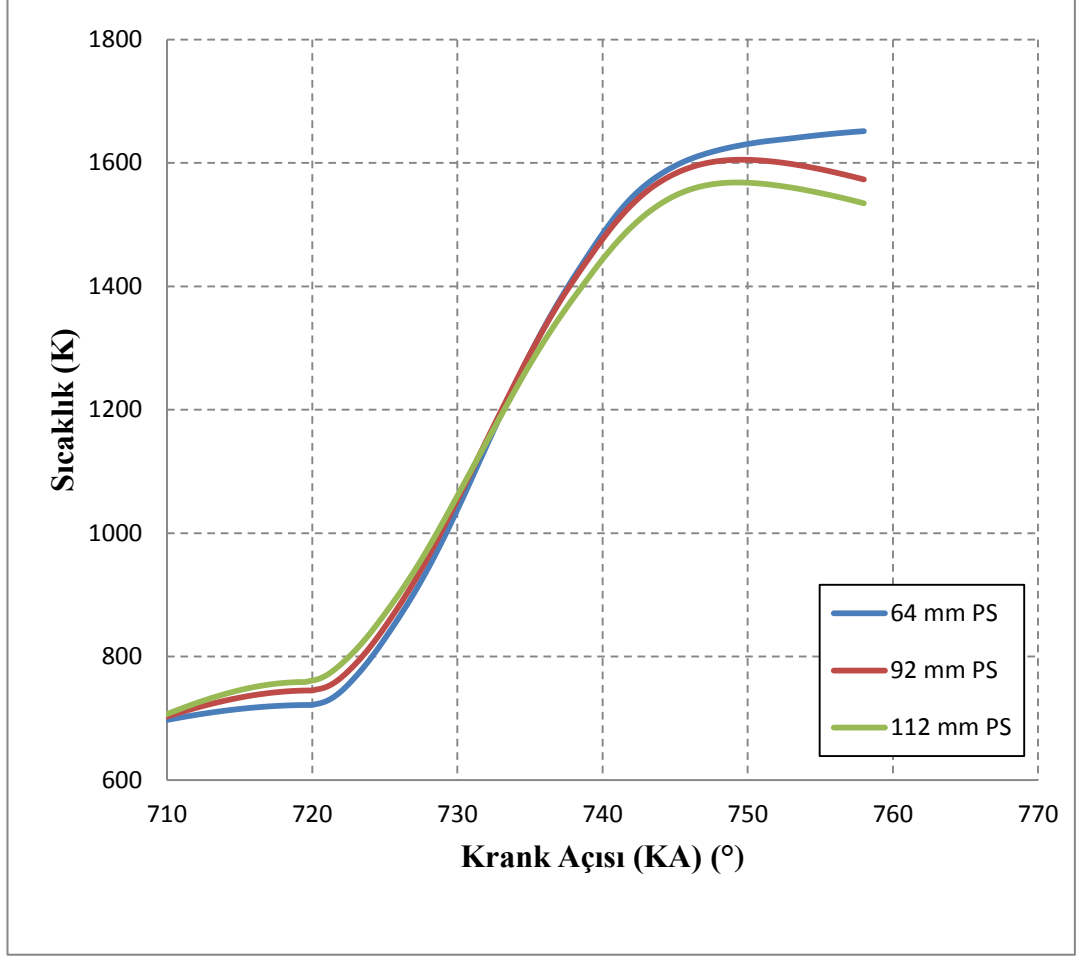
Motor devri 3200 d/dk değerine yükseltilerek gerçekleştirilen analizler sonucunda silindir içine yakıtın püskürtülmesiyle oluşan doğalgaz kütle fraksiyonunun 64, 92 ve 112 mm'lik piston strok değerleri için KA'na bağlı olarak değişimi elde edilmiştir. Şekil 4.28'de de görüldüğü gibi doğalgazın silindir içine püskürtülmesi 720° KA ile başlamıştır. Ancak devir sayısı 3200 d/dk değerine geldiğinde piston strok değerinin artması ile silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunda çok fazla bir değişim olmadığı görülmektedir.



Şekil 4.28. 3200 d/dk için doğalgaz kütle fraksiyonunun piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.1.5. 3200 d/dk İçin Silindir İçi Sıcaklığın Piston Stroklarına Göre Değişimi

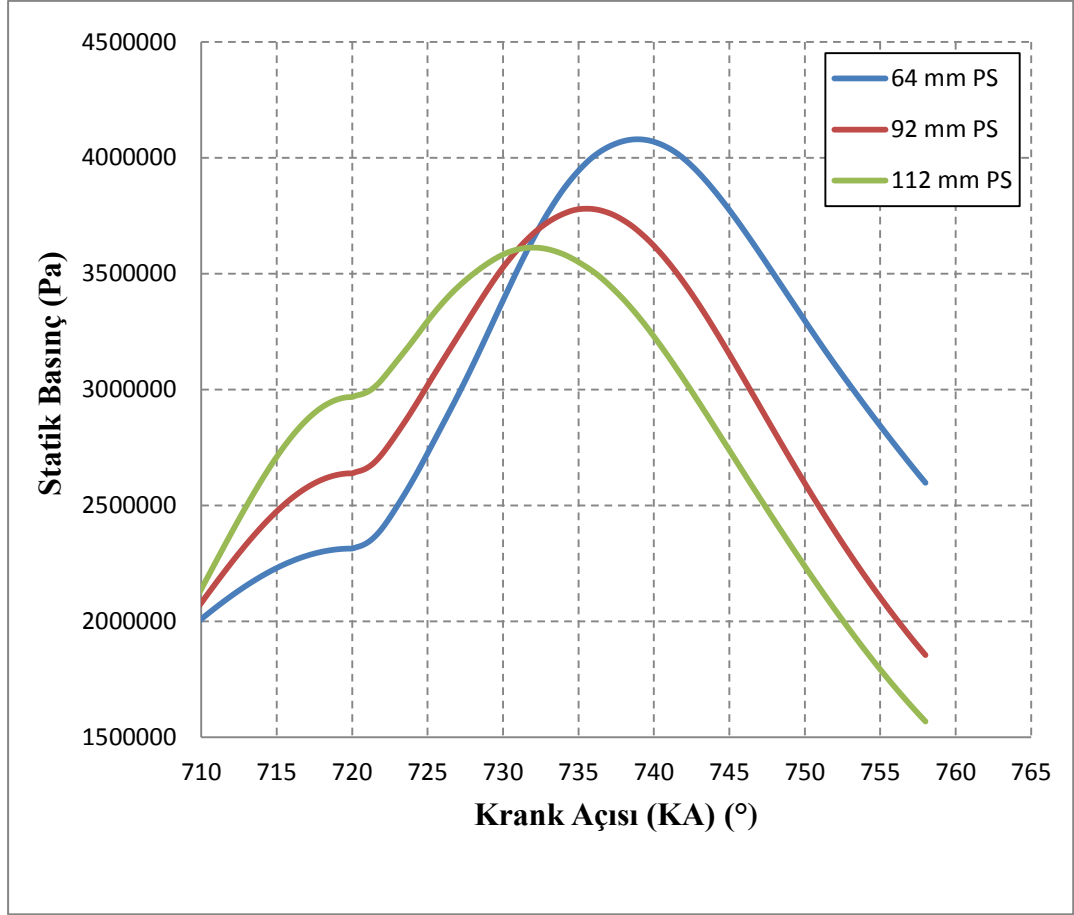
Şekil 4.29'da, gerçekleştirilen analizler sonucunda 3200 d/dk motor devri için silindir içi sıcaklık değerinin KA'na bağlı olarak değişimi her bir piston strok değeri için gösterilmiştir. Burada, motor devri 3200 d/dk değerine çıktığında silindir içi maksimum sıcaklık değerinin piston strok değeri ile ters orantılı bir davranış sergilediği görülmektedir. Ancak 2400 d/dk motor devri için gerçekleştirilen analiz sonucuna göre burada sıcaklık değerlerinin her bir piston strok değeri için daha yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 4.29. 3200 d/dk için silindir içi sıcaklığın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.1.6. 3200 d/dk İçin Silindir İçi Basıncın Piston Stroklarına Göre Değişimi

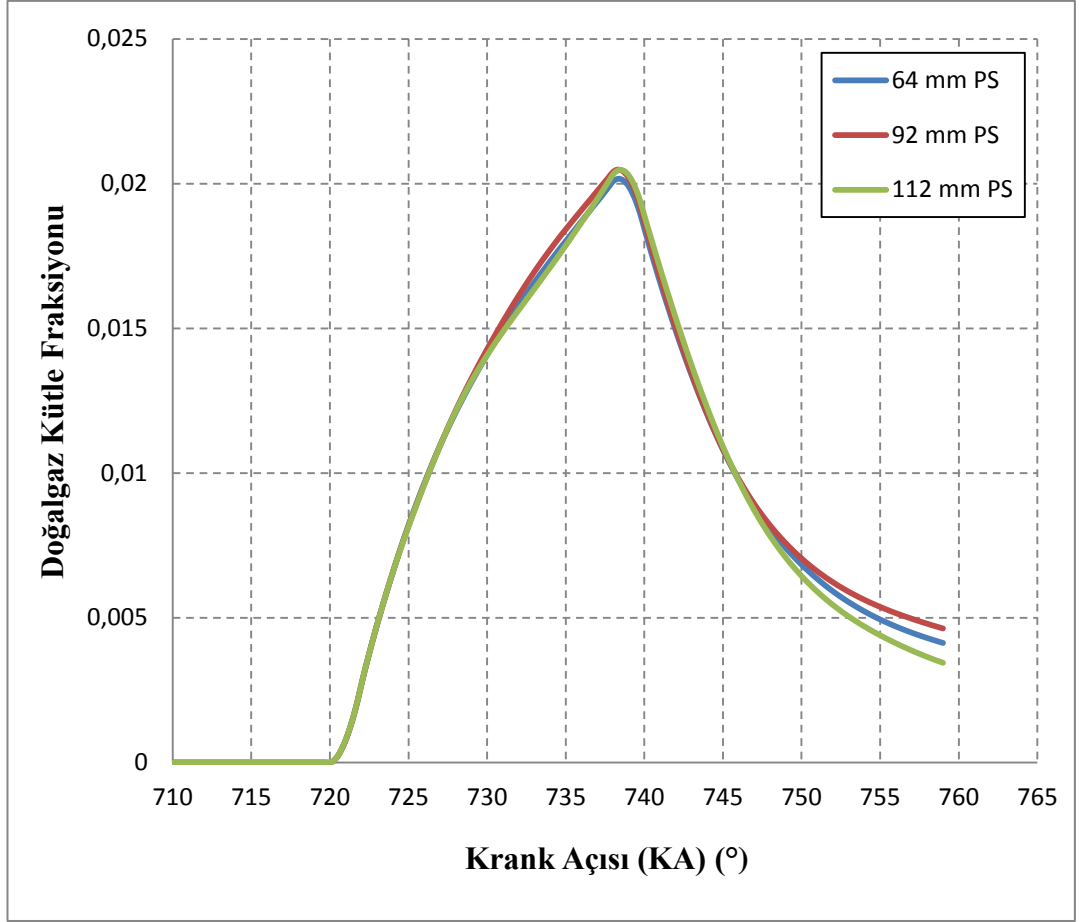
3200 d/dk motor devri için yapılan analizler sonucunda silindir içi basınç değerinin KA'na bağlı olarak değişimi her bir piston strok değeri için Şekil 4.30'da gösterilmiştir. 2400 d/dk motor devri için yapılan analiz sonucundaki gibi piston strok değerinin artmasıyla silindir içinde basınç değeri yaklaşık 730° KA değerine kadar daha büyük değerlere ulaşmış ancak bu değerden sonra durum tersine dönmüş ve piston stroku değeri ile ters orantılı bir davranış sergilemiştir. Silindir içi en büyük basınç değeri 64 mm piston strok değeri için yaklaşık 740° KA değerinde görülmektedir.



