



**MOTOR SİLİNDİR İÇİ AKIŞLARINDA ETANOL VE BENZİNİN
KARŞILAŞTIRILMASI
Mehmet YILMAZ**



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MOTOR SİLİNDİR İÇİ AKIŞLARINDA ETANOL VE BENZİNİN
KARŞILAŞTIRILMASI**

Mehmet YILMAZ

Doç. Dr. Erhan Pulat
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Mehmet YILMAZ tarafından hazırlanan “MOTOR SİLİNDİR İÇİ AKIŞLARINDA ETANOL VE BENZİNİN KARŞILAŞTIRILMASI” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Erhan PULAT

Başkan: Doç. Dr. Erhan PULAT
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

İmza


Üye: Doç. Dr. Nurullah ARSLANOĞLU
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

İmza


Üye: Dr. Öğr. Üyesi Kemal Furkan SÖKMEN
Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa
Bilimleri Fakültesi
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

İmza


Yukarıdaki sonucu onaylarım


Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN

Enstitü Müdürü

08./08./2019

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

08/08/19

Mehmet YILMAZ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

MOTOR SİLİNDİR İÇİ AKIŞLARINDA ETANOL VE BENZİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Mehmet YILMAZ

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Erhan Pulat

Dünya enerji ihtiyacının büyük bir bölümü yenilenemeyen enerji kaynakları olan fosil kökenli yakıtlardan (kömür, petrol, doğalgaz) sağlanmaktadır. Fosil kaynaklı yakıtların kullanımının çevre ve insan sağlığına ciddi zararlar verdiği birçok çalışmada kanıtlanmıştır. Bu zararların önüne geçmek, ekolojik dengeye katkıda bulunmak ve petrole olan bağımlılığı azaltmak için son yıllarda alternatif yakıtların geliştirilmesi ve kullanımının yaygınlaştırılması üzerine çalışmalar hızlandırılmıştır. Bu doğrultuda bu çalışmada da alternatif yakıtlardan olan etanolün içten yanmalı motorlarda kullanımı incelenmiştir. Bu çalışmada ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak 4 zamanlı, buji ateşlemeli, içten yanmalı bir motorun iki boyutlu yanma odası modelinde analizler yapılmıştır. Değişen motor devir sayılarına göre benzin ve etanol yakıtlarının yanma odasına püskürtülüp buharlaşması sonucu silindir içerisinde oluşan hız, kütle fraksiyonu, statik sıcaklık ve basınç ile buharlaşma miktarı parametrelerindeki değişim krank açısı değerine bağlı olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre iki yakıt karşılaştırılarak farklılıkları ve benzerlikleri ortaya konmuştur.

Anahtar kelimeler: Etanol, Benzin, İçten Yanmalı Motor, HAD, Türbülans

2019, xi + 164 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

COMPARISON OF ETHANOL AND GASOLINE IN ENGINE CYLINDER FLOW

Mehmet YILMAZ

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Dr. Erhan Pulat

Most of the world energy supply is provided by fossil fuels (coal, petroleum, natural gas), which are non-renewable energy sources. It has been proven in many studies that the use of fossil fuels causes serious harm to the environment and human health. In order to prevent these damages, to contribute to the ecological balance and to reduce the dependence on petroleum, studies on the development and use of alternative fuels have been accelerated in recent years. In this study, the use of ethanol, which is one of the alternative fuels, is investigated in internal combustion engines. In this study, using ANSYS Fluent software, 4-stroke, spark-ignition, internal combustion engine two-dimensional combustion chamber model has been analyzed. The speed, mass fraction, static temperature and pressure and evaporation amount parameters of the cylinder were investigated by changing the values of the crank angle. According to the results, two fuels were compared and their similarities and dissimilarities were revealed.

Key words: Ethanol, Gasoline, Internal Combustion Engine, CFD, Turbulence

2019, xi + 164 pages.

TEŞEKKÜR

Tez konusunun belirlenmesi ve tez alıőmasını hazırlamamda destek ve yardımlarından dolayı danışman hocam Doç. Dr. Erhan Pulat , Prof. Dr. M.İhsan Karamangil ve Öğr. Gör. Emre Bulut'a teşekkür ederim.

Tez çalıőmalarım sırasında her koşulda yanımda olan,sabrını ve desteğini esirgemeyen eşime ve aileme sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Mehmet YILMAZ

.../.../.....

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
2.1. Etanol.....	4
2.1.1 Biyoetanol Üretimi.....	5
2.1.2. Etanol ve Benzinin Fiziksel ve Kimyasal Özelliklerinin Karşılaştırılması.....	11
2.1.3. Dünyada Etanol Üretimi ve Kullanımı.....	24
2.1.4. Türkiye Etanol Üretimi ve Kullanımı.....	27
2.2. Kaynak Araştırması.....	28
2.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği.....	42
2.3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İşlem Basamakları.....	44
2.3.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Temelleri.....	45
2.3.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Çözüm Metodları.....	50
2.3.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle Çalışan Bilgisayar Programları.....	54
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	58
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	79
5. SONUÇ.....	157
KAYNAKLAR.....	159
ÖZGEÇMİŞ.....	164

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
°C	Santigrad Derece
C ₂ H ₅ OH	Etanol
CO	Karbonmonoksit
CO ₂	Karbondioksit
CH ₄	Metan
HC	Hidrokarbon
K	Kelvin
NO _x	Azotoksit
NO	Nitrojenoksit
SO ₂	Kükürtdioksit
k	Türbülans kinetik enerjisi (m ² /s ²)
ε	Türbülans kinetik enerji yayılma hızı (m ² /s ³)
ρ	Yoğunluk(kg/m ³)
μ	Dinamik viskozite, (Pa.s)
μ _t	Türbülanslı viskozite,(Pa.s)
σ _k , σ _ε	Türbülans Prandtl sabitleri
C _{1ε} C _{2ε} C _{3ε}	k-ε türbülans modeli için model sabitleri
G _b	Kaldırma kuvvetlerine bağlı türbülans
G _k	Türbülans kinetik enerjisi üretimi
Y _M	Sıkıştırılabilirliğin türbülansa etkisi
u, v, w	x, y, z yönündeki hızlar (m/s)
τ	Kayma gerilmesi (kg/cm ²)
t	Zaman
λ	Hava/yakıt oranı
d/dk	Dakikadaki devir sayısı

Kısaltmalar	Açıklama
AÖN	Alt Ölü Nokta
CAD	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CAM	Computer Aided Manufacturing (Bilgisayar Destekli İmalat)
CFD	Computational Fluid Dynamics (HAD)
E5	Yüzde 5 Etanol Yüzde 95 Benzin İçeren Yakıt
E10	Yüzde 10 Etanol Yüzde 90 Benzin İçeren Yakıt
E20	Yüzde 20 Etanol Yüzde 80 Benzin İçeren Yakıt
E30	Yüzde 30 Etanol Yüzde 70 Benzin İçeren Yakıt
E85	Yüzde 85 Etanol Yüzde 15 Benzin İçeren Yakıt
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HFK	Hava Fazlalık Katsayısı
KA	Krank Açısı
ÜÖN	Üst Ölü Nokta

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Etanolün kimyasal görünümü	4
Şekil 2.2. Etanol üretim basamakları	7
Şekil 2.3. Etanol üretim aşamaları	8
Şekil 2.4. Fermantasyon ünitesi	9
Şekil 2.5. Destilasyon ünitesi	10
Şekil 2.6. Etanol depoları	11
Şekil 2.7. Etanolün benzinin oktan sayısına etkisi	13
Şekil 2.8. Etanol-benzin karışımı yakıtların alt ısıl ve özgül ısı değerleri	14
Şekil 2.9. Etanol ve benzinin hava yakıt oranına bağlı olarak alev sıcaklığı değişimi.....	16
Şekil 2.10. Etanol, metanol ve benzinin tutuşma aralığı.....	18
Şekil 2.11. Etanol ve benzinin kaynama eğrileri	19
Şekil 2.12. Etanol-benzin karışımlarının sıcaklığa göre yoğunluk değişimi	20
Şekil 2.13. Metanol-benzin-su ve denatüre ispiroto-benzin-su sistemlerinin faz diyagramı.....	22
Şekil 2.14. Dünya etanol tüketiminin dektörlere göre dağılımı	24
Şekil 2.15. Ülkeler ve yıllar bazında dünya biyoetanol üretimi.....	25
Şekil 2.16. HAD modellemenin özet şeması	45
Şekil 2.17. Türbülans Modelleri.....	48
Şekil 2.18. Sonlu hacimler methodu	51
Şekil 3.1. İki boyutlu yanma odası geometrisi.....	59
Şekil 3.2. Mesh işlemi yapılmış silindirin ağ yapısı	59
Şekil 3.3. Enerji denklem menüsü.....	60
Şekil 3.4. Türbülans modelinin ayarlanması.....	61
Şekil 3.5. Tür denklemlerinin tanımlanması	61
Şekil 3.6. Malzemelerin tanımlanması.....	62
Şekil 3.7. Yakıt damlacık ve ayrık faz model ayarları.....	63
Şekil 3.8. Püskürtme özelliklerini tanımlanması.....	65
Şekil 3.9. Sınır şartlarının tanımlanması-1.....	66
Şekil 3.10. Sınır şartlarının tanımlanması-2.....	67
Şekil 3.11. Sınır şartlarının tanımlanması-3.....	68
Şekil 3.12. Sınır şartlarının tanımlanması-4.....	68
Şekil 3.13. Dinamik ağ yapısı menüsü.....	70
Şekil 3.14. Dinamik ağ yapısı ayarları	71
Şekil 3.15. In-Cylinder modülü girilen değerler	71
Şekil 3.16. Emme sübabı ve egzoz sübabı hız profilleri	72
Şekil 3.17. Dinamik ağ yapısı menüsü.....	74
Şekil 3.18. Dinamik ağ yapısı menüsü.....	76
Şekil 3.19. Çözüm metodu menüsü.....	77
Şekil 3.20. Çözüm başlangıç değerleri menüsü	77
Şekil 3.21. Çözüm ayarlama menüsü.....	78
Şekil 4.1. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	80
Şekil 4.2. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi hız dağılımı.....	81
Şekil 4.3. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu.....	81

Şekil 4.4. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı.....	82
Şekil 4.5. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi..	82
Şekil 4.6. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	83
Şekil 4.7. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi hız dağılımı.....	83
Şekil 4.8. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu.....	84
Şekil 4.9. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı.....	84
Şekil 4.10. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.	85
Şekil 4.11. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	85
Şekil 4.12. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi hız dağılımı.....	86
Şekil 4.13. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu.....	86
Şekil 4.14. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı.....	87
Şekil 4.15. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.	87
Şekil 4.16. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	88
Şekil 4.17. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi hız dağılımı.....	88
Şekil 4.18. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu.....	89
Şekil 4.19. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı.....	89
Şekil 4.20. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.	90
Şekil 4.21. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	91
Şekil 4.22. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi hız dağılımı.....	91
Şekil 4.23. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu.....	92
Şekil 4.24. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı.....	92
Şekil 4.25. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.	93
Şekil 4.26. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	93
Şekil 4.27. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi hız dağılımı.....	94
Şekil 4.28. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu.....	94
Şekil 4.29. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı.....	95
Şekil 4.30. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.	95
Şekil 4.31. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	96
Şekil 4.32. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi hız dağılımı.....	96
Şekil 4.33. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu.....	97
Şekil 4.34. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı.....	97
Şekil 4.35. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.	98
Şekil 4.36. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	98
Şekil 4.37. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi hız dağılımı.....	99
Şekil 4.38. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu.....	99
Şekil 4.39. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı.....	100
Şekil 4.40. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi	100
Şekil 4.41. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	101
Şekil 4.42. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi hız dağılımı.....	102
Şekil 4.43. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu.....	102

Şekil 4.44. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı.....	103
Şekil 4.45. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	103
Şekil 4.46. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	104
Şekil 4.47. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi hız dağılımı.....	104
Şekil 4.48. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu.....	105
Şekil 4.49. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı.....	105
Şekil 4.50. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	106
Şekil 4.51. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	106
Şekil 4.52. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi hız dağılımı.....	107
Şekil 4.53. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu.....	107
Şekil 4.54. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı.....	108
Şekil 4.55. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	108
Şekil 4.56. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	109
Şekil 4.57. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi hız dağılımı.....	109
Şekil 4.58. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu.....	110
Şekil 4.59. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı.....	110
Şekil 4.60. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	111
Şekil 4.61. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	112
Şekil 4.62. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi hız dağılımı.....	112
Şekil 4.63. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu.....	113
Şekil 4.64. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı.....	113
Şekil 4.65. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	114
Şekil 4.66. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	114
Şekil 4.67. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi hız dağılımı.....	115
Şekil 4.68. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu.....	115
Şekil 4.69. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı.....	116
Şekil 4.70. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	116
Şekil 4.71. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	117
Şekil 4.72. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi hız dağılımı.....	117
Şekil 4.73. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu.....	118
Şekil 4.74. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı.....	118
Şekil 4.75. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	119
Şekil 4.76. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	119
Şekil 4.77. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi hız dağılımı.....	120

Şekil 4.78. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu.....	120
Şekil 4.79. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı.....	121
Şekil 4.80. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	121
Şekil 4.81. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi hız dağılımı.....	122
Şekil 4.82. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi hız dağılımı.....	123
Şekil 4.83. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu.....	123
Şekil 4.84. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı.....	124
Şekil 4.85. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	124
Şekil 4.86. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	125
Şekil 4.87. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi hız dağılımı.....	125
Şekil 4.88. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu.....	126
Şekil 4.89. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı.....	126
Şekil 4.90. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	127
Şekil 4.91. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	127
Şekil 4.92. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi hız dağılımı.....	128
Şekil 4.93. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu.....	128
Şekil 4.94. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı.....	129
Şekil 4.95. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	129
Şekil 4.96. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	130
Şekil 4.97. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi hız dağılımı.....	130
Şekil 4.98. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu.....	131
Şekil 4.99. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı.....	131
Şekil 4.100. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	132
Şekil 4.101. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	133
Şekil 4.102. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi hız dağılımı.....	133
Şekil 4.103. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu.....	134
Şekil 4.104. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı.....	134
Şekil 4.105. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	135
Şekil 4.106. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	135
Şekil 4.107. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi hız dağılımı.....	136
Şekil 4.108. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu.....	136
Şekil 4.109. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı.....	137
Şekil 4.110. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	137
Şekil 4.111. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	138

Şekil 4.112. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi hız dağılımı.....	138
Şekil 4.113. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu.....	139
Şekil 4.114. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı.....	139
Şekil 4.115. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	140
Şekil 4.116. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi sıcaklık değişimi.....	140
Şekil 4.117. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi hız dağılımı.....	141
Şekil 4.118. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu.....	141
Şekil 4.119. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı.....	142
Şekil 4.120. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi.....	142
Şekil 4.121. 2000 d/dk benzin için silindir içi basınç değişimi.....	144
Şekil 4.122. 2000 d/dk etanol için silindir içi basınç değişimi.....	144
Şekil 4.123. 2000 d/dk benzin için silindir içi sıcaklık değişimi.....	145
Şekil 4.124. 2000 d/dk etanol için silindir içi sıcaklık değişimi.....	146
Şekil 4.125. 2000 d/dk hekzan için silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi.....	147
Şekil 4.126. 2000 d/dk benzin ve etanolün silindir içi buharlaşma miktarları değişimi.....	148
Şekil 4.127. 3000 d/dk benzin için silindir içi basınç değişimi.....	149
Şekil 4.128. 3000 d/dk etanol için silindir içi basınç değişimi.....	149
Şekil 4.129. 3000 d/dk benzin için silindir içi sıcaklık değişimi.....	150
Şekil 4.130. 3000 d/dk etanol için silindir içi sıcaklık değişimi.....	151
Şekil 4.131. 3000 d/dk benzin ve etanolün silindir içi buharlaşma miktarları değişimi.....	152
Şekil 4.132. 4000 d/dk benzin için silindir içi basınç değişimi.....	153
Şekil 4.133. 4000 d/dk etanol için silindir içi basınç değişimi.....	153
Şekil 4.134. 4000 d/dk benzin için silindir içi sıcaklık değişimi.....	154
Şekil 4.135. 4000 d/dk etanol için silindir içi sıcaklık değişimi.....	155
Şekil 4.136. 4000 d/dk benzin ve etanolün silindir içi buharlaşma miktarları değişimi.....	156

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1. Çeşitli tahıllardan dünyadaki biyoetanol üretim potansiyeli, litre/ton.....	6
Çizelge 2.2. Etanol ve benzinin fiziksel ve kimyasal özellikleri	12
Çizelge 2.3. Etanol-Benzin karışımlarında faz ayrışması	21
Çizelge 2.4. Biyoetanol karışımına bağlı olarak emisyon değişimleri.....	23
Çizelge 2.5. Biyoetanol kullanım zorunlulukları ve yaygın kullanımlar	26
Çizelge 2.6. HAD ve deney karşılaştırması	43
Çizelge 3.1. Enjeksiyon parametreleri	64
Çizelge 3.2. Ağ arayüzleri.....	69
Çizelge 3.3. Dinamik ağ yapı ayarları.....	75



1.GİRİŞ

Dünya’da hızlı nüfus artışı ve sanayileşmenin ilerlemesiyle birlikte, enerji ülkelerin en önemli meselelerinden biri haline gelmiştir. Ülkeler politikalarını belirlerken enerjiyi öncelikli konularından biri olarak görmektedirler. Çünkü enerji her sektör için gereken ve vazgeçilmez bir kaynaktır.

Enerji tüketiminin en yoğun olduğu sektörlerden biri de ulaşımdır. Son yıllarda teknolojinin ilerlemesiyle otomotiv sektörünün gelişmelerle birlikte dünyadaki araç sayısı da her geçen gün artmaktadır. Dolayısıyla taşıt motorlarının da enerji ihtiyacı çok önemli boyutlara ulaşmıştır.

Dünya enerji ihtiyacının büyük bir bölümü yenilenemeyen enerji kaynakları olan fosil kökenli yakıtlardan (kömür, petrol, doğalgaz) sağlanmaktadır. Bu yakıtların aşırı kullanımı sonucu gün geçtikçe tükeniyor olduğu bilinmektedir. Bilim adamları tahmini olarak 21. yy.’ın ortalarında yenilenemeyen bu enerji kaynaklarının dünya enerji ihtiyacını karşılamada yetersiz kalacağını ileri sürmektedirler. Fosil yakıtlar yapılarında bulunan maddelerden (kükürt, azot, metal) dolayı hava kirliliğine neden olmaktadır. Ayrıca fosil yakıtların yanmasıyla birlikte oluşan NO_x, SO₂ ve CO₂ gazları asit yağmurlarına ve son zamanlarda etkilerini görmeye başladığımız iklim değişikliklerine sebep olmaktadır. Ayrıca petrol ve diğer fosil kaynaklı yakıtların kullanımının çevre ve insan sağlığına verdiği ciddi zararlar, dünya ekolojik dengesini geri dönüşü olmayan problemlere sürükleyeceği de görülmektedir.

Bahsedilen tüm bu sorunların önüne geçmek, ekolojik dengeye katkıda bulunmak ve petrole olan bağımlılığı azaltmak için son yıllarda alternatif yakıtların geliştirilmesi ve kullanımının yaygınlaştırılması üzerine çalışmalar hızlandırılmıştır. Araçları daha performanslı, daha konforlu ve daha fazla çevreye duyarlı hale getirmek için yapılan çalışmalar her geçen gün artmaktadır. Buraya kadar anlatılan sorunlar sebebiyle bir çok bilim adamı yenilenebilir enerji kaynaklarıyla ilgili pek çok çalışma yapmaktadır. Yapılan çalışmalar ışığında çok yakın bir zamanda fosil yakıtların yerine güneş, rüzgar ve biyoyakıtlar gibi yenilenebilir enerji kaynaklarının geçmesi tahmin edilmektedir.

Alternatif yakıtlardan biri olan metanol ve etanolün buji ile ateşlemeli motorlarda kullanılması 19.YY’e kadar dayanmaktadır. 1970 yılındaki petrol krizinden sonra

alternatif yakıtlar üzerinde yapılan çalışmalar hız kazanmıştır. Başlangıçta alkoller içerisinde en çok ilgiyi doğalgazdan ucuz ve kolay şekilde üretilebilen metanol görmüştür. Ancak uygulamada metanolün yakıt sisteminde bazı ekipmanlarda korozif etki yaptığı ortaya çıkmıştır. Etanol, üretimi metanole göre daha maliyetli olmasına rağmen biyokütleden üretildiği ve metanole göre ekipmanlar üzerindeki korozif etkisi daha az olduğu için birçok ülkede benzine katılarak kullanılmaktadır(Anonim 2004).

İçten yanmalı motorlarda kullanılacak yakıtlar, ucuz ve bol miktarda üretilebilmesi, ısıl değerlerinin yüksek olması, kolayca depolanabilmesi ve taşınabilmesi, yüksek sıkıştırma oranlarında çalışmaya olanak vermesi ve düşük düzeylerde egzoz emisyonu oluşturması istenir. Alkoller otomobilin icat edildiği yıllardan beri motorlarda kullanılmaktadır. Alkollerden sadece metanol ve etanol petrol esaslı olmayan hammaddelerden güncel teknolojiyle pratik olarak üretilmektedir. Etanol yüksek oktan sayısına sahiptir ve tarımsal ürünler gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından üretilmektedir. Etanol bu özellikleri nedeniyle buji ateşlemeli motorlar için uygun bir yakıttır ve motorlarda tek başına ya da benzine belirli oranlarda katılarak kullanılmaktadır(Çolak 2006).

Etanol yakıt olarak değişik kullanım yerlerinde değerlendirilebilir. Yapılan çalışmalar sonucu, etanolün petrol ile çalışan araç motorlarında herhangi bir katkı maddesine gerek kalmadan başarılı bir şekilde kullanılacağı ve motorlarda etanolün kullanılmasıyla açığa çıkan zararlı hidrokarbon ve CO₂ gaz emisyonunun önemli oranda düştüğü belirtilmiştir (Anonim 2004).

Etanol kullanımının, son yıllarda tüm dünyada artış gösterdiği gözlenmektedir. Etanol üretiminin petrole bağımlı olmaması ve yanması sonucu açığa çıkan egzoz gazlarının petrol kökenli yakıtlara göre çok daha az olması araştırmacıların bu konu üzerine çalışmalarını hızlandırmıştır. Amerika'daki birçok otomobil üreticisi benzine %10 etanol eklenmesinin motorda ve yakıt sisteminde herhangi bir olumsuz etki yapmadığını açıklamıştır(Örs ve ark. 2009).

İsveç petrole tamamen elveda diyen ülkelerin basında geliyor. 2020'ye gelindiğinde ulaşımda petrole olan bağımlılığı sıfıra indirmeyi amaçlayan İsveç, "biyoyakıtlar" olarak adlandırılan etanol ve biyodizel üretmek için ormanlarını kullanmayı planlıyor.

Etanol üretiminde dünya lideri Brezilya da petrol bağımlılığını hızla azaltıp, ulaşımda etanol kullanımını %80'e çıkarmayı hedefliyor. Brezilya'da, 30 bin yakıt istasyonu, seker kamışından üretilen etanol satışı yapabiliyor. Günlük 204 bin varil petrole denk düşen etanol üretimi, her yeni 10 araçtan 7'sinin petrol, etanol veya her ikisinin karışımıyla çalışmasına olanak verecek şekilde yapılıyor(Gürbüz 2006).

Yapılan bu çalışmanın amacı da; bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodu olan FLUENT kullanarak, içten yanmalı motorlarda, etanolün ve benzinin yanma odasına püskürtülmesi sonucu farklı motor devirlerinde, silindir içi akış hareketlerini ve yanma odasındaki sıcaklık ve basınç değişimlerinin motor performansı ve yanmaya etkisini yorumlamaktır.

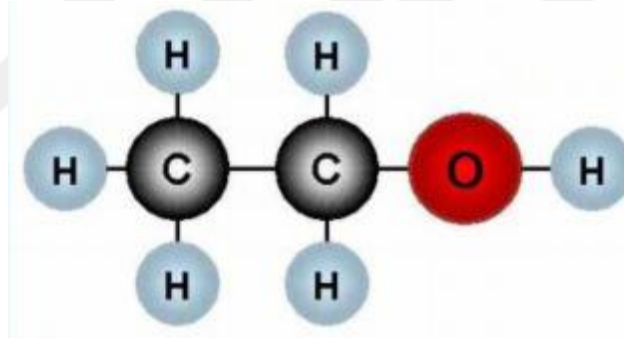


2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ÖZETLERİ

2.1 Etanol

Alkoller hidrokarbon molekülündeki H atomları yerine OH gruplarının girmesiyle türeyen bileşiklerdir. Alkoller $C_nH_{2n+1}OH$ genel formülü ile veya kısaca R–OH olarak ifade edilirler. Alkoller adlandırılırken alkolün türediği alkanın sonuna “-ol” eki getirilir veya oksijen grubuna bağlı alkil adı söylenir, sonuna “alkol” kelimesi getirilir(Tüzün 1996).

Etanol, bir başka deyişle etil alkol; berrak, renksiz, zehirli olmayan, karbon, hidrojen ve oksijenden oluşan kimyasal formülü C_2H_5OH olarak bilinen 2 karbonlu bir sıvı alkoldür. Etanolün kimyasal yapısı aşağıda Şekil 2. 1’ de görülmektedir.



Şekil 2.1. Etanolün kimyasal görünümü(Çelikten 2007)

Etanol, çok farklı kaynaklardan farklı yöntemlerle üretilebilmektedir. Etanolün üretim kaynaklarına bakıldığında genel olarak iki başlık altında toplanabilir. Bunlar; sentetik etik alkol ve biyolojik kaynaklardan elde edilen biyoetanoldür. Hem fermantasyon hem de sentetik olarak elde edilen etanol kimyasal olarak aynıdır(Yiğitoğlu ve ark. 2014).

Sentetik etil alkol, ham petrol, doğal gaz veya kömürden petrokimyasal olarak etilenin hidrasyonu yoluyla elde edilmektedir(Yiğitoğlu ve ark. 2014).Sentetik olarak etilenden etanol üretimi mümkün olmasına rağmen insan sağlığına zararlı yan ürünler ve reaksiyona girmemiş çıkış maddesi ve içerdiği safsızlıklar bulunabilir. Bu nedenle bu yöntemle üretilen etil alkol birçok alanda pek fazla kullanılmaz.

Biyoetanol ise, tahıllar, melas, meyveler, şeker kamışı özü, selüloz ve çok sayıda diğer kaynaklardan mikroorganizmalar tarafından şekerlerin fermante edilmesiyle biyolojik olarak üretilmektedir(Yiğitoğlu ve ark. 2014).Biyokütleden elde edilen ve yenilenebilir enerji kaynağı olarak kullanılabilen biyoyakıtlardan olan biyoetanole yakıt etanolü de denilmektedir.

Biyoetanol petrolün yerini alabilecek önemli bir endüstriyel üründür, ayrıca çevreye olan zararlı etkisi çok az olduğundan, büyük önem taşımaktadır ve oksijenli yakıtların üretiminde katkı maddesi olarak da kullanılabilir. Biyolojik yolla etanol üretimi, daha çok tarımsal esaslı ürünlerden yapıldığı için, atmosferik karbon döngüsünü de arttırmaktadır.

Günümüz teknolojisiyle kolaylıkla üretilmesi, tarımı desteklemesi, iyi temiz ve çevre dostu bir yakıt olması nedeniyle biyoetanol, alternatif yakıtlar içerisinde ön plana çıkmaktadır.

Biyoetanol, benzinle karıştırılabildiği gibi doğrudan yakıt olarak da kullanılabilir. Bu özelliği sayesinde motorda herhangi bir değişikliğe gerek olmadan kullanılabilmesi önemli bir avantaj sağlamaktadır.

Bu çalışmada yenilenebilir enerji kaynağı olması ve son zamanlar üzerinde en çok çalışılan biyoteknolojik çalışmalardan biri olmasından dolayı biyoetanolün üretimi konusu incelenecektir.