Şekil 4.30. 3200 d/dk için silindir içi basıncın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.1.7. 3600 d/dk İçin Silindir İçindeki Doğalgaz Kütle Fraksiyonunun Piston Stroklarına Göre Değişimi

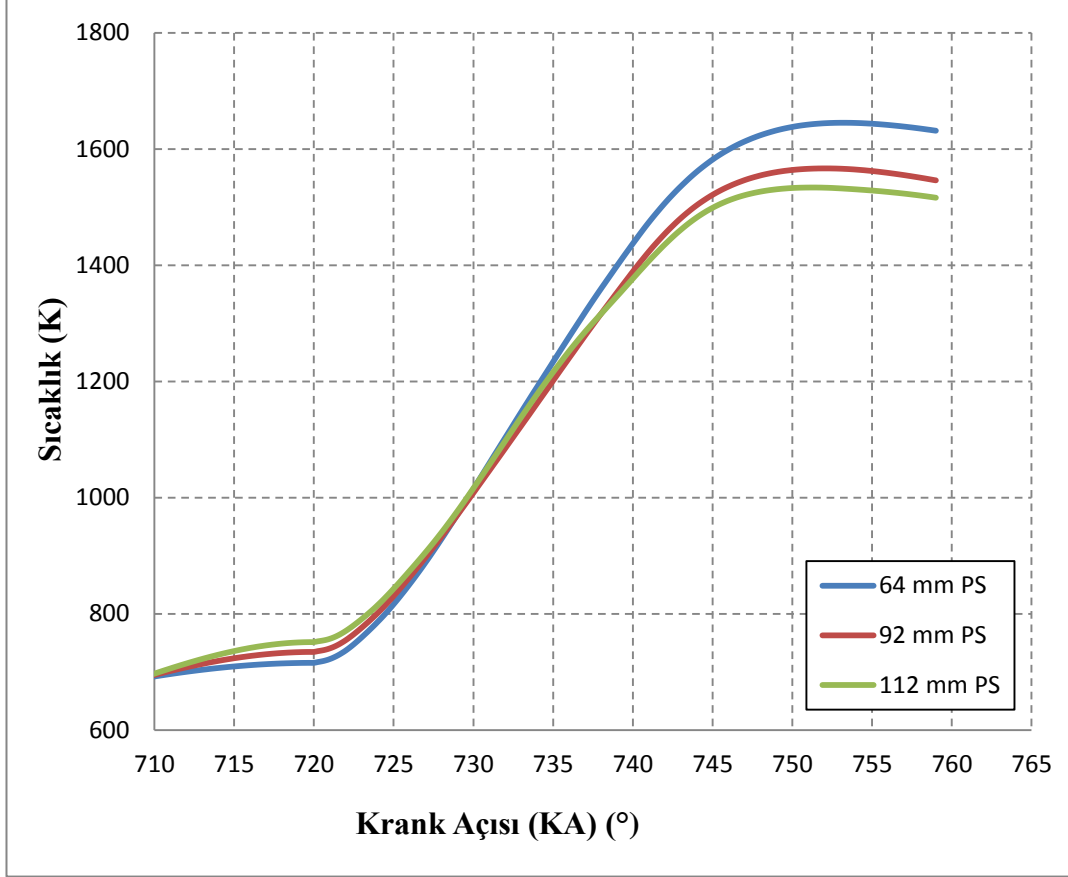
3600 d/dk motor devrinde gerçekleştirilen analizler sonucunda, silindir içine yakıtın püskürtülmesiyle oluşan doğalgaz kütle fraksiyonunun 64, 92 ve 112 mm'lik piston strok değerleri için KA'na bağlı olarak değişimi elde edilmiştir. Şekil 4.34'te de görüldüğü gibi doğalgazın silindir içine püskürtülmesi 720° KA ile başlamıştır. Ancak devir sayısı 3600 d/dk değerine geldiğinde piston strok değerindeki artışın 3200 d/dk değerine benzer şekilde kütle fraksiyonunda çok küçük değerlerde değişim olmasına neden olduğu görülmektedir.



Şekil 4.31. 3600 d/dk için doğalgaz kütle fraksiyonunun piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.1.8. 3600 d/dk İçin Silindir İçi Sıcaklığın Piston Stroklarına Göre Değişimi

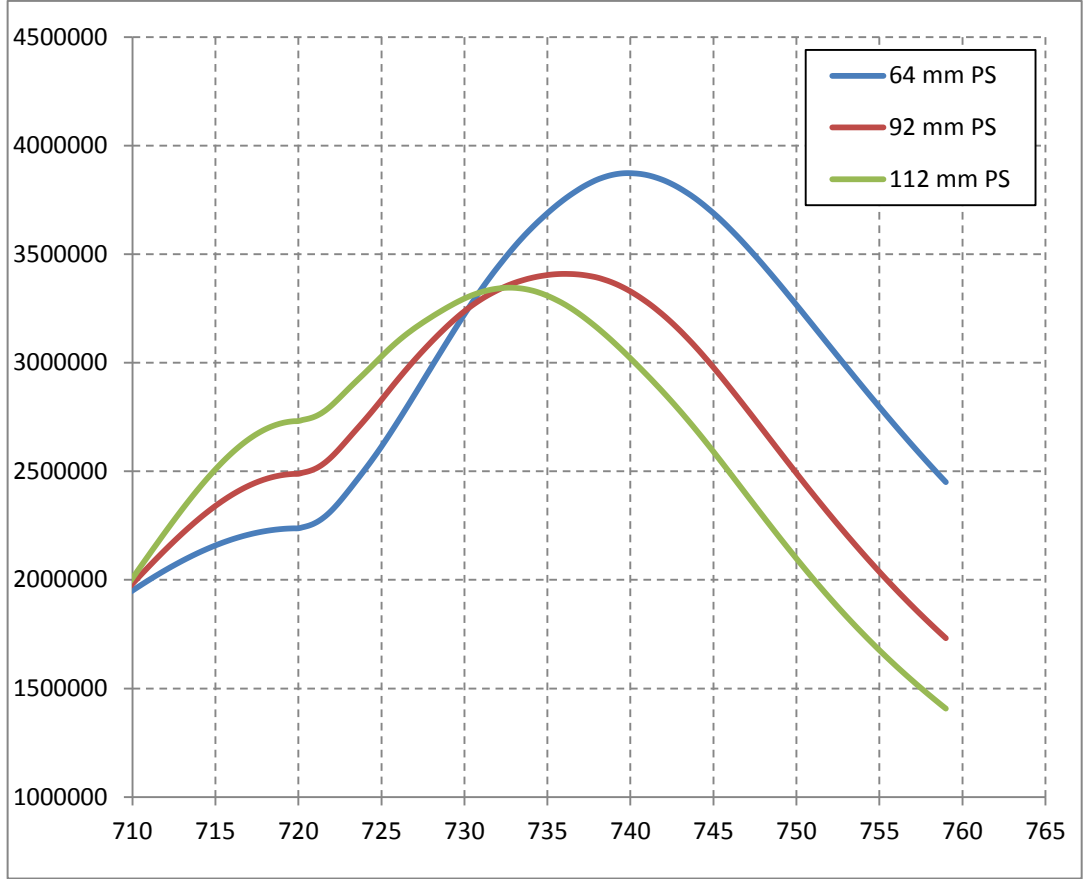
3600 d/dk motor devri için gerçekleştirilen analizler sonucunda silindir içi sıcaklık değerinin KA'na bağlı olarak değişimi her bir piston strok değeri için Şekil 4.35'te gösterilmiştir. Motor devri 3600 d/dk değerine çıktığında da önceki devirlerde olduğu gibi silindir içi maksimum sıcaklık değerinin piston strok değeri ile ters orantılı bir davranış sergilediği görülmektedir.



Şekil 4.32. 3600 d/dk için silindir içi sıcaklığın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.1.9. 3600 d/dk İçin Silindir İçi Basıncın Piston Stroklarına Göre Değişimi

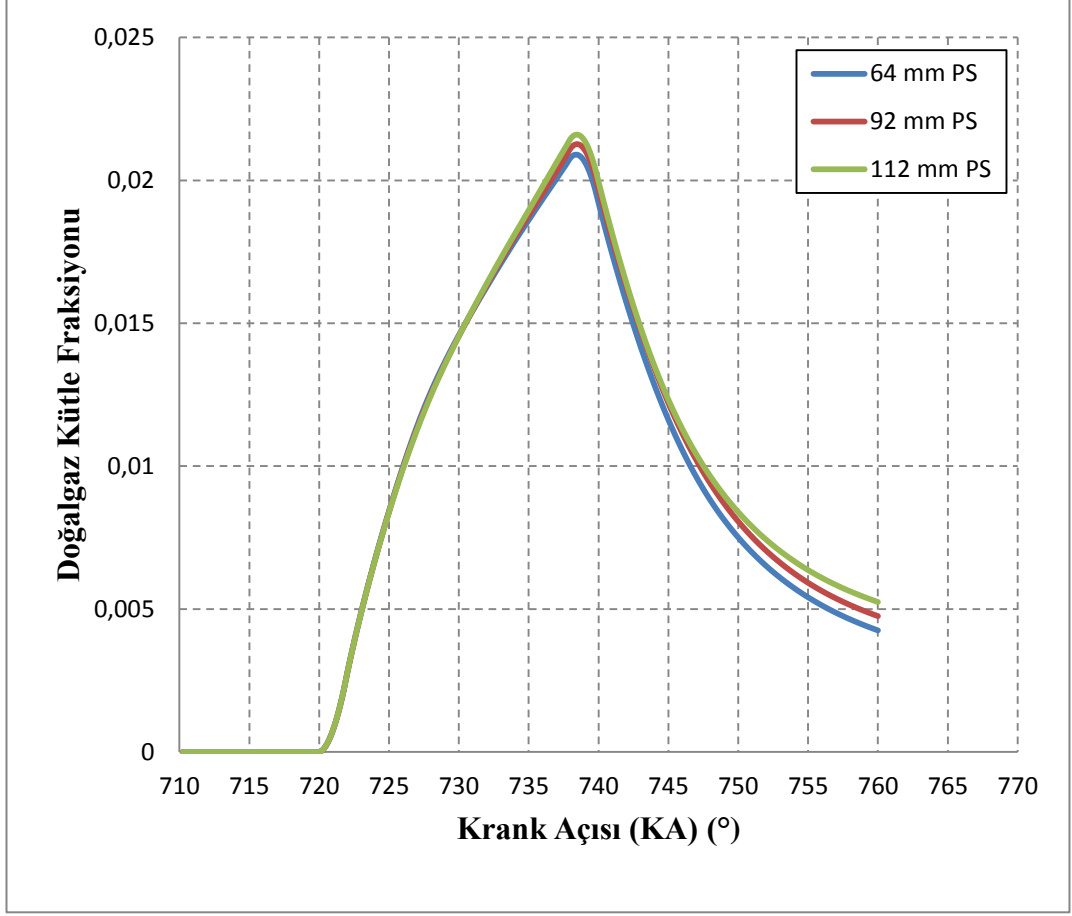
Şekil 4.36'da 3600 d/dk motor devri için de yapılan analizler sonucunda silindir içi basınç değerinin KA'na bağlı olarak değişimi her bir piston strok değeri için gösterilmiştir. Önceki motor devirleri için yapılan analizlerin sonucunda elde edilen sonuçlar gibi burada da piston strok değerinin artmasıyla silindir içinde basınç değeri yaklaşık 730° KA değerine kadar daha büyük değerlere ulaşmış fakat bu artış oranı önceki devir değerlerine nazaran daha düşük değerlerde gerçekleşmiştir. Ancak yaklaşık 730° KA'ndan sonra durum yine tersine dönmüş ve piston stroku değeri ile silindir içi basınç değeri ters orantılı bir davranış sergilemiştir. Burada da silindir içi maksimum basınç değeri, önceki devirlerde olduğu gibi 64 mm piston strok değeri için yaklaşık 740° KA değeri için elde edilmiştir.



Şekil 4.33. 3600 d/dk için silindir içi basıncın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.1.10. 4000 d/dk İçin Silindir İçindeki Doğalgaz Kütle Fraksiyonunun Piston Stroklarına Göre Değişimi

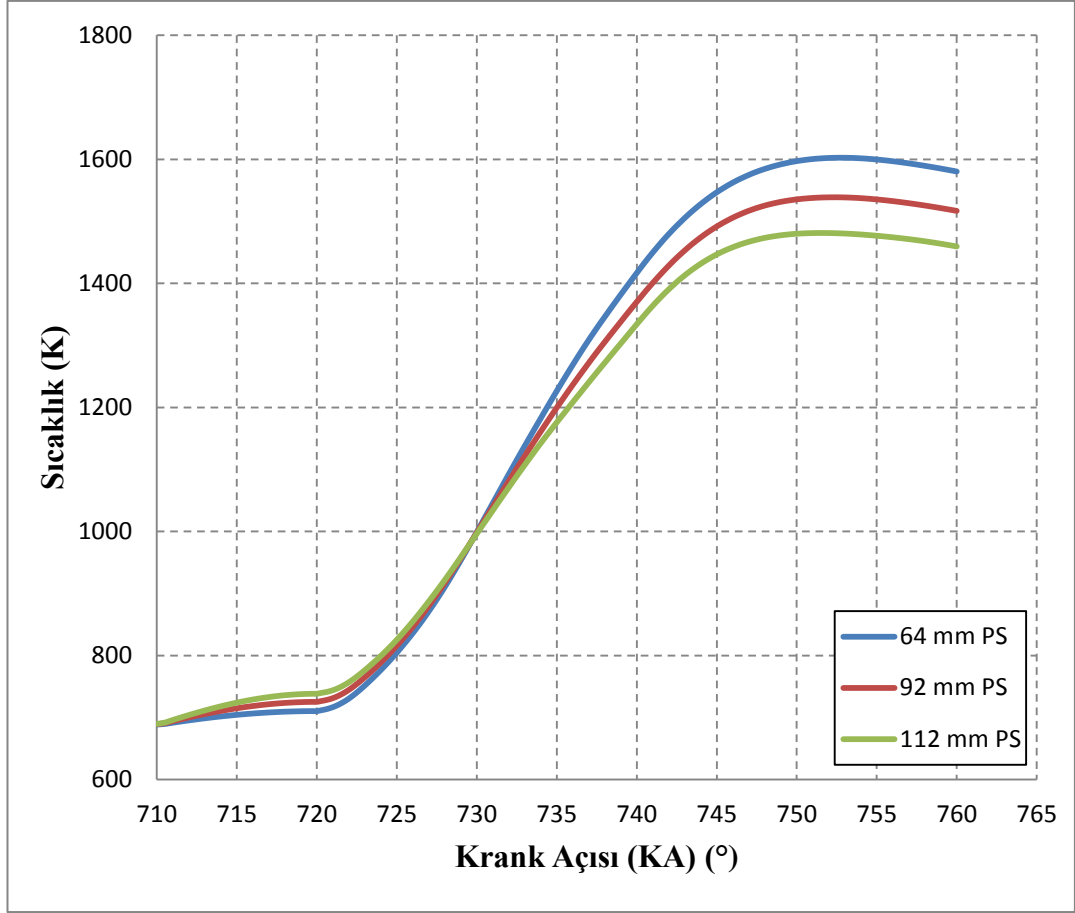
Motor devri 4000 d/dk değerine çıkartılarak gerçekleştirilen analizler sonucunda silindir içine yakıtın püskürtülmesiyle oluşan doğalgaz kütle fraksiyonunun 64, 92 ve 112 mm'lik piston strok değerleri için KA'na bağlı olarak değişimi elde edilmiştir. Şekil 4.31'de de görüldüğü gibi doğalgazın silindir içine püskürtülmesi 720° KA ile başlamıştır. Ancak devir sayısı 4000 d/dk değerine yükseltildiğinde piston strok değerinin artması ile silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonundaki artış oranının önceki motor devirlerinde olduğu gibi küçük değerlerde olduğu görülmektedir.



Şekil 4.34. 4000 d/dk için doğalgaz kütle fraksiyonunun piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.1.11. 4000 d/dk İçin Silindir İçi Sıcaklığın Piston Stroklarına Göre Değişimi

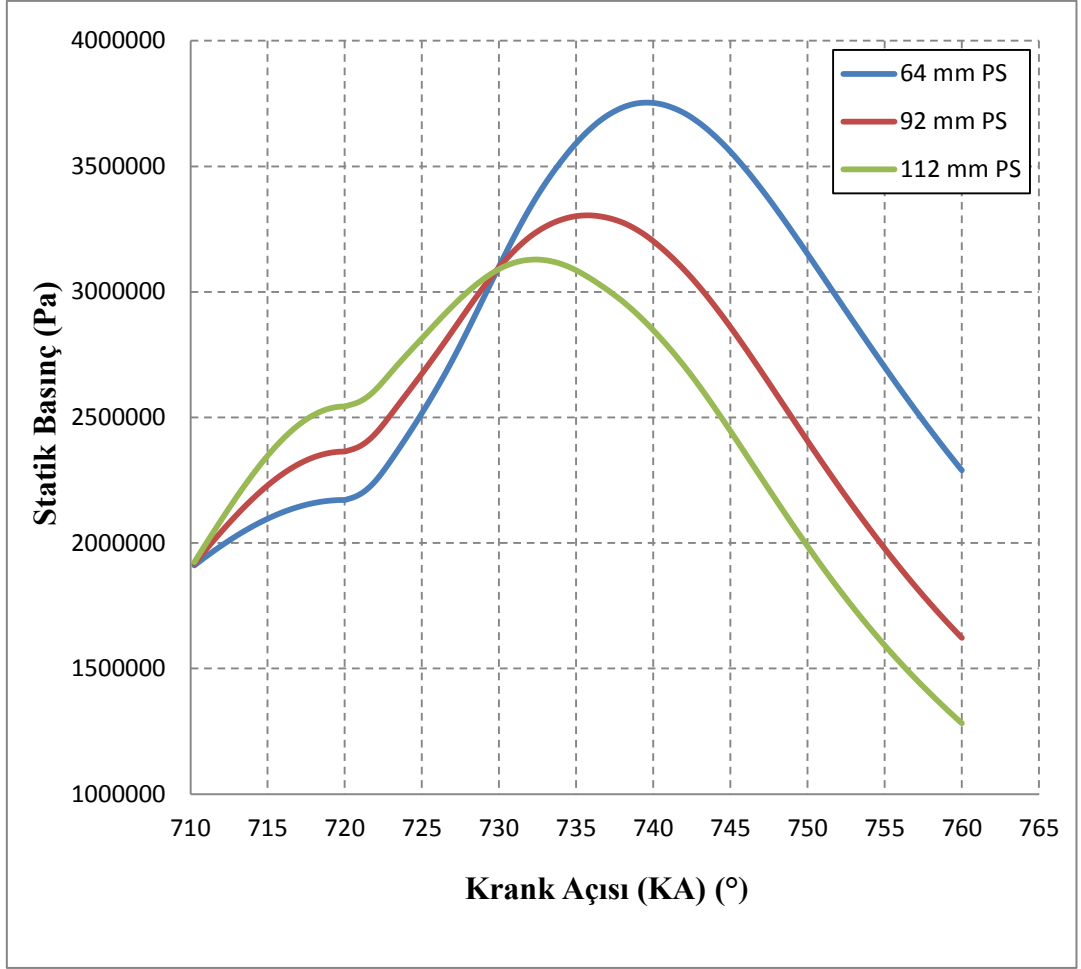
4000 d/dk motor devri için Şekil 4.32'de, gerçekleştirilen analizler sonucunda silindir içi sıcaklık değerinin KA'na bağlı olarak değişimi her bir piston strok değeri için gösterilmiştir. Motor devri 4000 d/dk değerine yükseltildiğinde de silindir içi maksimum sıcaklık değerinin piston strok değeri ile ters orantılı bir davranış sergilediği görülmektedir.



Şekil 4.35. 4000 d/dk için silindir içi sıcaklığın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.1.12. 4000 d/dk İçin Silindir İçi Basıncın Piston Stroklarına Göre Değişimi

4000 d/dk motor devri için de yapılan analiz sonucunda silindir içi basınç değerinin KA'na bağlı olarak değişimi her bir piston strok değeri için Şekil 4.33'te gösterilmiştir. Önceki motor devirleri için yapılan analizler sonucundakine benzer şekilde piston strok değerinin artmasıyla silindir içi basınç değeri yaklaşık 730° KA değerine kadar daha büyük değerlere ulaşmıştır. Ancak 730° KA'ndan sonra durum tersine dönmüş ve piston stroku değeri ile silindir içi basınç değeri ters orantılı bir davranış sergilemiştir. Silindir içi en büyük basınç değeri önceki motor devirlerinde olduğu gibi burada da 64 mm piston strok değeri için yaklaşık 740° KA değerinde görülmektedir.