2.1.1. Biyoetanol Üretimi

Biyoetanol farklı içerikli kaynaklardan ve farklı yöntemlerle üretilmektedir. Biyoetanol, içerisinde yeterince glukoz ihtiva eden veya glukoza dönüştürülebilen şekerlerin bulunduğu(sukroz, nişasta, selüloz gibi) hammaddelerden üretilir. Biyoetanol üretiminde kullanılan hammaddeler üç ana grup altında toplanabilir. Bunlar(Melikoğlu ve Albostan 2011):

- (i) Şeker içeren hammaddeler (örnek olarak şekerpancarı, süpürge darısı şerbeti ve şeker kamışı verilebilir)
- (ii) Nişasta içeren hammaddeler (örnek olarak buğday, mısır ve arpa verilebilir)
- (iii) Lignoselulozik hammaddeler (örnek olarak saman, odun ve çimen verilebilir)

Listedeki birinci ve ikinci grup hammaddeden biyoetanol üretimi günümüzde tamamıyla oturmuş bir teknolojidir. Ancak, üçüncü gruptan biyoetanol üretimi teknolojik açıdan günümüzde tam olarak başarılamamış ve üretim süreci optimize edilememiştir. Bu nedenle günümüzde üretilen biyoetanole “birinci kuşak biyoetanol” denir. Aslen üretim süreci mükemmelleştirildiğinde lignoselulozik kaynaklardan biyoetanol üretimi çok daha ekonomik olacaktır, çünkü lignoselulozik hammaddeler hem miktarda çok daha fazladır hem de tahıllara göre çok daha ucuzdur. Bu hammaddelerden üretilen biyoetanole “ikinci kuşak biyoetanol” denir ve tahmini olarak bu teknolojiye 2025 yılından sonra geçilmesi hedeflenmektedir(Melikoğlu ve Albostan 2011).

Günümüzde, Amerika Birleşik Devletleri’nde mısır, Brezilya’da şeker kamışı ve pancarı ve Avrupa’da buğday biyoetanol üretiminde kullanılan temel hammaddelerdir. Bu çerçevede, çeşitli tahıllardan dünyadaki biyoetanol üretim potansiyelleri Çizelge 2. 1’de verilmiştir.

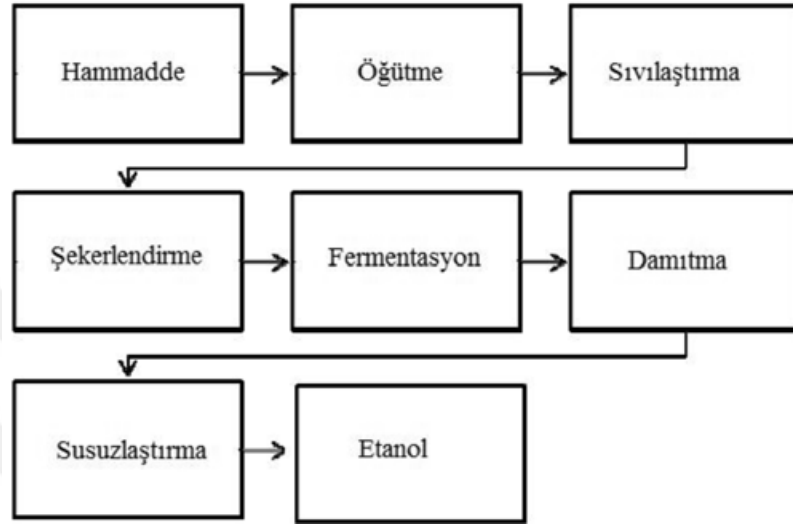
Çizelge 2. 1. Çeşitli tahıllardan dünyadaki biyoetanol üretim potansiyeli, litre/ton(Balat ve ark. 2008)

Tahıl	Biyoetanol üretim potansiyeli, litre/ton tahıl
Arpa	250
Mısır	360
Patates	110
Şeker Pancarı	110
Buğday	340

Buda bir kere daha göstermektedir ki günümüzde üretilen biyoetanolün neredeyse tamamı tahıl menşelidir.

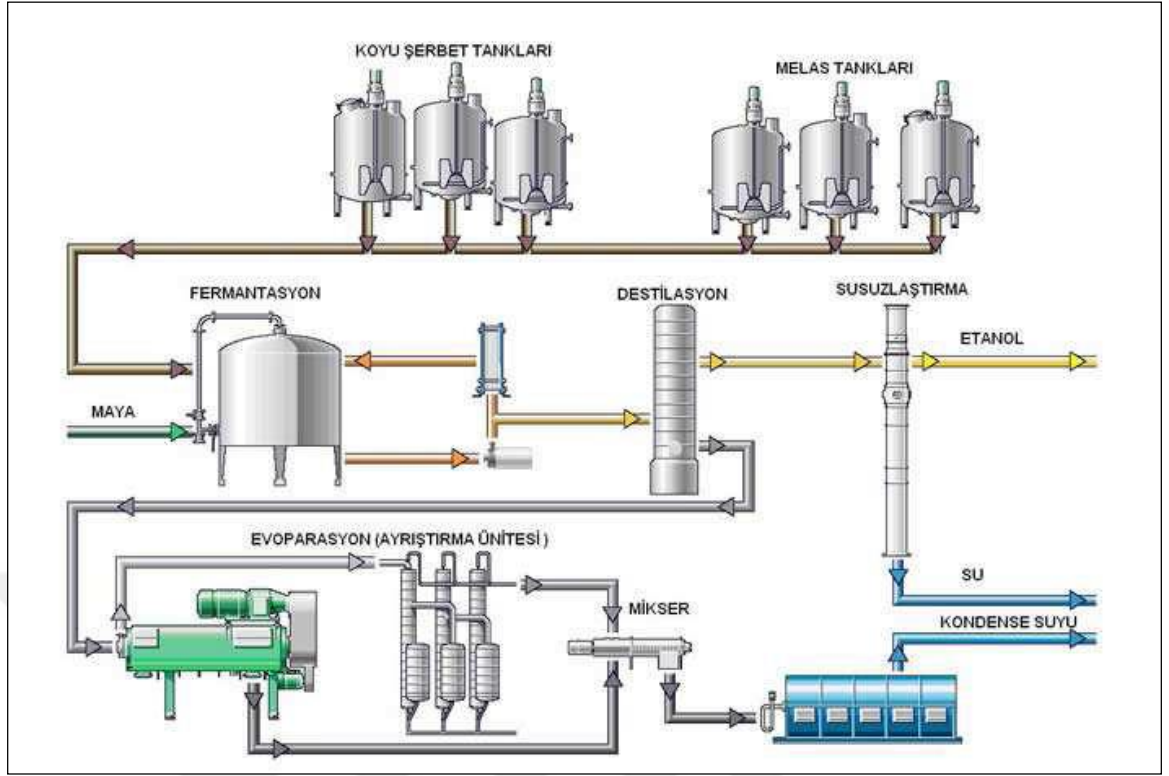
Kullanılan hammadde kaynağı ne olursa olsun etanol üretimi sırasında kullanılan yöntemlerin temel prensipleri aynıdır. Etanol üretiminde biyokütle, dört ana basamaktan geçerek etanole dönüşür. Bu basamaklar; şekerin açığa çıkması için ön işlemlerin

uygulanması, bakteri ya da mayaların kullanılması ile şekerin etanol ve CO₂'e dönüşmesi, etanolün distilasyon yöntemi ile fermentasyon ortamındaki diğer bileşenlerden ayrılması, dehidrasyon uygulaması ile etanolde karışık bulunan suyun uzaklaştırılmasıdır(Bayrakçı 2009). Şekil 2. 2' de etanol üretimindeki temel basamaklar gösterilmiştir.



Şekil 2. 2. Etanol üretim basamakları(Bayrakçı 2009)

Örnek bir uygulama olması açısından biyoetanol elde etmek için hammadde olarak koyu şerbet ve melas kullanan bir tesis ele alınacaktır. Biyoetanol üretim aşamalarının genel şeması aşağıdaki Şekil 2. 3'de görülmektedir.



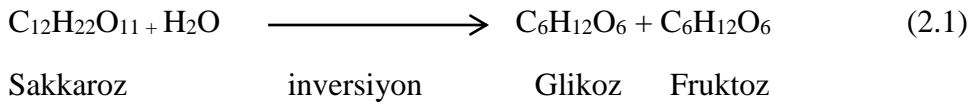
Şekil 2. 3. Etanol üretim aşamaları (Anonim 2006)

Şekilde de görüldüğü gibi hammaddeler aşağıdaki ünitelerde bazı işlemlerden geçirilerek biyoetanol elde edilmektedir.

Fermantasyon Ünitesi

Bu ünite, fermantasyon metoduyla, kullanılan mayalar ile asit ilavesi yapılarak sakarozun, glikoz ve fruktoza parçalanması sağlanır. pH 4,5 - 5 arasında tutulursa; sakaroz, glikoz ve fruktoza parçalanır. Bu olaya inversiyon denir(Anonim 2006).

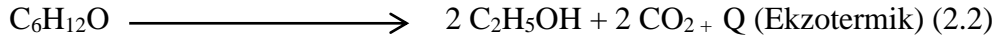
Asidik ortam



Glikoz ve fruktoz, maya tarafından parçalanarak, etanol ve CO₂'e dönüştürülür. Reaksiyon ekzotermik olduğundan her 1 kg alkol için, 1200 kj enerji açığa çıkar.

Fermantör sıcaklığını yükselten bu olay, maya aktivitesini düşürdüğü hatta mayanın ölümüne neden olduğu için, mayşe bir esanjörden geçirilerek, sıcaklığı 32 °C - 34 °C derece arasında tutulur(Anonim 2006).

Mayalanma(pH 4,5-4,8)



Glikoz veya fruktoz

Fermantasyon esnasında meydana gelen CO₂ çok az miktarda alkol taşıyacağı için, atmosfere atılmadan önce, bir CO₂ yıkayıcısından geçirilir, yıkantı şartlara bağlı olarak, ya fermantöre verilir veya besi suyu tankına verilir.

Fermantörde, alkol oluşuktan sonra destilasyona çekilmeden önce, seperatörden geçirilerek mayası ayrılır ve fermantöre geri gönderilir. Ara kapta toplanan, mayasız alkollü mayse bir pompa yardımıyla destilasyon kolonuna gönderilir. Aşağıda Şekil 2. 4'de fermantasyon ünitesi görülmektedir(Anonim 2006).



Şekil 2.4. Fermantasyon ünitesi(Anonim 2006)

Destilasyon Ünitesi

Bu ünite, destilasyon kolonları bulunur. Mayse kolonuna % hacmen değeri düşük olan alkolle beslenen sıvının % hacmen oranı yükseltilecek, fraksiyonlu destilasyonla,

ham ve saf alkol dereceleri yükseltilek soğutulduktan sonra günlük depolarda stoklanır. Daha sonra rektifikasyon kolonuna gönderilir (Şekil 2.5) (Anonim 2006).



Şekil 2.5. Destilasyon nitesi(Anonim 2006)

Rektifikasyon (SusuzlaŐtırma) ve AyrıŐtırma nitesi

Rektifikasyon kolonuna gelen, % hacmen 96–96,3'lk alkol besleme platosu sıcaklığı olan, 76–78 °C soğutulmak için otomatik bir soğutucudan geçirilerek kolona verilir. Kolonun taban sıcaklığı, indirekt buharla sağlanır ve 80–82 °C'de tutulur. Saatte yaklaşık 700–800 kg buhar sarf eder. 96 derecede olan alkol biraz kaynatılarak, uçucu ve kötü kokulu maddeleri biraz daha uzaklaŐtırılma işlemi yapılır.

ste geçen alkol buharları su ile soğutulan yođunlaŐtırıcıdan geçirilerek, oluşan kondensat bir ara depoya alınır ve sürekli retr edilir. Atmosfere açık olan yođunlaŐtırıcıdan, kaliteyi bozan, aldehit, keton gibi gazları atmosfere atılır(Anonim 2006).

Etanol rn Depolama

Saf alkol, seviye kontrollü olarak ve beslemeye bağlı olarak tabandan geçilir, bir soğutucudan geçirildikten sonra, günlük tanklara alınır. Ham alkolde olduğu gibi gereken tüm analizleri yapılarak stok tankına basılır (Şekil 2.6) (Anonim 2006).



Şekil 2.6. Etanol depoları (Anonim 2006)

2.1.2. Etanol Ve Benzinin Fiziksel Ve Kimyasal Özelliklerinin Karşılaştırılması

Alkollerin içten yanmalı motorlarda kullanımı çok eskilere dayanmaktadır. Etanol aşağıdaki tabloda gösterilen sahip olduğu özelliklerden dolayı buji ateşlemeli motorlarda kullanımı daha uygundur. Etanol, motorlarda yalnız başına kullanılabilirdiği gibi benzin ile belirli oranlarda karıştırılarak da kullanılabilir.

Etanol ve benzinin fiziksel ve kimyasal özellikleri aşağıdaki Çizelge 2.2’de verilmektedir.

Çizelge 2.2 Etanol ve benzinin fiziksel ve kimyasal özellikleri(Erkoca 2010)

Yakıt Özelliği	Benzin	Etanol
Kimyasal Formülü	C ₄ – C ₁₂	C ₂ H ₅ OH
Moleküler ağırlığı	100 – 105	46,07
Yoğunluk (15 °C, kg/m ³)	690 – 790	789
Donma noktası (°C)	-40	-114
Kaynama noktası (°C)	27-225	78,3
Buhar basıncı (38 °C, kPa)	48-103	15.9
Özgül ısı (kJ/kgK)	2	2,4
Viskozite (20 °C, mPa s)	0,37-0,44	1,19
Alt ısı değeri (kJ/kg)	~44000	27000
Parlama noktası (°C)	-43	13
Kendi kendine tutuşma sıcaklığı (°C)	257	423
Stokiyometrik hava/yakıt oranı (ağırlık)	14,7	9
Araştırma oktan sayısı	88-100	108,6
Motor oktan sayısı	80-90	89,7
Buharlaştırma ısı (kJ/kg)	349	856
Karbon bileşimi (% ağırlık)	85-88	52,2
Oksijen bileşimi (% ağırlık)	0-4	34,8
Hidrojen bileşimi (% ağırlık)	12-15	13
Tutuşma sınırı (% hacimsel olarak)		
Alt	1,4	4,3
Üst	7,6	19

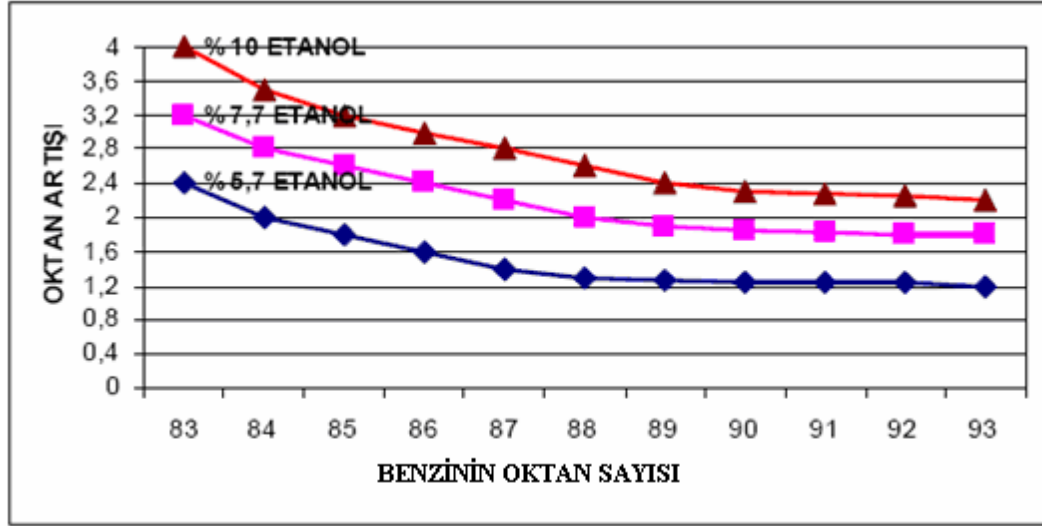
Etanol ve benzin yukarıdaki tabloda yer alan fiziksel ve kimyasal özellikleri göz önüne alınarak etanolün motorlarda kullanılması durumunda oluşacak olayları ve etkileri başlıklar halinde sırasıyla incelenecektir.