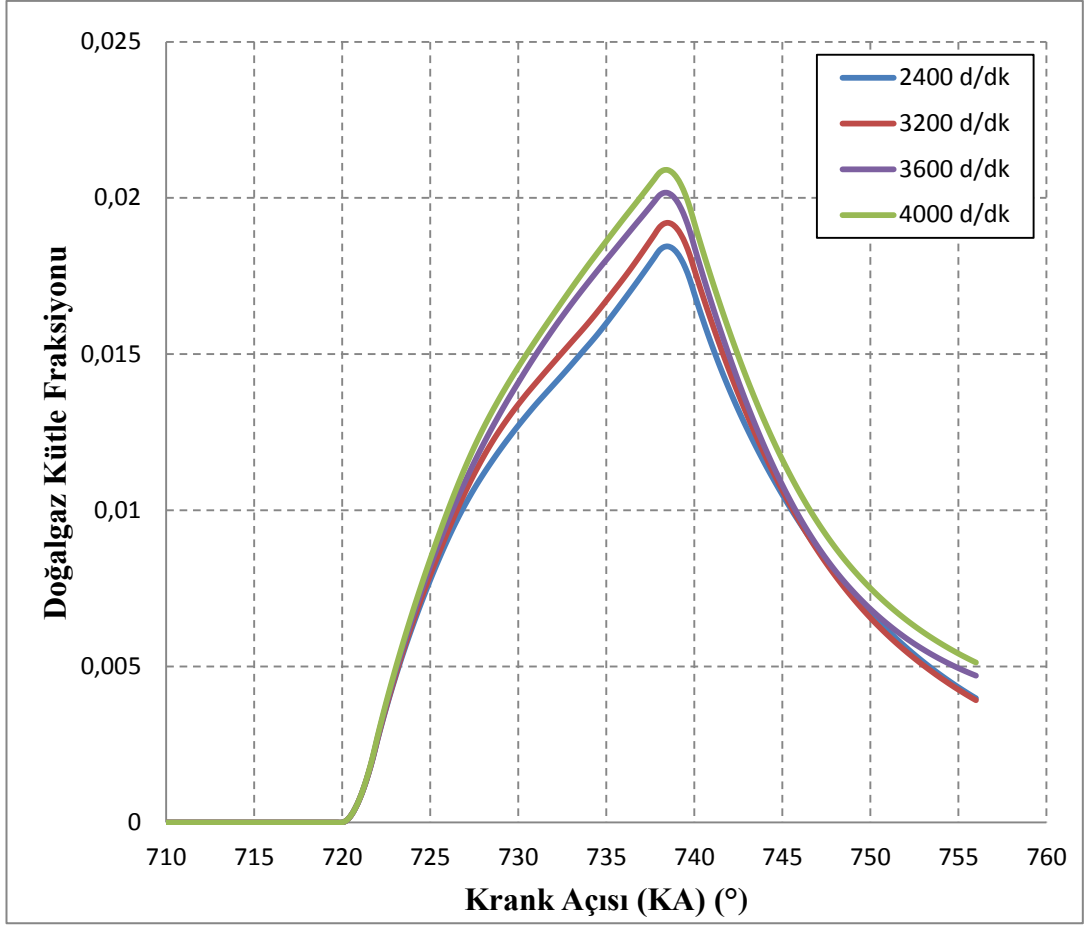


Şekil 4.36. 4000 d/dk için silindir içi basıncın piston strok değerlerine göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.2. Sabit Piston Strok Değerlerinde Silindir İçi Doğalgaz Kütle Fraksiyonu, Sıcaklık ve Basınç Parametrelerinin Devir Sayılarına Göre Değişimi

4.2.2.1. 64 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçindeki Doğalgaz Kütle Fraksiyonunun Devir Sayılarına Göre Değişimi

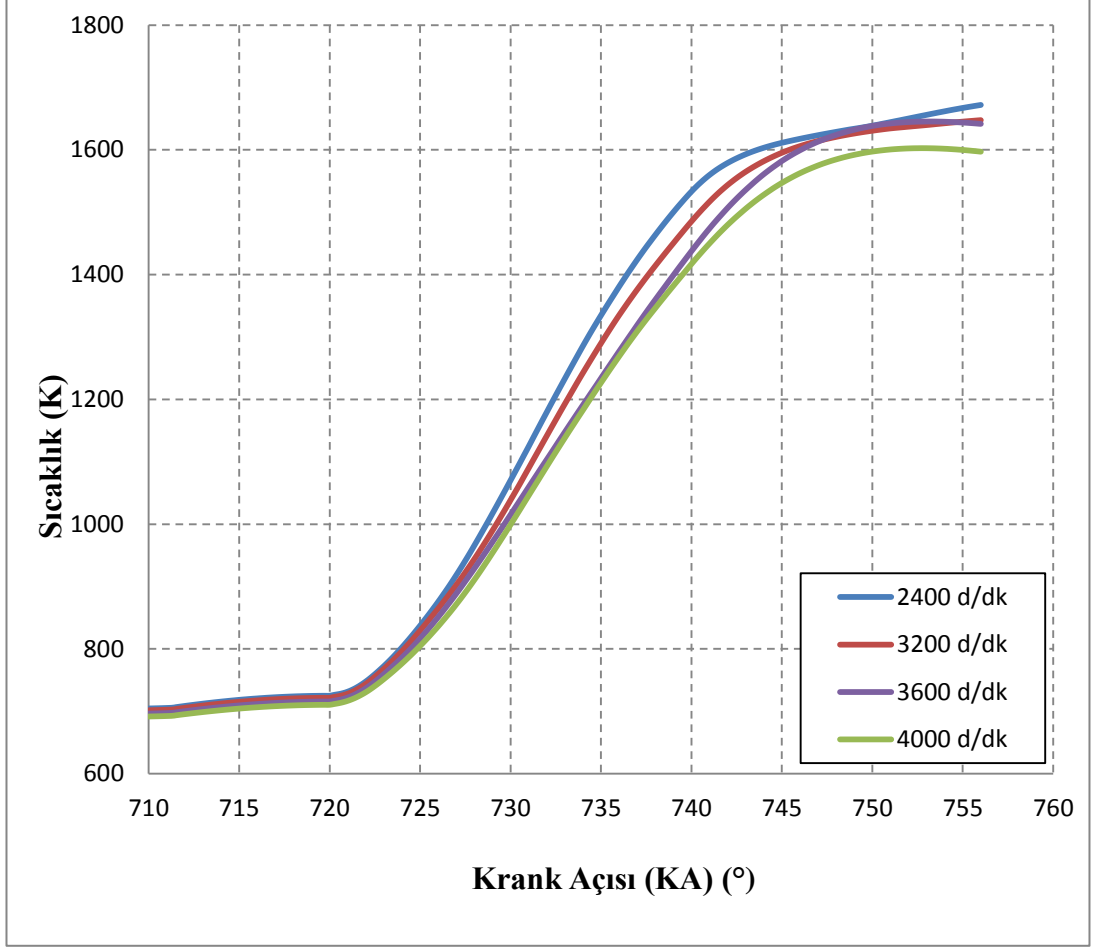
Sabit 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun devir sayılarına bağlı olarak değişimi Şekil 4.37'de gösterilmiştir. Şekilde devir sayısının artmasıyla doğru orantılı olarak silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun da artış gösterdiği görülmektedir. Maksimum silindir içi doğalgaz kütle fraksiyon değerinin en büyük devir olarak seçilen 4000 d/dk'da elde edildiği görülmektedir.



Şekil 4.37. 64 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.2.2. 64 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçi Sıcaklığın Devir Sayılarına Göre Değişimi

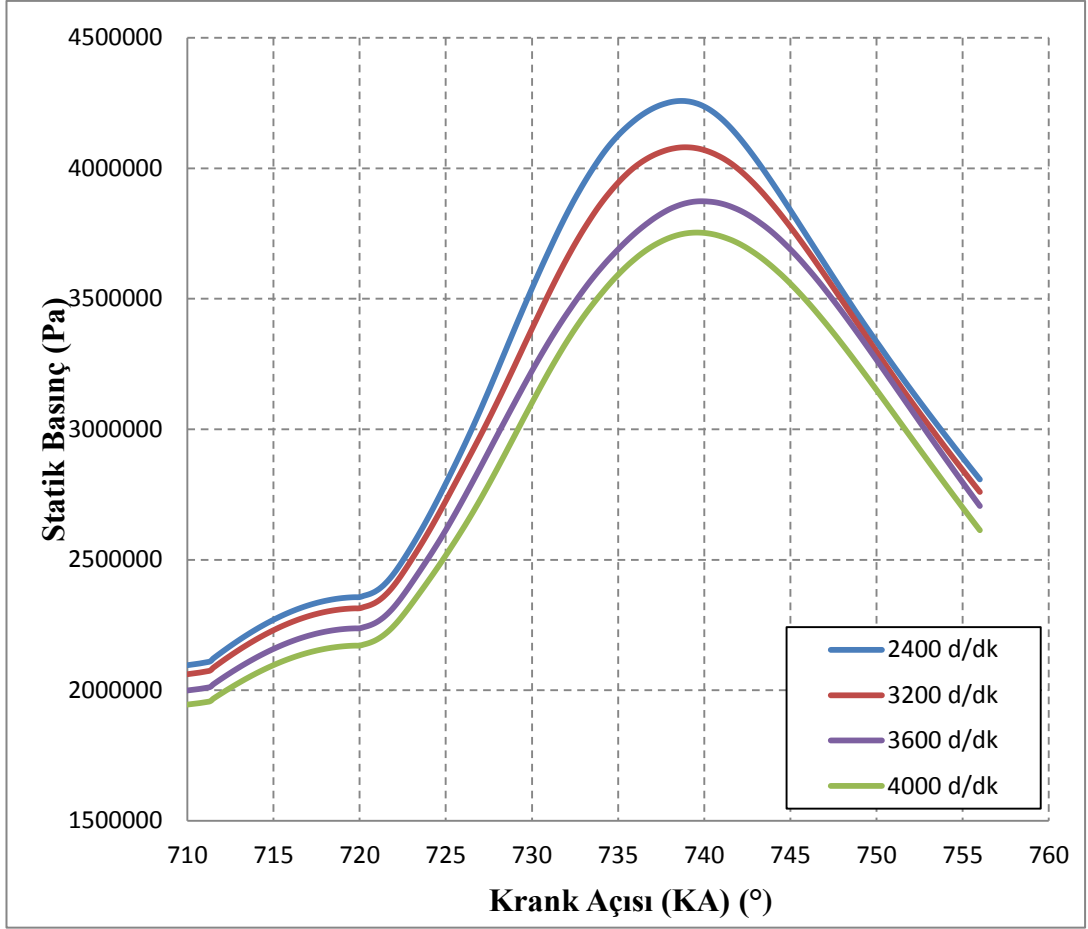
Şekil 4.38'de her bir devir sayısı için sabit 64 mm piston strok değerinde silindir içi sıcaklık değerlerinin KA'na bağlı değişimi görülmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi silindir içi sıcaklık değerleri değişen devir sayısından çok etkilenmemiş, birbirine yakın olacak şekilde bir eğilim göstermiştir. Maksimum sıcaklık değerleri 2400, 3200 ve 3600 d/dk devirleri için çok yakın değerde iken 4000 d/dk devrinde diğer devirlere göre daha düşük değerde gerçekleşmiştir.