Oktan Sayısı

Oktan sayısı yakıtların vuruntu direncinin tipik bir ölçüsüdür. Etanol ve benzinin sırasıyla Araştırma Oktan Sayısı (RON) 108 ; 88-100 , Motor Oktan Sayısı (MON) 90 ; 80-90 olduğu tabloya bakıldığında görülmektedir. Etanolün yüksek oktan sayısı sayesinde vuruntuya dayanıklı olmaları sebebiyle, motorları daha yüksek sıkıştırma oranlarında vuruntusuz çalıştırmak mümkündür. Sıkıştırma oranının artmasıyla, motor

gücü de artmaktadır. Laboratuvar ve yol testleri, etanolün etkili bir oktan sayısı yükselticisi olduğunu göstermektedir.

Benzinde oktan sayısını yükseltmek için kullanılan kurşunlu bileşiklerin insan sağlığına zararlı etkileri vardır. Yapılan araştırmalarda etanolün benzinin oktan sayısı artışına etkisi Şekil 2.7.'de verilmiştir(Çelikten 2007).



Şekil 2.7. Etanolün benzinin oktan sayısına etkisi(Çelikten 2007)

Yakıt İçerisindeki Oksijen

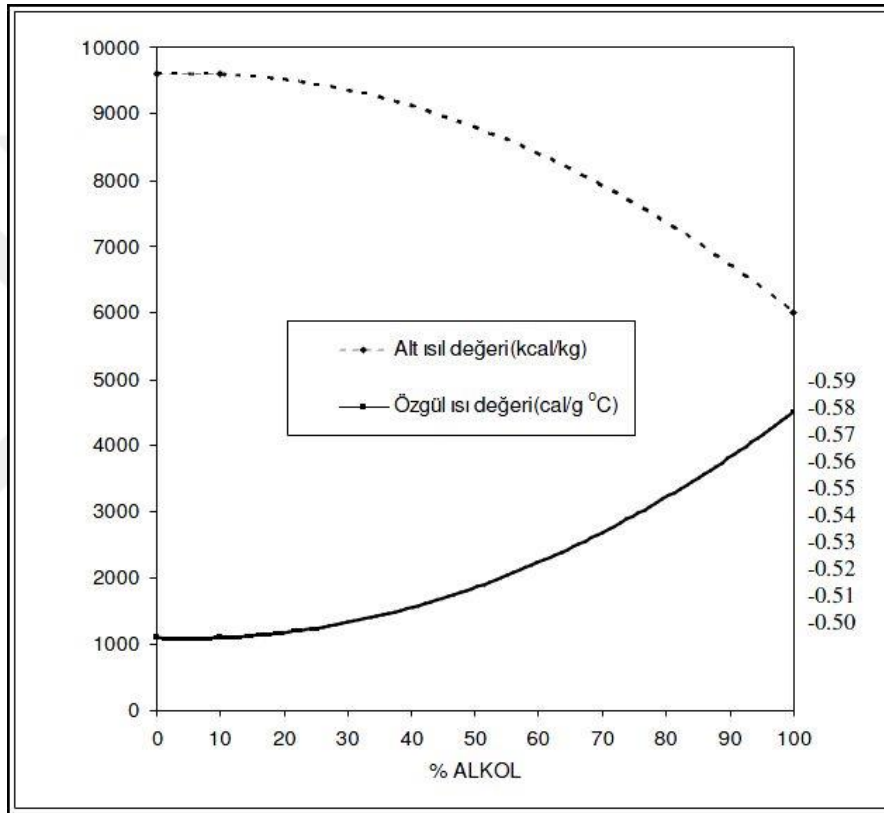
Etanol ve benzinde sırasıyla kütlece %34,8 ve %0-4 oranında oksijen bulundurmaktadır. Etanol içeriğinde oksijen bulunması nedeniyle benzinden daha düşük ısıl değere sahiptir. Benzinle aynı motor çıkış gücünü elde edebilmek için kütle bazda yaklaşık olarak 1,5 kat etanole ihtiyaç duyulmaktadır. Bu alkollerin yapılarındaki oksijen, motorun daha düşük hava-yakıt oranıyla çalışmasına imkân vermekte ve daha iyi yanma gerçekleştiği için CO ve yanmamış HC emisyonlarının azalmasını sağlamaktadır. Stokiyometrik şartlarda gerekli olan kütleli hava miktarı etanol için 9 ve benzin için 14,7'dir(Anonim 1988).

Alt Isıl Değer

Etanolün alt ısıl değerinin benzinin yaklaşık %60'ı kadar olması nedeniyle, etanolü çalışmalarda özgül yakıt tüketimi, karışımdaki etanol miktarı ile orantılı olarak

artmaktadır. Benzin yerine etanol kullanıldığında aynı yolu gitmek için benzinin 1,4 katı kadar yakıt deposu gerekmektedir(Sümer 1999).

Etanol-benzin karışımly yakıt hazırlarken karışımın sahip olacağı alt ısı değeri kesin olarak bilinmesi gereklidir. Çünkü motora ısı değeri düşük yakıtın verilmesi, yakıt miktarının ve hava-yakıt oranının değıştirilmesine neden olur. Bu da motorda güç düşüklüğüne sebep olmaktadır. Etanol-benzin karışımı yakıtların alt ısı ve özgül ısı değeri değeri şekil 2.8'de görölmektedir(Sümer 1999).



Şekil 2.8. Etanol-benzin karışımı yakıtların alt ısı ve özgül ısı değeri değeri(Sümer 1999)

Alkollerin ısı değeri değeri benzinin ısı değeri değeri den daha düşük olduğu bilinmektedir. Ancak motordaki çalışma için önemli olan yakıt-hava karışımın ısı değeri değeri dir. Benzinin tam yanması için gerekli hava miktarı 14,5 kg hava/kg yakıt, etanol için 9 kg hava/kg yakıttır. Her iki yakıt için gerekli hava miktarının farklı olmasına karşın, hava-alkol karışımının ısı değeri değeri birbirine yakındır. Hava fazlalık katsayısı $\lambda = 1$ durumunda,

karışımların örneğin ısı değerleri benzin için 2,9 MJ/kg karışım, etanol için 2,6 MJ/kg karışım şeklindedir(Karaosmanoğlu 1990)(Çelik 1994).

Gizli Buharlaşma Isısı

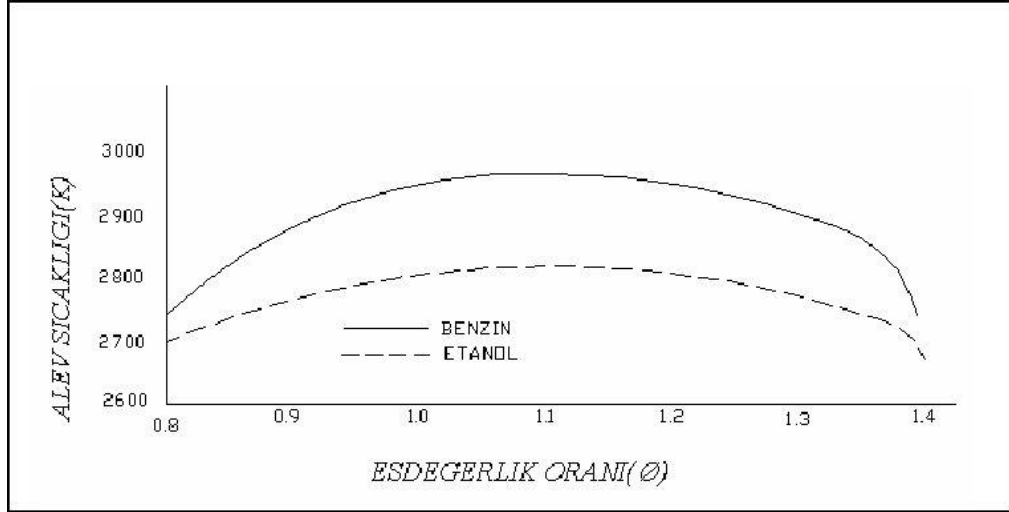
Etanol buharlaşma gizli ısısı benzine göre daha yüksektir. Buharlaşma gizli ısısının yüksek olmasının bazı avantaj ve dezavantajları vardır. Etanolün buharlaşma gizli ısısı yüksek olması doğal emişli buji ile ateşlemeli bir motorda volümetrik verimi artırmaktadır. Buharlaşan alkol benzine göre daha fazla ısı çekeceğinden yanma sonu basınç ve sıcaklığı azalmakta, sıcaklığın bir fonksiyonu olan NO_x emisyonu da düşebilmektedir. Soğuk havalarda, etanol benzine karıştırılmadan doğrudan kullanılması durumunda motoru ilk harekete geçirmek zorlaşmaktadır. Ayrıca buharlaşma gizli ısısının etkisiyle sıkıştırma sıcaklığı azalacağı için karışımın yanma hızı da düşmektedir. Yanma hızının düşmesi, silindir cidarıyla olan ısı transferini artırmakta ve motor çıkış gücünü azaltmaktadır(Borat 1979) (Korematsu ve Yuo 1989).

Alev Sıcaklığı ve Yanma Hızı

Bir yakıtın laminer alev hızı ne kadar yüksek ise, yanmanın tamamlanması için geçen süre o kadar az demektir. O zaman motoru daha düşük bir avansla çalıştırmak mümkündür.

Yani ideal motora daha yakın, verimi daha yüksek olur(Sürmen ve ark. 2004).

Adyabatik alev sıcaklığı özellikle alev cephesine yakın bölgede oluşabilecek ortam sıcaklığının bir ölçüsüdür. Yüksek olması termodinamik verim bakımından iyi ise de yanma verimi, ısı kayıpları ve emisyonlar bakımından bazı olumsuzluklar oluşturabilir(Sürmen ve ark. 2004).



Şekil 2.9 Etanol ve benzinin hava yakıt oranına bağlı olarak alev sıcaklığı değişimi (Gülder 1981)

Şekil 2,9'da etanol ve benzinin hava yakıt oranına bağlı olarak alev sıcaklığının değişimi görülmektedir. Maksimum yanma hızına $HFK=0,90-0,95$ arasında ulaşılmaktadır. Saf etanol kullanıldığında gözlemlenen ısı veriminin artışının yaklaşık yarısı egzoz gazlarının düşük sıcaklıkta olmalarından bir kısmı da çevrimde ulaşılan sıcaklıkların benzine göre alçak olmasından kaynaklanmaktadır(Sümer 1999).

Alkoller, daha düşük alev sıcaklığında daha parlak ve daha hızlı yanmaktadır. Bu yüzden motor soğutma sistemlerinde kondüksiyon ve radyasyon aracılığı ile daha az ısı kaybeder. Alkolün yanmasıyla yanma ürünleri daha büyük hacimde oluşmakta ve yüksek silindir basınçları elde edilmektedir. Bu farklılıklardan dolayı verimdeki artışlar alkol yakıtta mümkün olmaktadır(Owen ve Coley 1990).

Alkollerin yanma hızının yüksek olması nedeniyle, motordan maksimum momenti alabilmek için avansın biraz değiştirilmesi gerekmektedir. Bunun nedeni ise etanolün türbülanslı yanma hızının benzininkine göre yüksek olması ve etanolün tutuşma gecikmesi zamanının daha kısa olmasıdır(Gülder 1981).Yanma hızı, motor performansı ve egzoz emisyonlarının değişiminde önemli bir etkidir(Salman 1996).

Buhar Basıncı

Buharlaştırma ısısının düşük olması, ilk çalışma ve soğuk havalarda çalışma performansının iyi olması ve daha homojen bir karışım için daha elverişli olması

bakımından istenilen bir özelliktir. Buna karşılık yangın emniyeti, yüksek sıcaklıklarda tank basıncının yüksek olması ve buhar tıkcına sebep olma gibi istenmeyen yönleri de vardır(Sürmen ve ark. 2004).

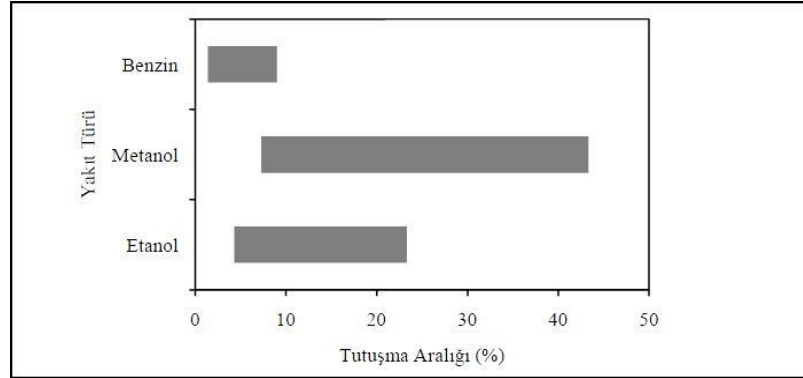
Benzin-etanol karışımlarında, karışımın alkol içeriğine bağlı olarak, Reid buhar basıncı yükselir. Alkollü benzinlerin Reid buhar basıncının yükselmesi, dolayısıyla kaynama noktasının düşmesi, alkollerin benzin içerisinde bazı hidrokarbonlarla azeotropik karışım yapmasından kaynaklanmaktadır. Azeotropik karışımlar sabit kaynama noktasındaki distilasyonda belli oranlarda bozulmayan iki veya daha fazla sıvının karışımıdır. Bu olay sonucu, motorda güç azalmasına neden olan buhar tıkcı oluşur. Etanolün buharlaşabilmesi için 0,858 kJ'lük bir ısı enerjisine gerek vardır. Benzinin buharlaşması için bu değer 0,309 kJ'dür. Etanol buharı 78,1 °C'de, benzin buharı ise 92 °C'de yoğunlaşmaktadır. Saf etanolla çalışan bir motorun, etanolün buhar basıncı oldukça düşük olması nedeniyle düşük sıcaklıklarda çalıştırılması oldukça zordur. Bunun sonucu saf etanol ile çalışan motorlarda motorun ilk harekete geçmesi için sıcak havaya gereksinim duyulmaktadır. Buharın yoğunlaşmaması için de sıcaklığın yüksek tutulması gerekmektedir. Saf alkol yerine benzin alkol karışımları kullanıldığında bu durum ortadan kalkmaktadır(Gülde 1982).

Buhar basıncı yüksek karışım motorda kullanılırsa yüksek ortam sıcaklıklarında buhar tıkcı oluşarak, motorda ilk hareket güçlüklerine ya da motor durmasına neden olmaktadır. Çok düşük ortam sıcaklıklarında da motorun çalışması olumsuz yönde etkilenmektedir. Bu sorun, benzinin düşük kaynama noktalı bileşenlerinin miktarının azaltılması ile çözümlenmektedir (Borat 1979) (Korematsu ve Yuo 1989).

Tutuşma Noktası

Saf etanol tek tip hidrokarbon, benzin ise farklı birçok tip hidrokarbon yapısına sahiptir. Etanol yapısında tek tip hidrokarbon bulundurması, bu alkollerin tutuşma noktalarının benzinin tutuşma noktasına göre daha yüksek olmasını sağlamaktadır. Benzin ve etanolün tutuşma noktaları yaklaşık olarak sırasıyla -43,ve 13 °C'dir. Bu alkollerin tutuşma noktasının yüksek olması benzine göre daha güvenli şekilde taşınması ve depolanmasının bir göstergesidir. Etanolün tutuşma limiti benzine göre daha yüksek ve tutuşma aralığı daha geniştir. Etanol ve benzinin hacimce tutuşma aralığı şekil 2.10'de verilmiştir. Tutuşma limitinin daha yüksek olması, bu alkollerin tutuşması için daha

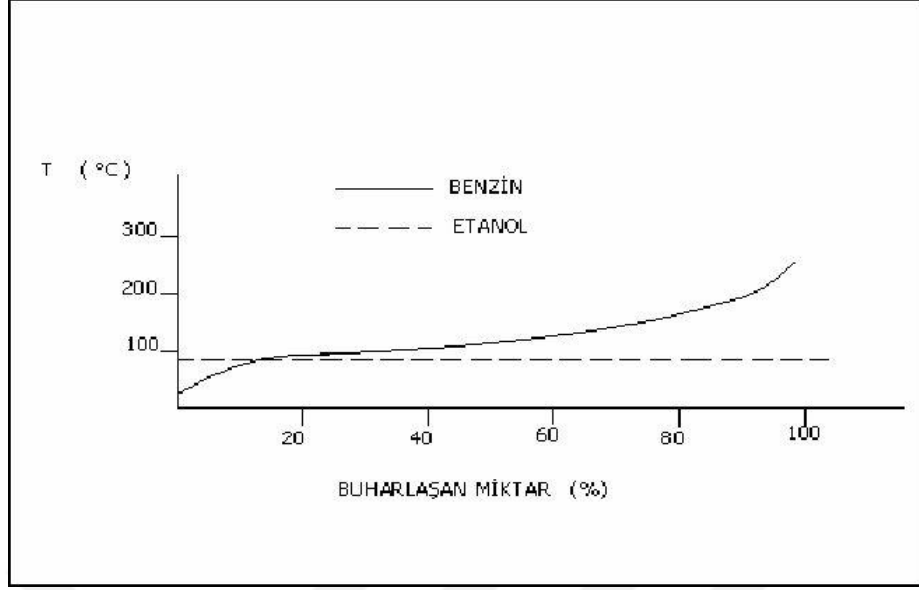
fazla buharın elde edilmesini ve havayla karışmasını gerekli kılmaktadır(Richard ve Bechtold 1997).



Şekil 2.10.Etanol, metanol ve benzinin tutuşma aralığı(Richard ve Bechtold 1997)

Kaynama Noktası

Yakıtlar, yanmak için buharlaşmak zorunda olup, bu işlemi yakıt sistemleri yapmaktadır. Buharlaşabilen yakıtlar, kaynama noktası üzerinde ısıtılmakla buharlaştırılır. Benzin ve motorin çok farklı hidrokarbonlardan oluştukları için kaynama sıcaklıkları sabit değildir. Buna karşılık, alkollerin tek bir kaynama noktaları vardır. Benzinin kaynama noktası yaklaşık 27 °C ile 225 °C arasında değişen farklı yapılara sahip hidrokarbon moleküllerinden gelmiş kompleks yapılı bir maddedir. Etanol ise tek bir sıcaklıkta kaynayan (78,3 °C) ve aynı yapıya sahip moleküllerden oluşmuş bir maddedir (Şekil 2.11). Bu nedenle alkoller, benzine göre daha komple buharlaşır ve temiz yanarlar. Dolayısıyla hava kirliliğinin azalmasında olumlu etki yaparlar(Tüzün 1999)(Kızıltan 1988).



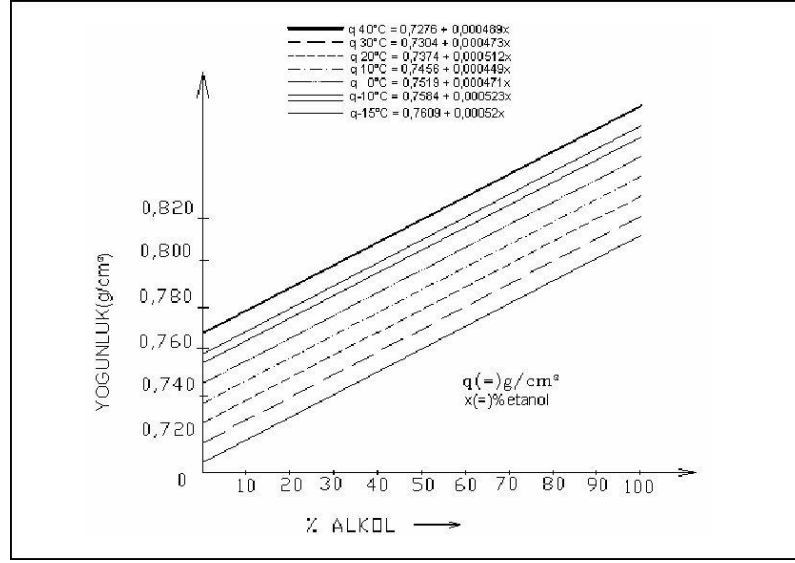
Şekil 2.11. Etanol ve benzinin kaynama eğrileri (Beba 1986)

Şekil 2.11’de etanolün ve tipik bir benzin örneğinin kaynama eğrileri gösterilmiştir. Görüldüğü gibi etanolün kaynama eğrisi düz yatay bir çizgi şeklindedir. Kaynama eğrilerindeki düzleşme gerçekten sadece etanol kullanan mevcut sistemler için önemli problem olacaktır. Çünkü özellikle soğuk ortamlarda motorların çalışabilmeleri için benzindeki düşük sıcaklıklarda kaynayan hafif kısımlara ihtiyaç vardır. Etanol oranı yüksek karışımların kullanılabilmesi için motorda gerekli değişikliklerin yapılması gerekmektedir(Beba 1986).

Yoğunluk

Alternatif motor yakıtı olarak kullanılacak bir yakıtta aranan özelliklerden biride birim ağırlık ve hacim başına yüksek enerji miktarına sahip olmasıdır. Bu nedenle yapılan bir çalışmada değişik etanol benzin karışımlarının sıcaklığa bağlı olarak yoğunluk değişimi görülmektedir(Beba 1986).

Sekil 2.12’de görüldüğü gibi %0 ile %100 arasında değişen etanol-benzin karışımlarında yoğunluk değerleri sıcaklık ile doğrusal değişimler göstermiştir. Yüksek alkol yüzdelerinde ve düşük sıcaklıklarda yoğunluk artmaktadır. Benzinin sıcaklığına göre yoğunluk değişimi az olmasına karşın etanolün ki çok fazla değişmektedir. Karışımda etanol oranı arttıkça yoğunluk değişimi de doğal olarak artmaktadır.



Şekil 2.12. Etanol-benzin karışımlarının sıcaklığa göre yoğunluk değişimi(Karaosmanoğlu 1990)

Bu nedenle örneğin % 20 alkol karışımı bir yakıt 10 °C altındaki bir ortamda kullanılacaksa yakıt besleme donanımında bazı değişiklikler gerekmektedir.

Faz Ayrışması

Etil alkolün su çekici özelliği vardır ve içinde muhakkak su bulunur. Alkol katkılı benzinler, alkollerin higroskopik özelliklerinden dolayı, pratik olarak (benzin-alkol-su) dan oluşan üçlü bir karışımdır. Bu karışımın motor yakıtı olarak değerlendirilmesindeki en önemli sorun; daima homojen olması gereken sistemde iki ayrı fazın oluşmasıdır. Bu karışımda üst faz benzin, alt faz ise alkol bakımından zengindir. Bu durumda ayrışma yapmış karışım, motora ulaştığında, alkol fazı tek başına motora geçtiğinde, motorda yakıt yetersizliği ve ani güç düşüşünün verdiği tekleme, sarsıntılar ve ilk hareket zorlukları oluşur. Alkollü benzinlerde faz ayrımı, alkol, su miktarı, sıcaklık ve benzinin bileşimine bağlıdır. Faz ayrışma sıcaklığını düşürmek amacıyla alkollü benzinlerde çeşitli katkı maddeleri katılmaktadır. İzopropanol, tersiyer bütanol, siklohegzanol, izobütanol ve n-bütanol, faz ayrışma sıcaklığını düşürebilecek etkin katkı maddeleridir(Koç 2006).

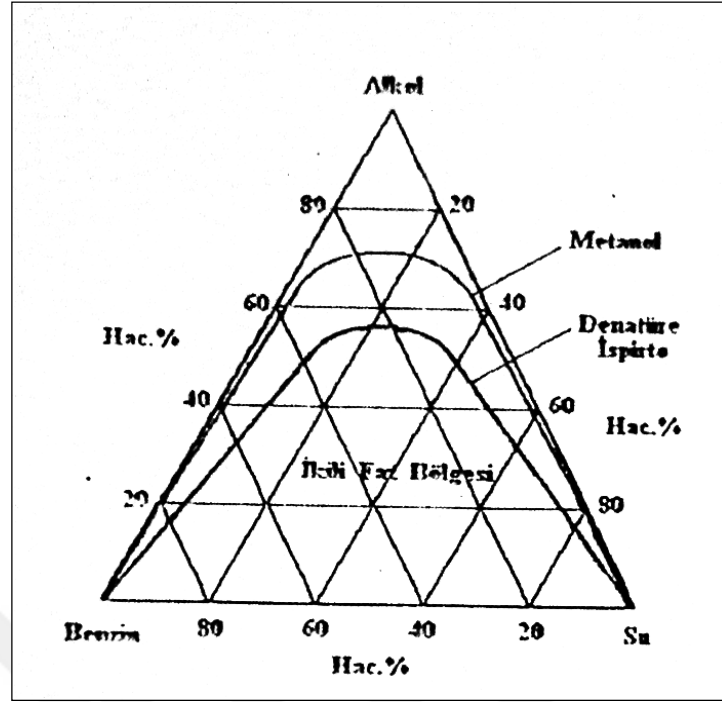
Faz ayrışmasına uğramış bir yakıtın alt seviyesindeki etanol-su karbüratöre ulaştığında stokiyometrik hava-yakıt oranı değişecek ve motor gücünün düşmesine neden olacaktır. Bu nedenle çeşitli şartlar altında ve mevcut araçlarda gerekebilecek değişiklikleri

saptamak için hangi şartlarda faz ayrışmasına uğrayacağını tespit edilmesi gerekmektedir. Böyle bir karışımın mevcut bir araçta sebep olacağı tahribat önemli derecede olabilir. Çizelge 2.3’de faz ayrışmasının meydana geldiği alkol yüzdeleri ve sıcaklıklar görülmektedir(Sümer 1999).

Çizelge 2.3. Etanol-Benzin karışımlarında faz ayrışması(Sümer 1999)

% Etanol	40 °C	30 °C	20 °C	10 °C	0 °C	-10 °C	-20 °C
0	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal
10	Normal	Normal	Normal	Faz	Faz	Faz	Faz
20	Normal	Normal	Normal	Faz	Faz	Faz	Faz
30	Normal	Normal	Normal	Normal	Faz	Faz	Faz
40	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal	Faz	Faz
50	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal	Faz
60	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal
80	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal
100	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal	Normal

Alkol- benzin karışımları, alkol, benzin ve su olmak üzere üç bileşenden meydana gelmektedir. Aşağıdaki Şekil 2.13’de alkol katkılı benzine ait bir faz diyagramı verilmiştir.



Şekil 2.13. Metanol-benzin-su ve denatüre ispiroto-benzin-su sistemlerinin faz diyagramı(Bayındır 1998)

Diyagramdan da görüldüğü gibi bileşenlerin miktarlarına bağlı olarak normal sıcaklıkla homojen bir fazın dayanıklı olduğu bölgeler açıkça seçilebilmektedir. Her iki eğrinin içinde kalan bölgede heterojen faz etkili iken, eğrilerin dış kısmındaki sistem normal sıcaklıkta homojendir. Bu özelliklere bağlı olarak alkol-benzin karışımları bünyesindeki su miktarı belli bir değeri geçince fazlar ayrışır(Bayındır 1998).

Korozif Etkisi

Etanolün yakıt olarak kullanılması halinde özellikle yakıt sistemi elemanları üzerinde aşındırıcı etkisi bulunmaktadır. Etanolün korozif etkisini incelemek amacıyla yapılan bir çalışmada dökme demir, çelik, pirinç, plastik ve alüminyum gibi maddeler üzerinde değişik hacimsel oranlardaki etanol-benzin karışımlarının etkileri gözlenmiş ve sonuçlar aşağıda verilmiştir(Çolak 2006):

1) En fazla korozyon dökme demirde olmuş, bunu çelik izlemiştir. Saf benzin ortamında az miktarda korozyona uğrayan dökme demir ve çelikte korozyon etanol-benzin karışımlarındaki etanolün hacimsel oranı arttıkça fazlaşmış, ancak %15 oranından sonra azalma göstermiştir.