Şekil 4.38. 64 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklığın devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.2.3. 64 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçi Basıncın Devir Sayılarına Göre Değişimi

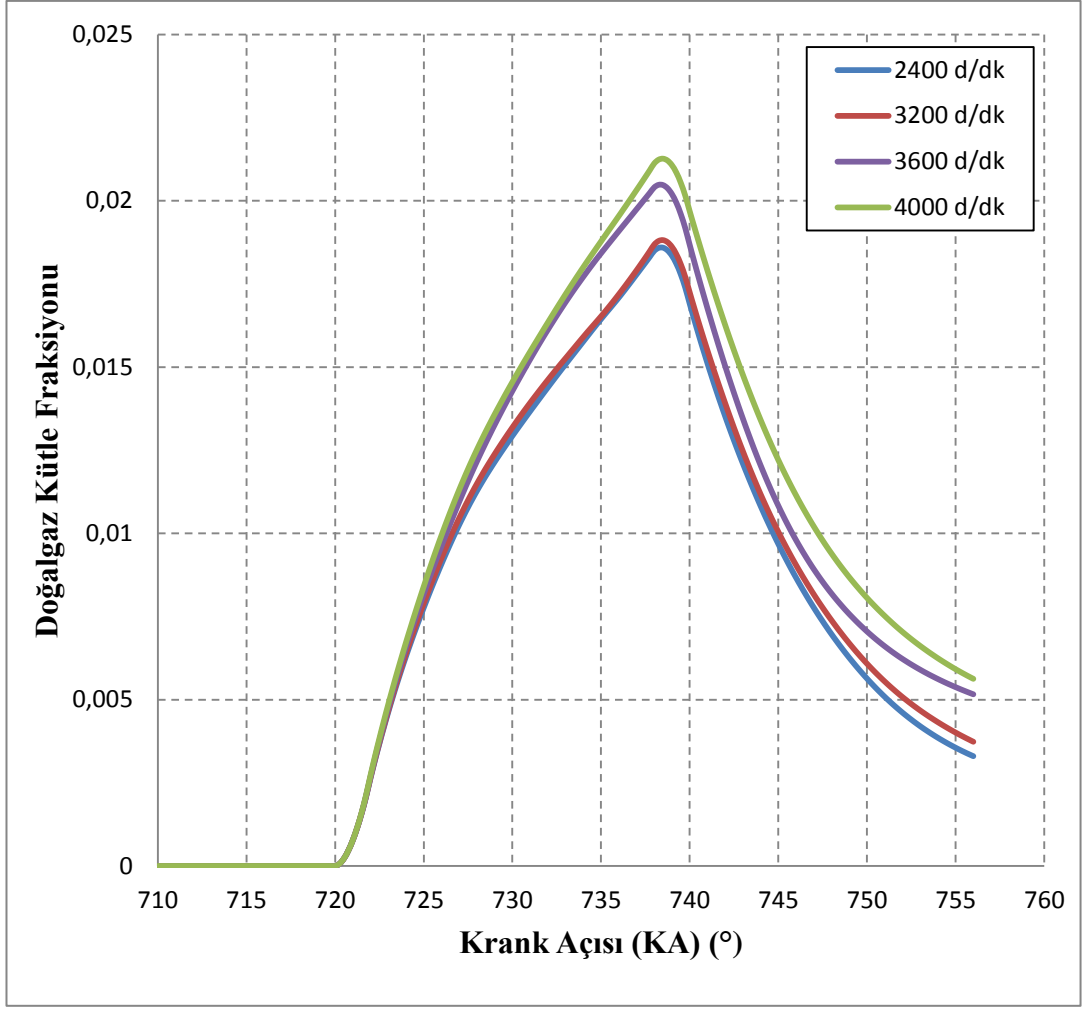
Silindir içi basınç değerlerinin değişimi, 64 mm piston strok değerinde değişen devir sayısına göre KA'na bağlı olarak Şekil 4.39'da verilmiştir. Şekilde artan devir sayısına bağlı olarak basınç değerinin ters orantılı değiştiği, yani yüksek devirlerde daha küçük, düşük devirlerde daha büyük basınç değerleri elde edildiği görülmektedir. Maksimum basınç değerleri tüm devirler için yaklaşık olarak 740° KA civarında elde edilmiştir. Bu KA değerinden sonra tüm devirler için basınç değerleri azalmaya başlamıştır.



Şekil 4.39. 64 mm piston strok değeri için silindir içi basıncın devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.2.4. 92 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçindeki Doğalgaz Kütle Fraksiyonunun Devir Sayılarına Göre Değişimi

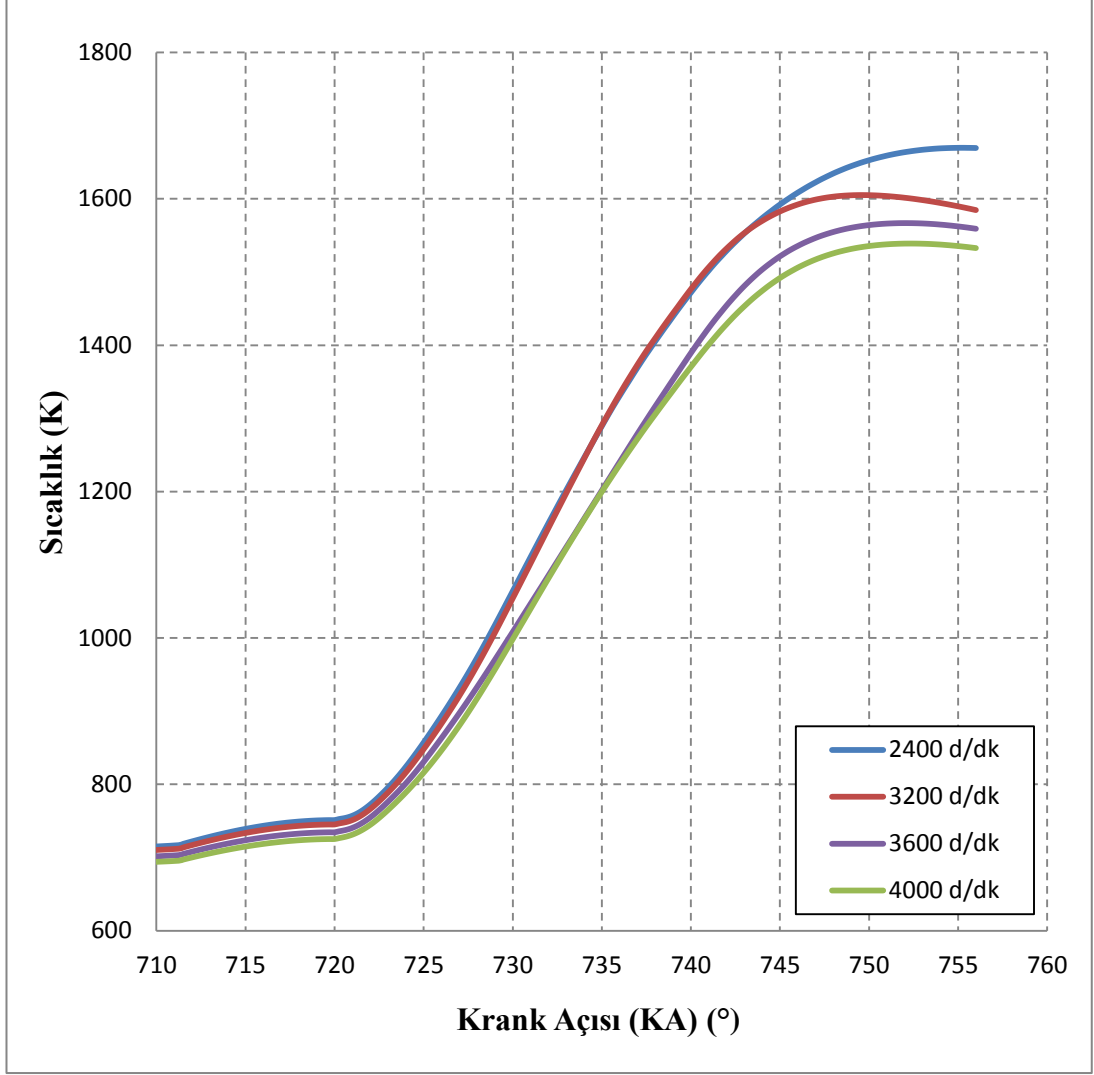
92 mm piston strok değerinde her bir devir sayısı için KA'na bağlı olarak silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun değişimi Şekil 4.40'da gösterilmiştir. 64 mm piston strok değerinde olduğu gibi, 92 mm piston strok değerinde de artan devir sayısı ile doğalgaz kütle fraksiyonu artış göstermiştir. En yüksek doğalgaz kütle fraksiyonu değeri en yüksek devir olan 4000 d/dk'da elde edilmiştir.