- 2) Pirinçte değişme olmamıştır.
- 3) Plastik malzeme, karışımındaki etanol oranı arttıkça saydamlığını kaybetmiş, beyaz ve mat bir renk almıştır.
- 4) Bakırda da zamanla bir renk değişimi görülmüştür. Koyu mor renkler, daha sonra siyah lekeler halini almıştır. Etanol oranı arttıkça bu işlem çabuklaşmıştır.
- 5) Alüminyum yüzeyinde de koyu metalik renkli zerrecikler olmuştur. Etanol oranı arttıkça fazlalaşmış ve yüzey bozukluğu artmıştır.

Etanolün en önemli zaaflarından biride içerisinde bulunan suyun yakıt donanımı ve emme sistemi üzerindeki korozif etkisidir. Etanolün korozif özellikleri nedeniyle korozyonu önlemek için yakıt ve emme sistemi, koruyucu maddelerle kaplanmaktadır.

Emisyonlara Etkisi

Tam çevrimde bir litre %100 benzin yerine E10 yakıtı kullanıldığında eğer biyoetanol tahıldan üretilmişse sera etkisi yapan gaz emisyonu % 3-4, şayet biyoetanol selülozdan üretilmişse gaz emisyonu % 6-8 düşebilir. %100 benzin yerine E85 yakıtı kullanımı net emisyonları %75'e kadar düşürülebilir. Çizelge 2.4'de biyoetanol karışımına bağlı olarak emisyonların değişimi verilmiştir(Acaroğlu 2007).

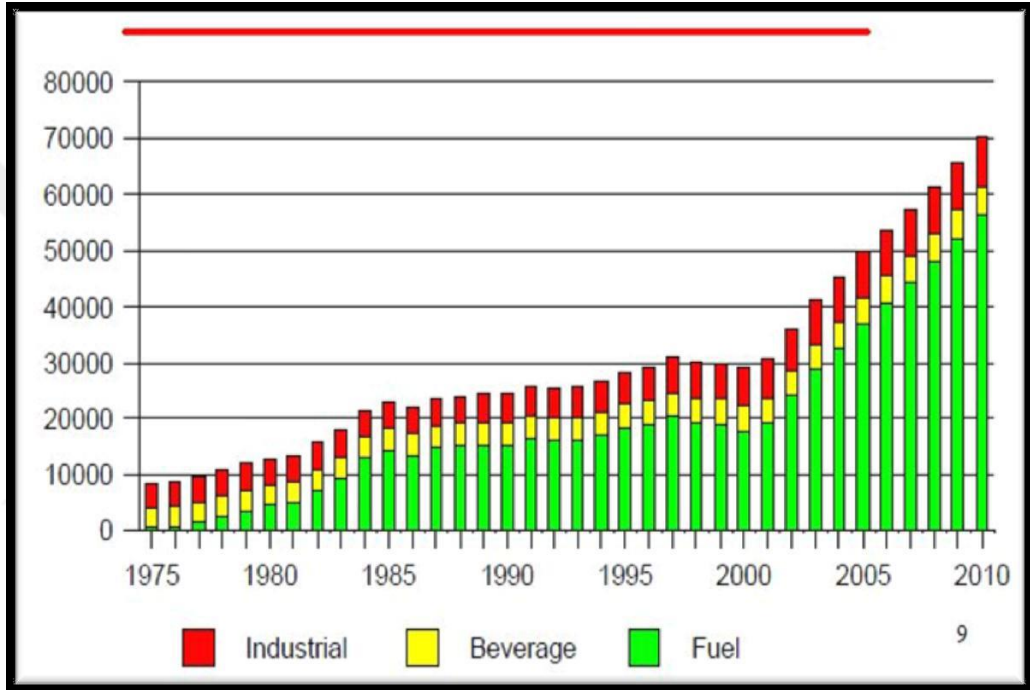
Azot oksitlerin insan sağlığı üzerindeki en olumsuz etkisi ciğerlerdeki nemle birleşerek, nitrik asit oluşumuna neden olabilmeleridir. Ayrıca atmosferdeki su ile birleşen azot oksitler nitrik asit oluşturarak, bitki örtüsüne zarar veren asit yağmurlarına neden olurlar. Emisyondaki Azot Oksit miktarındaki azalma asit yağmurlarının azalmasına neden olur(Topgöl 2006).

Çizelge 2.4. Biyoetanol karışımına bağlı olarak emisyon değişimleri(Acaroğlu 2007)

Emisyon	Biyoetanol Karışım Oranı		
	% 2	% 5	% 10
Karbon Monoksit (CO)	5 %azalma	10 %azalma	25-30 %azalma
Karbon Dioksit (CO ₂)	2 %azalma	5 %azalma	10 %azalma
Hidro Karbon (HC)	5 %azalma	10 %azalma	25-30 %azalma
Azot Oksit (NO _x)		3 %azalma	5 %azalma
Egzoz	2 %azalma	4 %azalma	7 %azalma
Sülfür Dioksit (SO ₂)ve partikül	Azalma	Azalma	Azalma

2.1.3. Dünya’da Etanol Üretimi Ve Kullanımı

Dünyada üretilen etanolün, endüstriyel uygulamalarda (kozmetik, boya, mürekkep), içki sanayinde ve yakıt olarak kullanımı mümkündür. Şekil 2.14’de 2010 yılında dünya etanol tüketiminin sektörlere göre dağılımı yer almaktadır. Şekilden de görüldüğü gibi dünyada üretilen etanolün yaklaşık %80’i yakıt alkolü olarak kullanılmaktadır(Berg ve Licht 2010).

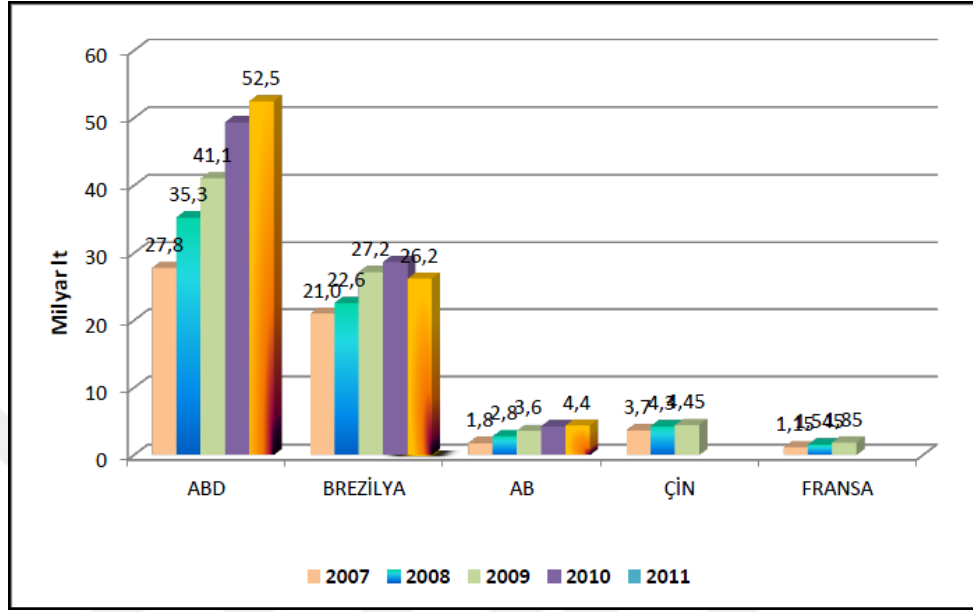


Şekil 2.14.Dünya etanol tüketiminin sektörlere göre dağılımı(Berg ve Licht 2010)

Günümüzün en popüler sıvı biyoyakıtlarından olan biyoetanol benzinle harmanlama oranına göre E2 (%2 biyoetanol+%98 benzin), E5, E10, E85 olarak adlandırılabilir.

Dünyada en çok üretilen sıvı biyoyakıt biyoetanoldür. Üretilen her 6 birim sıvı biyoyakıttan 5 birimi biyoetanoldür. 52 ülkede destek gören biyoetanol en fazla ABD ve Brezilya’da üretilmekte ve tüketilmektedir. .2011 yılında dünyada 100 milyar TL’nin üzerinde biyoetanol, üretilmiştir(Anonim 2012).

Dünyada üretilen biyoetanolün ülkelere ve yıllara göre dağılımı Şekil 2.15’de, kullanım zorunlulukları ve yaygın kullanımlarıyla ilgili bilgiler Çizelge 2.5’de verilmiştir(Anonim 2012)



Şekil 2.15. Ülkeler ve yıllar bazında dünya biyoetanol üretimi(Anonim 2012)

AB yakıtta %98 oranında petrole bağımlı olan bir ulaşım sistemine sahiptir. İthal edilen petrolün önemli bir kısmını oluşturan %80’lik dilim Rusya, Suudi Arabistan, Libya, İran ve Norveç’ten gelmektedir. Hem politik ve hem de ekonomik açıdan bu durum Avrupa için istenmeyen bir durumdur. Diğer yandan AB’nde iklim değişikliğine neden olan sera gazları emisyonlarının %20’den fazla kısmının sorumlusu ulaşım sektörüdür. AB ülkelerinde biyoyakıtları daha çok kullanmak atmosfere verilen zararı kontrol altına almanın yanı sıra yakıt kaynaklarının çeşitlendirilmesi olarak da değerlendirilmektedir(Anonim 2012).

Avrupa Birliğine üye ülkelerde biyoyakıtların çevreye zarar vermeden üretilmesi ve ithal edilmesini sağlayacak olan “Sürdürülebilirlik Kriter Paketi” 10 Haziran 2010 tarihinde Komisyon tarafından kabul edilmiştir(Anonim 2012).

Sürdürülebilirlik Kriter Paketine göre, fosil yakıtlara nazaran % 35 sera gazı tasarrufu sağlayan biyoyakıtlar sertifikalandırılmaktadır. Bu değer 2017 yılında % 50, 2018 yılında %60 olarak uygulanacaktır. Bununla birlikte gıda güvenliğinin ve biyoçeşitliliğin korunması için enerji bitkilerinin yetiştirildiği alanların da kontrol

altında tutulması ve sertifikalandırılması sağlanacaktır. Biyoçeşitliliği yüksek olan alanlarda yetiştirilen ürünlerden elde edilen biyoyakıtlar, biyoyakıt sınıfında değerlendirilmemektedir.

Biyoeanol üretiminde son yıllarda söz sahibi olmaya başlayan AB'de üretim şeker pancarı ve tahıllardan yapılmaktadır(Anonim 2012).

Çizelge 2.5. Biyoeanol kullanım zorunlulukları ve yaygın kullanımlar(Anonim 2012)

Ülke	Kullanım Zorunluluk	AMERİKA BİRLEŞİK DEVLETLERİ	E10-E85	AB ÜLKELERİ	
ARJANTİN	E5 ZORUNLU	FLORİDA	E15 ZORUNLU	AVUSTURYA	E10
AVUSTRALYA	E10	HAVAYI	E15 ZORUNLU	DANİMARKA	E5
BREZİLYA	E20-E25 ZRNL	IOVA	E15 ZORUNLU	FİNLANDİYA	E5-E10 ZRN
BREZİLYA	E85	KANSAS	E15 ZORUNLU	FRANSA	E5-E10
KANADA	E5 ZORUNLU	LUISIANA	E15 ZORUNLU	ALMANYA	E5-E10
ÇİN	E10(9 BÖLGD)	MINNESOTA	E15 ZORUNLU	İRLANDA	E4 ZORUNLU
KOLOMBİYA	E10 ZORUNLU	MISSURI	E15 ZORUNLU	ROMANYA	E4 ZORUNLU
KOSTARİKA	E7 ZORUNLU	MONTANA	E15 ZORUNLU	İSVEÇ	E5 ZORUNLU
HİNDİSTAN	E5 ZORUNLU	OREGON	E15 ZORUNLU	İSVEÇ	E85-E95
JAMEYKA	E10 ZORUNLU	WASINGTON	E15 ZORUNLU		
YENİ ZELANDA	E10				
PAKİSTAN	E10				
PARAGUAY	E18-E24 ZORNLU				
PERU	E8 ZORUNLU				
FİLİPİNLER	E10 ZORUNLU				

Amerika'da en çok üretilen ve tüketilen biyoyakıt biyoeanoldür. 2011 yılında 29 eyalette faaliyet gösteren 209 tesiste 52,54 milyar lt biyoeanol üretilmiş olmasına rağmen ülke genelinde üretim kapasitesi 56,3 milyar lt olarak kaydedilmiştir. Nisan 2012 itibarı ile ülkede 2.931 adet E85 yakıt istasyonu bulunmaktadır(Anonim 2012).

ABD'de 2012 yılı başı itibarı ile galon başına uygulanan destekler kalkmış ve zorunluluklar başlamıştır. Pek çok eyalette (Florida, Havayi, Iova, Kansas, Luisiana, Minnesota, Missouri, Montana, Oregon, Wasington) benzine %10 biyoeanol katma zorunluluğu 2012 yılının 2. yarısından itibaren %15 olarak uygulanmaktadır. Hatta bazı eyaletlerde bu değerin %20'ye çıkartılması gündemdedir. Bu kararlarda EPA (ABD Çevre Koruma Ajansı) çok etkin rol oynamaktadır(Anonim 2012).

ABD'de ileri kuşak biyoyakıtları daha fazla kullanımı konusunda çalışmalar yoğun olarak sürmektedir. 2020'de selülozik etanol üretim değerinin, etanol üretiminin 1/3'ü olması hedeflenmektedir(Anonim 2012).

Biyoeanol sektöründeki en büyük aktör ABD olmakla birlikte, Brezilya 1930'lu yıllardan bu yana şeker kamışından ürettiği biyoeanolü otomobil yakıtı olarak kullanmaktadır. Brezilya'da üretilen biyoeanolün yaklaşık 1/3'ü ABD, Japonya ve AB ülkelerine ihraç edilmektedir. Brezilya'da yaklaşık 35 bin E85 yakıt istasyonu bulunmaktadır. Brezilyadaki araçların yarısından fazlası E85 kullanımına uygun fleksi araçlardır. Brezilya'da biyoeanolün en az %25 oranında benzinle harmanlanarak kullanılması zorunludur(Anonim 2012).

Asya-Pasifik ülkelerinde oldukça yaygın etanol programları uygulanmaktadır. Hindistan'da etanol üretimi şeker kamışından yapılmaktadır. 2001 yılından beri % 5 etanol kullanılan Hindistan'da 2008 Kasım ayından beri % 10 biyoeanol kullanım zorunluluğu uygulanmaktadır. Ülkede 2011 yılında 2,4 milyar lt etanol üretilmiştir. Hükümet 2017 yılında %20 biyoeanol kullanım zorunluluğunun getirileceğini açıklamıştır(Anonim 2012).

2.1.4. Türkiye'de Etanol Üretimi Ve Kullanımı

Ülkemizde 2000'li yılların başında başlayan biyoeanol akımı, yapılanma ile günümüze kadar gelse de bugüne kadar kullanım zorunluluğu olmaması nedeniyle sektörde bir canlılık sağlanamamıştır(Ar 2012).

Ülkemizde, biyoeanol sektöründe mevcut durumda 3 üretim tesisi bulunmaktadır. Bununla birlikte Eskişehir Şeker Fabrikası Alkol Üretim Tesisinde yakıt alkolü üretimine dönük yatırım yapılmıştır. Yasal düzenlemeleri Tütün ve Alkol Piyasası Düzenleme Kurumu tarafından yapılmaktadır. Türkiye' de kurulu biyoeanol üretim kapasitesi 149,5 milyon litredir. Bunun %56'lık kısmı, 84 milyon litre ile bir çiftçi kuruluşu olan Pankobirlik çatısı altında yer alan Konya Şeker Tic. ve San. A.Ş.'ye aittir. Hammadde olarak şeker pancarı ve şeker prosesinin artığı olan melas kullanılmaktadır. Diğer 2 tesis Bursa (Kemalpaşa) ve Adana'da kurulu olup mısır ve buğdaydan üretim yapılmaktadır. Ülkemizin biyoeanol kurulu kapasitesi benzin tüketimimizin yaklaşık %7'sini karşılar durumdadır. Ancak pazarda yer alan biyoeanol benzin tüketimimizin %1'inin çok altındadır(Ar 2012).

Bununla birlikte 27.09.2011 tarihli Resmi Gazetede yayımlanarak yürürlüğe giren EPDK kararına göre piyasaya akaryakıt olarak arz edilen benzin türlerine, 1 Ocak 2013

tarihinden itibaren yüzde 2, 1 Ocak 2014 tarihi itibariyle de en az yüzde 3 oranında yerli tarım ürünlerinden üretilmiş yakıt etanolü (biyoetanol) ilave edilmesi zorunluluğu getirilmiştir. Ülkemizde biyoetanolda yerli hammadde ile üretilen biyoetanolün %2'lik kısmı ÖTV'den muaftır(Ar 2012).

Bu düzenlemeye göre Türkiye'de tüketilecek benzine harmanlanacak biyoetanol miktarı yaklaşık 54 milyon lt olacaktır. Ülkemizde kurulu biyoetanol kapasite portföyü dikkate alındığında; 54 milyon lt biyoetanolün:

- 34 milyon lt'si şeker pancarından
- 10 milyon lt'si mısırdan
- 10 milyon lt'si buğdaydan

elde edileceği düşünülebilir(Ar 2012).

2.2 Kaynak Araştırması

Gülde (1981) tarafından yapılan çalışmada saf etanol, etanol-su karışımları ve etanol benzin karışımları yakıt olarak kullanılmıştır. Benzine saf etanol eklenmesinin oktan sayısını arttırdığı ileri sürülmüştür. Benzine %25'e kadar eklenen etanolün motor ısısı veriminde önemli bir farklılık göstermediği, saf etanolle yaptığı çalışmada ise motor veriminde benzine göre yaklaşık %3-4 artış gösterdiğini belirtmiştir. Ayrıca etanol-su karışımlarının motor verimini düşürdüğü görülmüştür. Ancak etanol içindeki suyun oktan sayısını arttırdığı ileri sürülmüştür.

Soruşbay (1996) 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.

Abdel-Rahman ve Osman (1997) çalışmalarında, buji ateşlemeli bir motorda farklı oranlardaki benzin-etanol yakıt karışımlarının, sıkıştırma oranının değişiminin motor performansına etkilerini araştırmışlardır. Deneylerde, benzine hacimsel olarak %10, 20, 30, 40 oranlarda etanolün katılması ve sıkıştırma oranlarını da 8, 10, 12, 13 olarak

gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışmalar sonucunda, optimum sıkıştırma oranları sırasıyla E10 için 8, E20 için 10, E30 ve üzerindeki karışımlar için 12 olarak bulunmuştur. Ayrıca yakıt karışımına etanol ilavesi ile motor gücünün iyileştirilebilir olduğunu ve en iyi iyileşmenin de etanolün %10, benzinin %90 olduğu yakıt karışımında ortaya çıktığını tespit etmişlerdir. Bununla birlikte yakıt karışımına etanol ilavesinin oktan sayısını artırdığını fakat etanolün buharlaşma ısısının benzine göre daha yüksek olmasından dolayı etanol ilavesinin karışımın ısıl değerinin düşürdüğünden dolayı motor performansını azalttığını ileri sürmüşlerdir.

Sümer (1999) yaptığı çalışmada, dört zamanlı tek silindirli bir benzin motorunda alternatif yakıtlardan olan etanol ve değişik etanol-benzin karışımlarının kullanılabilirliği, motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkileri deneysel olarak incelemiştir. Deneylerde saf etanollü çalışma ile elde edilen motor gücü, benzin ile elde edilen motor gücünden düşük çıkarken, etanol-benzin karışımlarında benzin miktarı arttıkça performans değerlerinin arttığı görülmüştür. Karışımdaki etanol miktarı arttıkça CO emisyonları düşmüştür. En düşük CO emisyonu saf etanollü çalışmada elde edilmiştir. HC emisyonları ise etanol miktarı arttıkça yükselmiş ve saf etanollü çalışmada en yüksek seviyeye çıktığı görülmüştür. Deney sonuçlarına bakıldığında, karbüratör yapısında yapılacak basit değişiklikler ile bu ikili yakıt sisteminin kullanılabilmesini göstermiştir.

Verhelst (2000) Bir SI motorunun termodinamik çevrimindeki yanma parçasının simülasyonu için yarı boyutlu model seçmiştir. Bu model yanma odasındaki: yanmış gazlar içeren bir bölge ve yanmamış karışıma sahip bir bölge olarak iki bölgeyi inceler. Yanma işleminin iki aşamada gerçekleştiği varsayılır: Önce yanmamış karışım alev önüne sürükleniyor, İkinci aşamada, yanmamış karışım yakılır. Yanma hızı iki diferansiyel denklemden hesaplanmıştır. Bunların, yanma odasındaki türbülansın özelliklerini ve yakıtın laminar alev hızı olduğunu öne sürmüşlerdir. Bu denklemler termodinamiğin birinci yasasından türetilmiştir. Bir dizi denklem, verilen basınç ve sıcaklıkta kimyasal denge varsayarak silindir gazlarının bileşimini belirlediğini ortaya koymuşlardır.

Johan ve ark. (2001) motor silindiri içinde yanma olmaksızın zamana bağlı akışın sonlu elemanlar yöntemiyle çözümünü yapmıştır. Emme, sıkıştırma ve egzoz zamanlarında

çalışmışlardır. İlk olarak ağ yapısı belirlenmiş ve ağ hareketli sınır şartları verilmiştir. İkinci aşamada ise, türbülans hesapları da yapılarak akış karakteristikleri belirlenmiştir. Sonuç olarak modelin silindir içi hız dağılımları verilmiştir.

Wu ve Perng (2002) büyük girdap simülasyonu modelini kullanarak otomobil motorlarında sıkıştırma ve egzoz zamanında ısı transferi ve türbülans alanlarını araştırmışlardır. Sayısal çalışmalarında standart k-ε modelini ve tekil denklemlerin çözümü için Cholesky gradient yöntemini kullanmışlardır. Birisi düz diğeri çanaklı farklı iki piston tipi için farklı krank açılarında yerel ısı akısı ve girdap hızını hesaplayarak elde edilen sonuçları deneysel çalışmalarla karşılaştırmışlardır.

Colucci ve ark. (2002) yaptığı çalışmada FLUENT programında içten yanmalı motor modellemesinde gelinen aşamayı tanıtmak için bir çalışma yapmışlardır. Yapılan çalışmada programda güncellenen hareketli ağ yapısı stratejisi, sprey ve yanma modeli çözücüsü kapasitesi tartışılmış ve gelecekte ne gibi gelişmelerin olacağını yol haritası çizmişlerdir.

Hsieh ve ark. (2002) yapmış oldukları çalışmada, etanol-benzin karışımlarının buji ile ateşlemeli bir motorda motor performansı ve emisyonlara etkisini incelemişlerdir. Bu çalışmada New Sentra GA16DE marka 1600 cm³ çok nokta enjeksiyonlu, üstten çift kamlı, 9,5:1 sıkıştırma oranına sahip motor kullanılmıştır. Deneyler sonucunda karışımdaki etanol miktarının artırılmasıyla birlikte yakıt karışımının oktan sayısı arttığı bunula birlikte karışımın ısıl değerinin düştüğünü göstermiştir. Etanol-benzin karışımı kullanıldığında motor tork çıkışı ve yakıt tüketiminin bir miktar arttığı, karışımdaki etanol miktarının artması ile birlikte CO ve HC emisyonlarının ciddi şekilde düştüğü ortaya çıkmıştır. Ayrıca yanmadaki iyileşme sonucu CO₂ emisyonunun arttığı ve NO_x emisyonlarına bakıldığında ise etanol miktarından daha çok motorun çalışma koşullarına bağlı olduğu ileri sürülmüştür.

Al-Hasan (2003) yaptığı çalışmada buji ile ateşlemeli motorlarda kurşunsuz benzin-etanol karışımları kullanımının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi araştırmıştır. Deneylerde 4 zamanlı, 4 silindirli, 9:1 sıkıştırma oranına sahip, buji ile ateşlemeli, Toyota Tercel-3A marka motor kullanılmıştır. Deneyler farklı yüzdelerde kurşunsuz benzin-etanol karışımı kullanılmış, 3/4 gaz keleşği açıklığında ve 1000 ile

4000 d/dk arasında değişik motor devirlerinde yapılmıştır. H/Y oranı, yakıt tüketimi, volumetrik verim, termik verim, güç, motor torku ve özgül yakıt tüketimi gibi performans testleri ile CO, CO₂ ve yanmamış HC yönünden egzoz emisyonları incelenmiştir. Araştırmanın sonucunda kurşunsuz benzin-etanol ile karıştırıldığında efektif güç, tork, volumetrik verim ve termik verimin arttığı, yakıt tüketimi ile özgül yakıt tüketimi ve H/Y oranının azaldığı görülmüştür. Egzozdaki HC ve CO emisyonları azalırken, CO₂ konsantrasyonu artmıştır. Tüm motor hızlarında ölçülen tüm parametrelerde en iyi sonuç %20 etanol karışımı yakıttan elde edilmiştir.

He ve ark.(2003) yaptıkları çalışmada elektronik yakıt enjeksiyon sistemine sahip, buji ile ateşlemeli motorda etanol karışımı benzin yakıtlarının emisyonlara ve katalitik konvertör verimine etkisini incelemişlerdir. Egzoz gazları, katalitik konvertörün giriş ve çıkışından ölçülmüştür. Deneylerde kurşunsuz benzin (E0) ve hacimsel olarak %10 ve %30 etanol içeren benzin-etanol karışımları kullanılmıştır. Hacimsel olarak %30 etanol içeren yakıt her durumda motor çıkışındaki toplam HC, CO ve NO_x emisyonlarını düşürmüştür fakat yanmamış etanol ve asetaldehit emisyonları artmıştır. Motorun rölanti çalışmasında E10 yakıtı, CO, HC ve NO_x emisyonlarının azalmasında daha az etkili olurken, E30 yakıtı, büyük ölçüde CO, HC, NO_x emisyonlarını azaltmıştır. Ayrıca katalizör sonrası ölçülen egzoz emisyonlarının motor çıkış emisyonu, katalizör dönüşüm verimi, karışımdaki etanol oranı ve hava-yakıt oranıyla yakından ilgili olduğunu, etanol karışımı yakıtların efektif enerji tüketimini düşürdüğünü belirtmişlerdir.

Murad ve ark. (2004) çeşitli türbülans modellerinin uygunluğunu akışı simule ederek karşılaştırmışlardır. Ticari yazılımlar olan FLUENT ve SWIFT kullanılarak bu çalışmayı tamamlamışlardır. FLUENT için basitleştirilmiş taşıt modeli yatay sütun geometrisi olarak GAMBIT ve SWIFT kullanılarak modellenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar mekaniği simülasyonunu FLUENT altında kararlı hal durumunda çeşitli türbülans modelleri (k, k-Realize, k-RNG, k ve Spalart Allamaras) kullanılarak yapmışlardır.

Payri ve ark. (2004) ise farklı üç boyutlu piston geometrileri oluşturarak akış karakteristiğini hesaplamalı akışkanlar dinamiğini FLUENT programı kullanarak karşılaştırmışlardır. Yapılan analiz emme ve sıkıştırma stroklarını kapsayacak şekilde

gerçek çalışma şartlarında, toplu ortalama hız ve türbülans akış alanını elde ederek sonuçlanmıştır.

Bedford ve ark. (2004) kıvılcım ateşlemeli benzinli motor ve direk enjeksiyonlu dizel motoru hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile FLUENT yazılımı kullanarak yapılan analizleri deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Kıvılcım ateşlemeli motorun bileşenlerinin termal stres analizini deney sonuçlarının doğruluğunun güvenilirliği arttırmak için yapmışlar, dizel motor için ise yanma gecikmesi modelinin doğruluğunu onaylamak için FLUENT programında analizi gerçekleştirmişlerdir.

Wu ve ark. (2004) tarafından yapılan çalışmada etanol-benzin karışımli yakıtlar, geleneksel bir motorda çeşitli hava-yakıt oranlarında, motor performans ve emisyon değerleri için test edilmiştir. Yakıt enjeksiyonu miktarı, bir CONSULT kontrol cihazı kullanan bir açık döngü kontrol sistemi tarafından manuel olarak ayarlanmıştır. Deneyslerini iki farklı devirde (3000 ve 4000 d/dk) ve gaz keleşinin altı farklı açıklık konumunda (%0,%20,%40,%60,%80 ve %100) yapmışlardır. Yakıt olarak ise E0, E5, E10, E20 ve E30 kullanmışlardır. Gaz açıklığını ve püskürtme miktarını değiştirmeksizin etanol içeriğinin artması verimsizliği artırabileceği belirlenmiştir. Motor performans deney sonuçlarına göre etanol-benzin karışımı yakıt kullanıldığında emme supabının az açıldığında tork eğrisinin hafifçe arttığı görülmektedir. Yakıttaki etanol miktarının artması, aynı zamanda oksijen oranını artırdığı için, HC ve CO emisyon değerlerini düşürdüğünü göstermişlerdir. Hava yakıt oranın birden biraz büyük olduğu durumda en düşük CO ve HC miktarları ve en büyük CO₂ miktarları ortaya çıkmıştır. Etanol ile karıştırılan yakıtta bakıldığında, beygir gücü başına CO₂ emisyonu, benzininkine benzer veya daha az çıkmıştır. E10 yakıtı kirletici emisyonlar bakımından ise en iyi sonuçları verdiği sonucuna ulaşmışlardır.