Şekil 4.40. 92 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.2.5. 92 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçi Sıcaklığın Devir Sayılarına Göre Değişimi

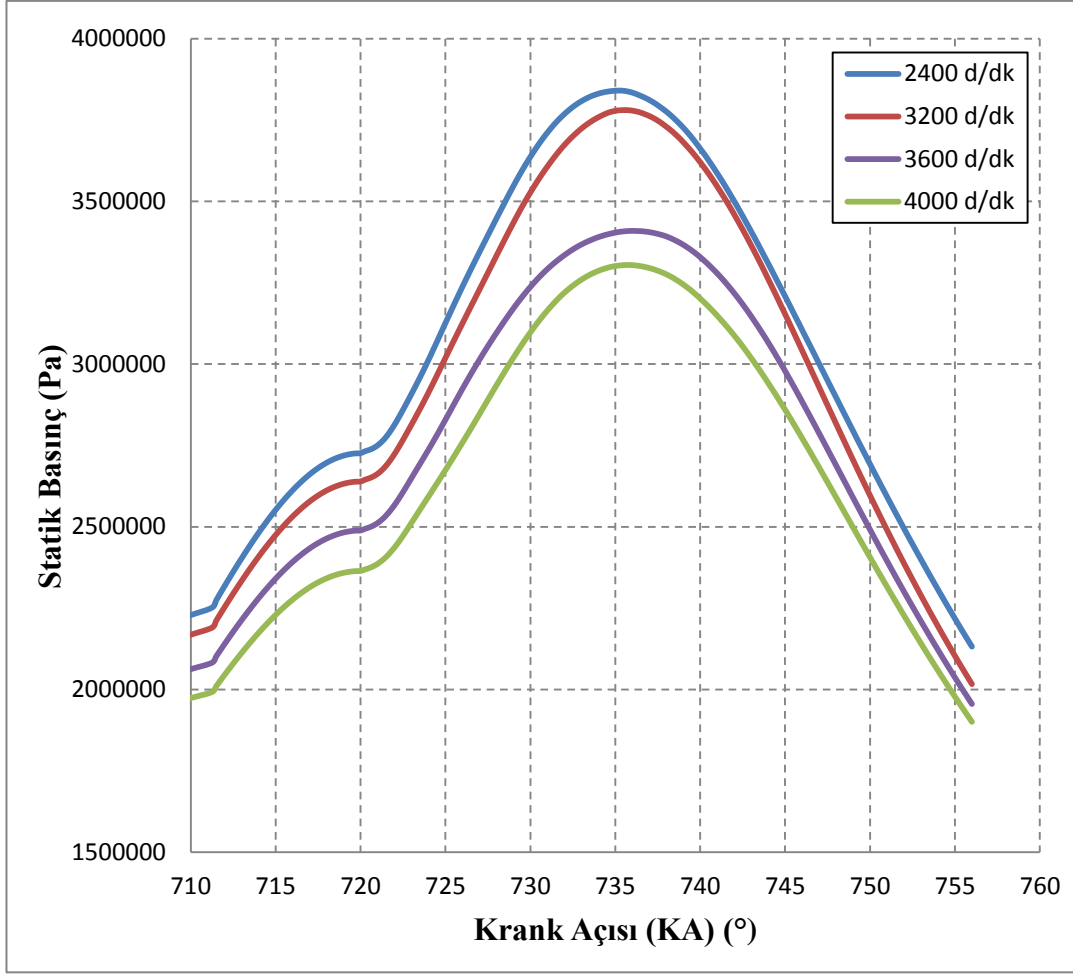
Şekil 4.41'de 92 mm piston strok değerinde silindir içi sıcaklık değerlerinin her bir devir sayısı için KA'na bağlı değişimi gösterilmiştir. Şekilde artan devir sayısına bağlı olarak silindir içi sıcaklık değerinde azalma meydana geldiği görülmektedir.



Şekil 4.41. 92 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklığın devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.2.6. 92 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçi Basıncın Devir Sayılarına Göre Değişimi

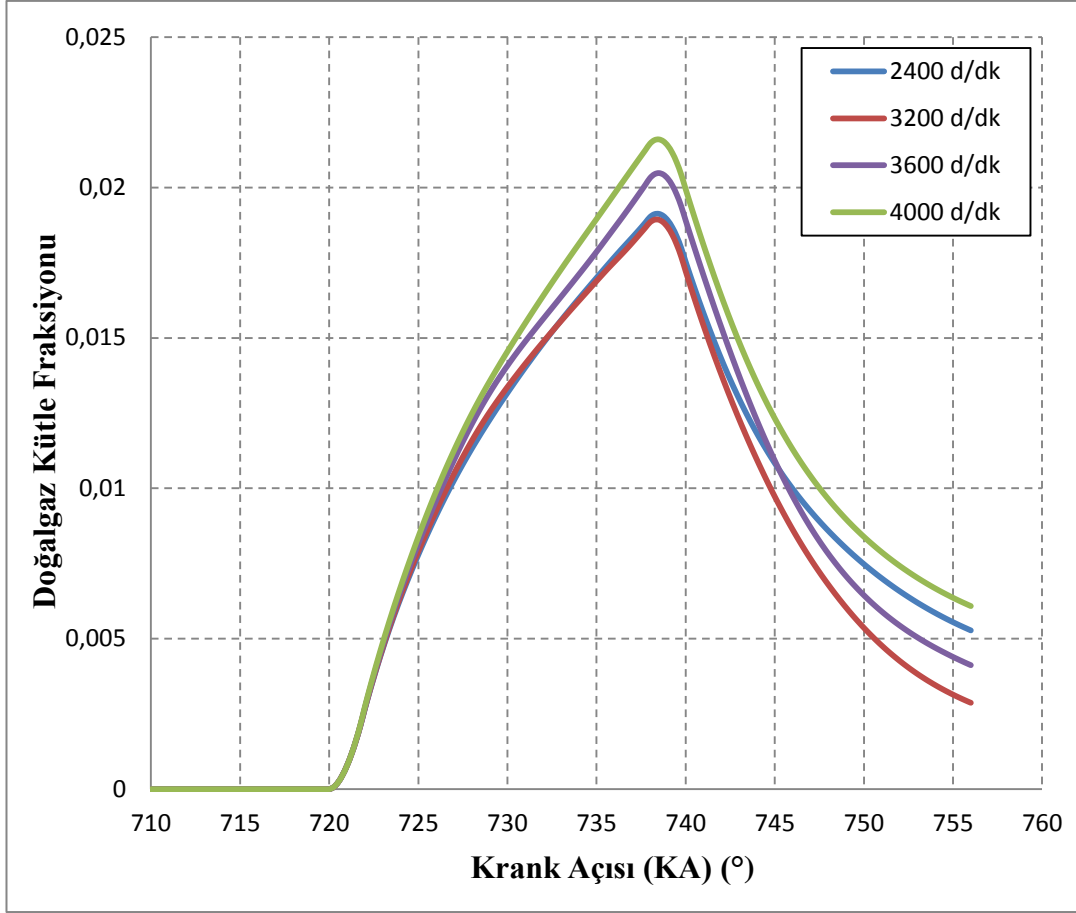
Değişen devir sayısına göre 92 mm piston strok değeri için silindir içi basıncın KA'na bağlı olarak değişimi Şekil 4.42'de gösterilmiştir. Şekilde 64 mm piston strok değerinde olduğu gibi artan devir sayısına bağlı olarak basınç değerinde azalma olduğu görülmektedir. Maksimum basınç değerleri tüm devirler için yaklaşık olarak 735° KA değerinde elde edilmiştir. Yine bu değerden sonra basınç değerleri azalmaya başlamıştır.



Şekil 4.42. 92 mm piston strok değeri için silindir içi basıncın devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.2.7. 112 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçindeki Doğalgaz Kütle Fraksiyonunun Devir Sayılarına Göre Değişimi

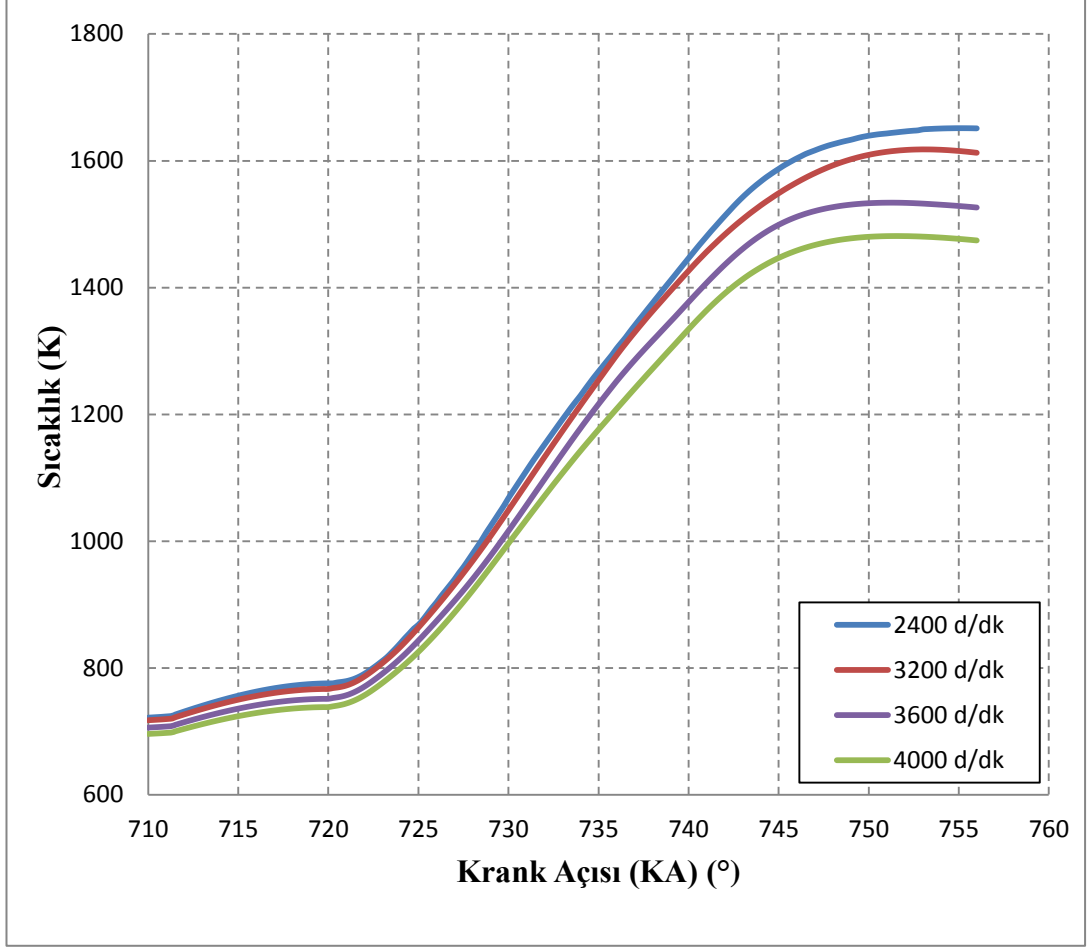
Şekil 4.43'te sabit 112 mm piston strok değerinde, değişen devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişen silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu gösterilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi 64 ve 92 mm piston strok değerleri için elde edilen grafiklerdekine benzer şekilde artan devir sayısına bağlı olarak doğalgaz kütle fraksiyonunda da artış olmuştur.



Şekil 4.43. 112 mm piston strok değeri için silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonunun devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.2.8. 112 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçi Sıcaklığın Devir Sayılarına Göre Değişimi

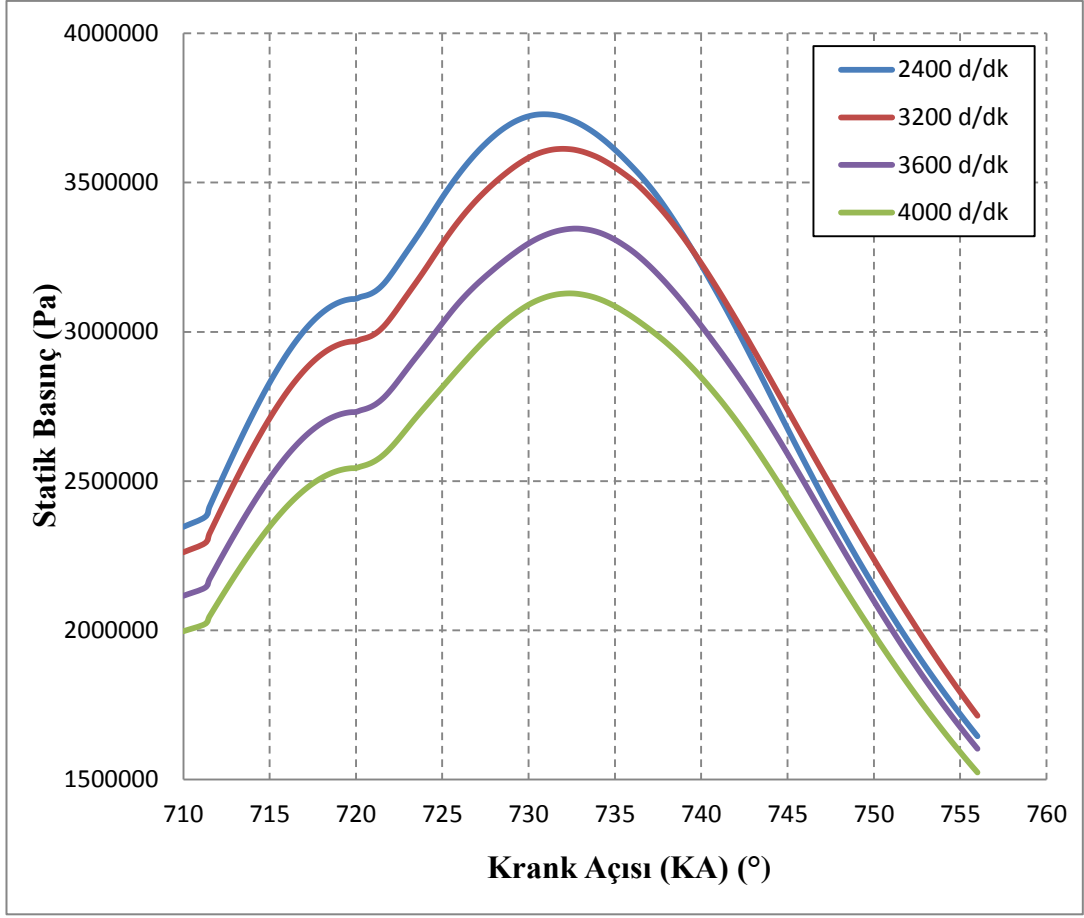
Şekil 4.44'te 112 mm piston strok değerinde silindir içi sıcaklık değerlerinin her bir devir sayısı için KA'na bağlı değişimi gösterilmiştir. Şekilde 92 mm piston strok değerindekine benzer bir şekilde artan devir sayısına bağlı olarak silindir içi sıcaklık değerinde azalma meydana geldiği görülmektedir.



Şekil 4.44. 112 mm piston strok değeri için silindir içi sıcaklığın devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi.

4.2.2.9. 112 mm Piston Strok Değeri İçin Silindir İçi Basıncın Devir Sayılarına Göre Değişimi

Son olarak 112 mm piston strok değeri için değişen devir sayısına göre silindir içi basıncın KA'na bağlı olarak değişimi Şekil 4.45'te gösterilmiştir. Şekilde 64 ve 92 mm piston strok değerlerinde olduğu gibi artan devir sayısına bağlı olarak basınç değerinde azalma olduğu görülmektedir. Burada tüm devirler için maksimum basınç değerleri yaklaşık olarak 730° KA değerinde elde edilmiştir. Bu KA değerinden sonra basınç değerleri her bir devir sayısı için de azalma göstermiştir.



Şekil 4.45. 112 mm piston strok değeri için silindir içi basıncın devir sayılarına göre KA'na bağlı olarak değişimi.

BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. SONUÇLAR

Bu çalışmada ANSYS Fluent (R15.0) ticari yazılımı kullanılarak dört zamanlı içten yanmalı bir motorun yanma odası modellenmiş ve burada gerçekleşen yanma olayı analiz edilerek incelenmiştir. Yakıt olarak İYM'larda alternatif bir yakıt olarak tercih edilen doğalgaz kullanılmıştır. Analiz yapılırken bilgisayar donanımının yetersizliğinden dolayı sadece yakıtın püskürtülmesinden, sıkıştırma zamanının sonundan, (720° KA) 20° önce simülasyon başlatılmış ve yaklaşık 760° KA değerinde sonlandırılmıştır.

Yapılan çalışmada değişen motor devir sayılarına ve her bir motor devri için değişen piston stroklarına göre yanma analizleri gerçekleştirilerek yanma sonucunda silindir içinde oluşan doğalgaz kütle fraksiyonu, ortamın sıcaklık ve basınç parametrelerindeki değişim KA değerindeki değişime bağlı olarak incelenmiştir.

Gerçekleştirilen analizler sonucunda elde edilen bulgular yardımıyla, ilk olarak sırasıyla devir sayıları sabit tutularak piston stroklarına bağlı silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, sıcaklık ve basınç değişimleri incelenmiştir. Daha sonra sırasıyla her bir piston strok değeri sabit tutularak devir sayılarına bağlı silindir içi doğalgaz kütle fraksiyonu, sıcaklık ve basınç değişimleri incelenmiştir.

Motor devir sayılarına göre doğalgaz kütle fraksiyonu, artan devir sayısı ile doğru orantılı olarak artış göstermiştir. Bu durumu şöyle açıklayabiliriz, hava miktarını ayarlayan gaz kelebeği oluşan vakum yardımıyla havanın içine karışacak yakıt miktarını da kontrol etmektedir. Düşük motor devirlerinde kısmi kelebek açıklığı ile çalışma durumunda hava debisi düşük değerlerde olacaktır ve motor fakir karışımla

çalışacaktır. Yüksek devir sayılarında ise oluşan vakum ve basınç düşüşü artacağından dolayı motor zengin karışımla çalışacaktır. Bu durum sonucunda artan devir sayısı ile yakıt sarfiyatı ve yakıt kütleli fraksiyonu artış gösterecektir.

Yapılan analizlerden silindir içi sıcaklık değerlerinin motor devir sayısındaki artış ile azaldığı görülmüştür. Literatürde yapılmış olan çalışmalarda, türbülans yoğunluğunun motor devir sayısının bir fonksiyonu olduğu gösterilmiştir. Devir sayısının artması ile yanma odasındaki türbülans artmaktadır. Yanma sırasında yüksek türbülans oluşumu, yanma odası duvarlarında gerçekleşen taşınım ile ısı transferini arttırmaktadır. Bundan dolayı da ısı kaybı artmakta ve motorun ısıl verimi düşmektedir. Bunun sonucunda artan motor devir sayısına bağlı olarak silindir içi sıcaklık azalacaktır. Bu çalışmada da literatürde yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlara benzer sonuçlar elde edilmiştir.

Motor devir sayısı arttıkça silindir içine püskürtülen yakıt hızı artmaktadır. Püskürtme hızının çok fazla artış göstermesi silindir içindeki basınç kayıplarının da artmasına sebep olmaktadır. Bunun sonucunda devir sayısı arttıkça, silindir içi basınç değeri azalmaktadır. Bu durum volümetrik verimin düşmesine neden olmaktadır. Yapılan analizlerden elde edilen sonuçlar, bu durumu destekler niteliktedir. Ayrıca literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde strok hacmi ile silindir içi ortalama basınç değerinin ters orantılı olduğu görülmektedir. Yani ortalama basınç değeri, yüksek strok hacminde daha düşük, düşük strok hacminde daha yüksek olacaktır. Piston strok değeri, strok hacmi ile doğru orantılıdır. Dolayısıyla piston strok değeri yüksek olan motor için strok hacim değeri de yüksek olacaktır. Yapılan analizler sonucunda elde edilen silindir içi basınç değerleri piston strok değeri arttıkça 730° KA değerine kadar artış göstermiş, bu KA değerinden sonra ise ters orantılı olarak yüksek piston stroku değeri için daha küçük, düşük piston stroku değeri için daha büyük değerlerde olmuştur. Sonuç olarak, sabit devirlerde farklı piston strokları için elde edilen sonuçlarda, ortalama ve maksimum basınç değerleri, en düşük piston stroku değeri olan 64 mm'de gerçekleşmiştir.

5.2. ÖNERİLER

1. Gerçekleştirilen yanma analizleri bilgisayar donanımı yetersizliğinden dolayı yakıtın püskürtülmesinden (sıkıştırma zamanının sonundan (720°)) 20° önce başlatılmış ve 40° sonra sonlandırılmıştır. Analizler yaklaşık 60° 'lik bir KA değeri için gerçekleştirilmiştir. Daha donanımlı bilgisayarlar kullanılarak yanma olayı baştan sona tüm zamanlar için incelenebilir.
2. Daha farklı alternatif yakıtlar için, analiz ANSYS Fluent (R15.0) programında yapılacaksa, UDF dosyaları hazırlanarak bu yakıtlar için yanma olayı simüle edilebilir.
3. Bu çalışmada yakıtın püskürtülmesi için silindir üzerine emme valfi yerine bir yakıt enjektörü tasarlanmıştır. Yine daha donanımlı bilgisayarlar kullanılarak valfleri ve portları ile birlikte geometri tasarlanarak yanma analizi gerçekleştirilebilir ve valf ve portların yanmaya etkisi araştırılabilir.
4. Mevcut çalışmada incelediğimiz parametreler dışında silindir içi hız dağılımı, egzoz emisyonları gibi parametreler incelenebilir. Ayrıca hava fazlalık katsayısı, valf büyüklükleri gibi farklı parametrelerdeki değişimin yanma olayına etkisi bu parametreler için analizler gerçekleştirilerek incelenebilir.
5. Değişen piston stroku ve devir sayılarına göre optimum volümetrik verim belirlenebilir ve motor performansına etkileri analitik olarak incelenebilir.

KAYNAKLAR

1. Kahraman, N., Akansu, S. O. ve Albayrak, B., “İçten yanmalı motorlarda alternatif yakıt olarak hidrojen kullanılması”, *Mühendis ve Makina Dergisi*, 48 (569): 9-15 (2007).
2. Ögüt, H., ve Kuş, R., “Motorlu taşıtlarda alternatif yakıt kullanımı”, *II. Ulaşım ve Trafik Kongresi*, 149-161 (1999).
3. Çağlar, A., Atmaca, İ., Doğan, A. ve Düzgün, M., “Taşıtlarda kullanılan alternatif yakıt türlerinin karşılaştırmalı olarak genel değerlendirmesi”, *7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa (2014).
4. İnternet: Açıköz, A., Gelişli, M.Ö. ve Öztürk, E., “Otomotiv Endüstrisinde Hesaplamalı Uygulamaları”, http://www.anova.com.tr/dynamicContent/file/makale_otomotiv.pdf (2015).
5. Pulkrabek, W. W., “Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine”, *Prentice Hall Inc.*, New Jersey, (1997).
6. Taymaz, İ. ve Benli, M., “Metanolün taşıtlarda enerji kaynağı olarak farklı kullanım yöntemlerinin incelenmesi”, *TMMOB Makina Mühendisleri Odası 11. Otomotiv Sempozyumu*, Bursa (2009).
7. Alliance Consulting International, “Methanol safe handling manuel”, *Methanol Institute*, Arlington, Virginia (2008).
8. Swain, M.R., Adt, R. R. and Pappas, J. M., “Experimental hydrogen fuelled automotive eng design data-base project”, Report, *U.S. Dept. Of Energy*, US (1983).
9. Finegold, J. G., Lynch, F. E., Baker, N. R., Takahashi, R. and Bush, A. F., “The UCLA Hydrogen Car: Design, Construction and Performance”, *SAEPaper*, No: 730507, (1973).
10. Vorst, W., D. V. and Finegold, J. G., “Automotive Hydrogen Engines, And Onboard Storage Methods”, *Hydrogen Energy Fundamentals*, Miami Beach, Florida, U.S.A., (1975).
11. Aydın, F. ve Acaroğlu, M., “İçten yanmalı motorlarda LPG ve doğalgaz sistemlerinin karşılaştırılması”, *5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09)*, Karabük, Türkiye (2009).

12. Karabektaş, M. ve Ergen, G., “Taşıtlarda doğalgaz kullanım teknolojileri”, **5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS’09)**, Karabük, Türkiye, (2009).
13. Bates, S. and Morrison, D.S., “Modelling the behaviour of stratified liquid natural gas in storage tanks: a study of the rollover phenomenon”, **Int. J. Heat Mass Transfer**, 40 (8): 1875-1884 (1997).
14. Çetinkaya, S., “Taşıtlarda yakıt olarak CNG kullanımının teknolojik ve ekonomik açıdan değerlendirilmesi”, **III. LPG-CNG Kongresi ve Sergisi**, Ankara, (2007).
15. Bayka, D., “Doğalgazın taşıtlarda yakıt olarak kullanımı”, **III. LPG-CNG Kongresi ve Sergisi**, Ankara, (2007).
16. Baydır, Ş.A., “HCCI (Homojen Şarjlı Sıkıştırma İle Ateşlemeli) bir motorda yanma analizi”, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Doktora Tezi, Ankara, (2012).
17. Karkınlı, A.E., Kurban, T., Kesikoğlu, A. ve Beşdok, E., “CBS`de hesaplamalı akışkanlar dinamiği tabanlı risk simülasyonları ve yönetimi”, **TMMOB Coğrafi Bilgi Sistemleri Kongresi**, Antalya, (2011).
18. Soruşbay, C. “İçten yanmalı motorlarda yanma performansının belirlenmesi”, **İ.T.Ü. Araştırma Fonu**, Mayıs 1996.
19. Mehdiyev, R., Soruşbay, C., Ergeneman, M., Arslan, E., Arslan, H., Kutlar, A. ve Çalık, A.T., “Yerli üretim dizel motorları için verimli ve düşük emisyonlu yanma odası geliştirilmesi”, **Otomotiv Teknolojileri Kongresi, OTEKON'04**, Uludağ Üniversitesi, Bursa, 21 - 23 Haziran, (2004).
20. Pang, K.M., Ng, H.K. and Gan, S., “Development of an integrated reduced fuel oxidation and soot precursor formation mechanism for CFD simulations of diesel combustion” **Fuel**, 90: 2902-2914, (2011).
21. Mercan, S., “Dizel motorlarda yanma olayının incelenmesi ve optimizasyonu” Yüksek Lisans Tezi, **Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, (2007).
22. Atay, O., “7.3 lt Dizel motorunun matematiksel modellenmesi ile silindir içi parametrelerinin, performansın ve egzoz emisyonlarının incelenmesi” Yüksek Lisans Tezi, **İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, (2009).
23. Dorri, A., “Sayısal simülasyonla dizel motorda kirletici oluşum tahmini” **Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.**, 28 (1): 167-172, (2013).
24. Siripornakarachai, S. and Sucharitakul, T., “Modification and tuning of diesel bus engine for biogas electricity production” , **Mj. Int. J. Sci. Tech.**, 01 (2): 194-207, (2007).

25. Porpatham, E., Ramesh, A. and Nagalingam, B., “Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine”, *Fuel*, 87: 1651–1659, (2008).
26. Shrestha, S.O. and Narayanan G., “Landfill gas with hydrogen addition – A fuel for SI engines”, *Fuel*, 87: 3616–3626, (2008).
27. Huang, J, D. and Crookes, R. J., “Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark-ignition engine”, *Fuel*, 77: 1793–801, (1998).
28. Yılmaz, B., “Metan-Hava yanmasının HAD analizleri ile incelenmesi”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 134: 5-12, (2013).
29. Henham, A., and Makkar, M. K., “Combustion of simulated siogas in a dual-fuel diesel engine”, *Energy Convers. Mgmt*, 39 (16-18): 2001-2009 (1998).
30. Jiang, Y., Xiong, S., Shi, W., He, W., Zhang, T., Lin, X., Gu, Y., Lu, Y., Qian, X., Ye Z., Wang, C. and Wang, B., “Research of biogas as fuel for internal combustion engine”, *Power and Energy Engineering Conference*, APPEEC 2009, E-ISBN: 978-1-4244-2487-0, Asia-Pacific, (2009).
31. Forsich, C., Lackner, M., Winter, F., Kopecek, H. and Wintner, E., “Characterization of laser-induced ignition of biogas–air mixtures”, *Biomass and Bioenergy*, 27: 299-312, (2004).
32. Crookes, R. J., ”Comparative bio-fuel performance in internal combustion engines, *Biomass and Bioenergy*, 30: 461–468, (2006).
33. Rakopoulos, C. D. and Michos, C. N., “ Generation of combustion irreversibilities in a spark ignition engine under biogas–hydrogen mixtures fueling”, *Int. Journal of Hydrogen Energy*, 34; 4422 – 4437, (2009).
34. Akansu, S. O., Dülger, Z., Kahraman, N. ve Veziroğlu, T. N.,”Internal combustion engines fueled by natural gas—hydrogen mixtures”, *Int J of Hydrogen Energy*, 29: 1527–1539, (2004).
35. Çeper, B. A., Akansu, S. O. ve Kahraman, N., “Investigation of cylinder pressure for H₂/CH₄ mixtures at different loads”, *Int J of Hydrogen Energy*, 34:4855-61, (2009).
36. Kahraman, N., Çeper, B. A., Akansu, S. O. ve Aydın, K., “Investigation of combustion characteristics and emissions in a spark-ignition engine fuelled with natural gas-hydrogen blends”, *Int J of Hydrogen Energy*, 34 (2):1026-34, (2009).
37. Çeper, B. A., Birsen, E. B., Akansu, S. O. ve Kahraman, N., “Experimental study of hydrogen in internal combustion engines”, *Clean Technology Conference and Expo*, Houston, TX, (2009).

38. Bauer, C. G. and Forest, T. W., “Effect of hydrogen addition on the performance of methane-fueled vehicles, Part I: effect on SI engine performance”, *Int J of Hydrogen Energy*, 26:55-70, (2001).
39. Huang, B., Hu, E. J., Huang, Z. H., Zheng, J. J., Liu, B. and Jiang, D. M., “Cycle by cycle variations in a spark ignition engine fueled with natural gas-hydrogen blends combined with EGR”, *Int J of Hydrogen Energy*, 34:8405-14, (2009).
40. Wang, J., Huang, Z., Fang, Y., Liu, B., Zeng, K., Miao, H. and Jiang, D. “Combustion behaviors of a direct injection engine operating on various fractions of natural gashydrogen blends”, *Int J of Hydrogen Energy*, 32(15): 3555-64, (2007).
41. Akansu, S. O., Kahraman, N. ve Ceper, B., “Experimental study on a spark ignition engine fuelled by methane-hydrogen mixtures”, *Int J of Hydrogen Energy*, 32: 4279-84, (2007).
42. Huang, Z., Wang, J., Liu, B., Zeng, K., Yu, J. and Jiang, D., “Combustion characteristics of a direct-injection engine fueled with natural gas–hydrogen blends under different ignition timings”, *Fuel*, 86: 381–387, (2007).
43. Sekmen, P., Sekmen., Y. ve Çınar, C., “Yakıt olarak CH₄ kullanan değişken sıkıştırma oranlı buji ile ateşlemeli bir motorun ideal hava-yakıt çevrim analizi ile teorik simülasyonu”, *Teknoloji Dergisi*, 7 (2): 211-218, (2004).
44. Karabulut, H., “Akışkanlar Mekaniği Ders Notları” *Gazi Üniversitesi*, Ankara, (2005).
45. Nas, S., “Akışkanlar Mekaniği/Aerodinamik Ders Notları”, *İstanbul Teknik Üniversitesi*, İstanbul, (2011).
46. Sayma, A., "Computational Fluid Dynamics", *Ventus Publishing ApS*, Denmark, (2009).
47. Versteeg, H. K. and Malalasekera, W., “An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method”, *Longman Scientific & Technical*, 1th Edition, Newyork, (1995).
48. Demirtaş, V., “İçten yanmalı motorlarda silindir içi gaz hareketlerinin incelenmesi” Yüksek Lisans Tezi, *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Afyon, (2012).
49. Şimşek, O., “Eğrisel geniş başlıklı savak üzerinden geçen açık kanal akımının deneysel ve teorik analizi” Yüksek Lisans Tezi, *Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Adana, (2011).
50. Ferziger, J.H. and Peric, M., “Computational methods for fluid dynamics”, *Springer-Verlag*, Germany, 423s, (2002).

51. Anderson, J., "Computational fluid dynamics", *McGraw-Hill*, Singapore, 547, (1995).

ÖZGEÇMİŞ

Süleyman Enes HACİBEKTAŞOĞLU, 1990 yılında Karabük'te doğdu; ilk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. 2008 yılında Mustafa Yazıcı Lisesi'nden (YDA) mezun oldu. Yine 2008 yılında Ondokuz Mayıs Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde öğrenime başladı ve 2012 yılında mezun oldu. Lisans eğitimini tamamladıktan sonra 2012'de Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında Yüksek Lisans programına başladı ve 2015 yılında eğitimini tamamladı. 2014 yılında Sinop Üniversitesi Sağlık Yüksekokulu'nda İş Sağlığı ve Güvenliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı ve halen burada çalışmaya devam etmektedir.

ADRES BİLGİLERİ:

Adres : Sinop Üniversitesi
Sağlık Yüksekokulu
Ordu Köyü / SİNOP

Tel : (507) 651 3760

E-posta : sehacibektasoglu@gmail.com, eneshacibektasoglu@hotmail.com