Sekmen ve ark. (2004) 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.

Yüksel ve Yüksel (2004) karbüratörlü yakıt sistemine sahip, buji ile ateşlemeli bir motorda yakıt olarak etanol-benzin karışımı kullanılmasının performans ve emisyonlar üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Deneyler Opel Record L marka, 4 silindirli, 8:1 sıkıştırma oranına sahip, su soğutmalı buji ile ateşlemeli bir motorda yapılmıştır. Benzin-alkol karışımlarının motor yakıt olarak başarılı bir şekilde uygulanmasında karşılaşılan en büyük sorunlardan biri, kararlı homojen bir sıvı fazın gerçekleşmesidir. Bu nedenle motorun etanol-benzin karışımı ile çalışabilir hale gelebilmesi için karbüratör yeniden dizayn edilmiştir. Bu yeni karbüratörün kullanılmasıyla sadece faz sorunu çözülmemiş aynı zamanda toplam yakıttaki alkol oranı da artmıştır. %60 etanol ve % 40 benzin karışımı kullanılarak performans, yakıt tüketimi ve egzoz emisyonları testi yapılmıştır. Bu çalışma sonucunda karbüratörde basit modifikasyonlar yapılarak yeni bir çift yakıt sisteminin çalışabileceği ve bu modifikasyonların karbüratör sisteminde komplikasyonlara neden olmayacağı görülmüştür. Bununla birlikte motor devri arttıkça, etanol-benzin karışımındaki etanol miktarı da artmaktadır. Çalışmanın sonucunda etanol-benzin karışımı kullanıldığında özgül yakıt tüketiminin arttığı, motor torku ve efektif gücün azaldığı görülmüştür. Egzoz emisyonlarında ise yanma performansının artmasından dolayı önemli iyileşmeler görülmüştür. Etanol-benzin karışımı kullanıldığında CO ve HC emisyonlarında yaklaşık olarak sırayla %80 ve %50 azalma görülmüştür. CO₂ emisyonu ise motor koşullarına bağlı olarak %20 artmıştır.

Bayraktar (2005) tarafından yapılan çalışmada benzine etanol ilavesinin buji ile ateşlemeli motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisi deneysel ve teorik olarak araştırılmıştır. Teorik çalışmada, bir sanki boyutlu buji ile ateşlemeli motor çevrim modeli ile önce benzin yakıtı buji ile ateşlemeli motorda kullanılmıştır daha sonra buji ile ateşlemeli motor benzin-etanol karışımı çalışacak şekilde uyarlanmıştır. Deneylerde karışım hacimsel olarak % 1,5, 3, 4,5, 6, 7,5, 9, 10,5 ve 12 etanol içermektedir. Sayısal uygulamada ise hacimsel olarak %21 etanol oranı kullanılmıştır. Her bir karışım değeri için motor çalışması 1500 d/dk, sıkıştırma oranı 7,75 ve 8,25 tam gaz kelebek açıklığına ayarlanmıştır. Her iki teorik ve deneysel çalışma sonuçları grafik olarak karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlar, çeşitli karışımlar arasında,% 7.5 etanol

karışımının motor performansı ve CO emisyonları açısından en uygun karışım olduğunu göstermiştir. Bununla birlikte, teorik karşılaştırmalar ise % 16.5 etanol içeren karışımın buji ateşlemeli motorlar için en uygun karışım olduğunu göstermiştir.

Akar (2005) hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodu olarak FLUENT kullanarak bir yanma odasında akış karakteristiklerini incelemiştir. Tek supaplı ve düz yanma odalı bir motorda supap açıklığının ve silindir uzunluğunun akış karakteristikleri üzerine etkili olduğunu belirlemişlerdir. Elde edilen sonuç daha önce yapılmış deneysel çalışmalarla karşılaştırarak doğrulanmıştır. Araştırmada, çözümler hız büyüklükleri olarak iki ve üç boyutlu hallerde sunulmuştur.

Ceviz ve Yüksel (2005) yaptıkları çalışmada etanol-kurşunsuz benzin karışımı kullanımının buji ile ateşlemeli motorlardaki çevrimsel değişkenlik ve emisyon değerleri üzerine etkisini araştırmıştır. Etanolün benzine hacimsel olarak % 5, % 10, %15, %20 oranında karışımları incelemişlerdir. Deney için dört silindirli, buji ateşlemeli, sıkıştırma oranı 9.2:1 olan bir Fiat motoru kullanmışlardır. Çalışma sonuçlarına göre, etanol-kurşunsuz benzin karışımlarının yakıt olarak kullanımında, ortalama efektif basıncın değişim katsayısı ile CO ve HC emisyonlarının konsantrasyonlarındaki azalma, hacimsel olarak etanolün %(0-10) yakıt aralığı karışımlarına kadar olmakta iken CO₂ konsantrasyonu ise artmış olduğunu gözlemlemişlerdir. Öte yandan bu yakıt karışım seviyesinden sonra aynı parametreler üzerine ters etki ettiği görülmüştür. En iyi sonuçlar ise hacimce %10 etanol karışımında elde edilmiştir.

Topgül (2006) yaptığı çalışmada kurşunsuz benzin (E0) ve kurşunsuz benzin-etanol karışımlarının(E10, E20, E40 ve E60) motor performansına, egzoz emisyonlarına, ısı kayıplarına ve silindir basınçlarına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler dört zamanlı, tek silindirli, değişken sıkıştırma oranlı, buji ile ateşlemeli ve enjeksiyonlu Hydra marka motorda gerçekleştirilmiştir. Deneyler, farklı motor devri ve yüklerinde sıkıştırma oranı ateşleme zamanı, HFK ve giriş hava sıcaklığı değiştirilerek yapılmıştır. Düşük sıkıştırma oranlarında en yüksek motor momentini veren ateşleme zamanı, yakıtlar arasında önemli bir farklılık göstermemiştir. Özellikle yüksek sıkıştırma oranlarında ve düşük motor devirlerinde motor performansı karışımdaki etanol miktarına bağlı olarak artmıştır. En yüksek motor momentini veren ateşleme zamanında

hava/yakıt oranı ve giriş hava sıcaklığının motor performansı ve egzoz emisyonlarının değişimine etkileri tüm yakıtlarda benzerdir. Isı kayıpları, etanol-benzin karışımları kullanıldığında kurşunsuz benzinle karşılaştırıldığında azalmıştır. Kullanılan yakıtlar arasında en iyi vuruş dayanımına sahip olan E60 yakıtında daha yüksek silindir basıncı elde edilmiştir. Motor performansının tahmininde ise yapay sinir ağı kullanılmıştır.

Crookes (2006) 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 gözlemlenmiş ancak yanmamış HC oranında yükselme gözlemlenmiştir. Tohum yağının ise büyük dezavantajı olan yüksek yakıt tüketimi dışında dizel yakıtı ile benzer performansı sergilediğini görmüştür.

Maher (2006) Hidrokarbon, hidrojen ve etanol ile tek yakıt olarak veya karışım olarak ateşlenen buji ile ateşlemeli bir motorun dört zamanlı döngüsünü taklit etmek için bir matematiksel ve simülasyon modeli geliştirmiştir. Bu simülasyon modelinden yazılmış program, alternatif yakıtlar için bir kıvılcım ateşleme motorunun tasarımında yardımcı olmanın yanı sıra ön ateşleme, çarpma, kirletici emisyonlar, katalitik cihazlar, egzoz gazı yeniden dolaşım vanaları gibi birçok problemini ve yakıtın ve hava karışımının yanlış ateşleme ve dağılımının etkileri incelemek için kullanılabilir. Bu çalışmadan elde edilen ana sonuçlar; Hidrojen, modern kıvılcım ateşlemeli motorlarda büyük değişiklikler olmaksızın yardımcı bir yakıt olarak kullanılabilir ve mevcut yağın önemli bir bölümünü kurtarabilir ve çevremizi zehirli kirleticilerden kurtarabilir. Etanol büyük değişiklikler olmaksızın modern kıvılcım ateşlemeli motorlarda benzinin % 30'una kadar tamamlayıcı bir yakıt olarak kullanılabilir ve çıkış gücünü geliştirir ve bir hidrojen takviyeli yakıt motorunun NO_x emisyonlarını azaltır. Eklenen hidrojen, özellikle yanma sürecinde yanma sürecini iyileştirir, ateşleme gecikmesini azaltır, alev ön yayılımını hızlandırır, yanma süresini azaltır ve kıvılcım zamanlamasını geciktirir. Etanolün karışım olarak eklenmesi CO ve NO_x emisyonlarını ve zirve sıcaklığını düşürür. CO konsantrasyonu düşürülür ve NO_x konsantrasyonu hidrojen karışımı

nedeniyle artar. Motor gücü,% 2'lik bir hidrojen yakıt kütlesi oranı ve % 30'luk etanol-yakıt oranı olana kadar artırılır. Etanol karışımı spesifik yakıt tüketimini arttırırken, hidrojenin karışımı spesifik yakıt tüketimini düşürür. Benzinli yakıta etanol ilavesi, harmanlanmış yakıtların Reid buhar basıncını başlangıçta % 10'luk etanol ilavesinde maksimuma arttırır ve daha sonra, etanol benzinli yakıtlar için buharlaşmalı emisyonlarda bir artış olmaktadır. Benzinli yakıta etanol ilavesi, karışım yakıtların oktan sayısını artırır.

İmrağ (2006) çalışmasında, buji ateşlemeli bir motorda yakıt olarak hacimce %5-10 ve 20 etanol içeren benzin-etanol karışımlarını kullanmış, motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkilerini incelemiştir. Motor gücü ve motor momentinde, özellikle %10 etanol içeren karışımdan elde edilen değerlerde bir artış olduğunu söylemiştir. Özgül yakıt tüketiminin genelde daha yüksek olduğunu belirtmiştir. Karışımdaki etanol miktarının artmasıyla CO ve HC emisyonlarında önemli bir azalma olduğunu belirtmiştir.

Yücesu ve ark. (2006) etanol-benzin karışımlarının farklı sıkıştırma oranlarında motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkisini araştırmıştır. Yapılan çalışmada tek silindirli, 4 zamanlı, değişken sıkıştırma oranlı, buji ile ateşlemeli Hydra marka motor kullanılmıştır. Deneyleri 2000, 3500, 5000 d/dk devirlerinde, etanol ilavesi hacimsel olarak E0, E10, E20, E40 ve E60 ve sıkıştırma oranları ise 8:1 ile 13:1 arasında değişen oranlarda yapmışlardır. Deney sonunda 2000 d/dk'da motor momenti ve özgül yakıt tüketiminde sıkıştırma oranı arttıkça iyileşme görülmüştür. 3500 d/dk'da ise iyileşme miktarı daha da artmaktadır. Bununla birlikte tüm devir ve sıkıştırma oranlarında CO ve HC emisyonlarında azalma görülmüştür. Özellikle E40 ve E60 yakıtlarında egzoz emisyonlarında önemli azalmalar olmuştur. E60 yakıtı kullanıldığında 5000 d/dk motor devrinde HC emisyonlarında %16,45 azalma görülmüştür.

Yücesu ve ark. (2007) tarafından yapılan diğer bir çalışmada ise etanol-benzin karışımı kullanımının buji ile ateşlemeli motordaki performansının deneysel analizi ve matematik modeli yapılmıştır. Bu çalışmanın birinci aşamasında etanol-kurşunsuz benzin karışımları (E10, E20, E40 ve E60) tek silindirli, 4 zamanlı, su soğutmalı, buji ile ateşlemeli ve yakıt enjeksiyonlu Hydra marka motorda test edilmiştir. Testler 2000

d/dk sabit devirde ve tam gaz kelebeği açıklığında, değişik ateşleme zamanlarında, bağlı H/Y oranı ve sıkıştırma oranında yapılmıştır. Etanol-kurşunsuz benzin karışımlarının motor momenti ve ÖYT(Özgöl Yakıt Tüketimi) üzerindeki etkisi değişken testlerle deneysel olarak incelenmiştir. Motor momentinde karışimli yakıtlarda artış görölmüştür. En fazla artış E40 ve E60 yakıtlarında olmuştur. Matematik model analizinde ise 2000 d/dk sabit devir ve tam gaz kelebeği açıklığında, farklı yakıt yoğunluklarında temel ateşleme zamanı, bağlı H/Y oranı ve sıkıştırma oranı kullanılarak yapılan deneysel sonuçlardan hesaplanan motor torku ve ÖYT değerleri yapay sinir ağı (YSA) kullanılarak optimize edilmiştir. Ağ kullanılarak 2 farklı değişken ve mantıksal sigmoid aktarma fonksiyonundan elde edilen algoritma yeniden üretilmiştir. Deneysel ölçüm sınırlarını, sinir ağlarına öğretmek için test verileri kullanılmıştır. Tüm deneysel sıralamalardaki deneysel hataları iyileştirmek için mümkün olan motor torku ve ÖYT değerleri 5 sınırlı gizli tabaka kullanılarak LM algoritmaları ile en iyi veri elde edilene kadar ayarlanmıştır. Öğretmeden sonra sırası ile motor torku ve ÖYT R^2 değeri 0,999996 ve 0,999991 arasında bulunmuştur. Aynı şekilde bu değerler test verileri için sırası ile 0,999977 ve 0,999915dir. Matematik modelin sonuçlarına bakıldığında hesaplanan motor torku ve ÖYT değerleri kabul edilebilir sınırlar içerisinde.

Bayraktar (2007) tarafından yapılan diğer bir çalışmada ise buji ile ateşlemeli motorlarda türbülanslı alev yayım işlemi teorik olarak araştırılmıştır. Çalışmada benzin, etanol ve farklı benzin-etanol karışımları içeren yakıt dikkate alınmıştır. Araştırmacı öncelikle çevrim esnasındaki silindir şarjının termodinamik şartlarını kullanarak sanki boyutlu buji ile ateşlemeli motor çevrimi modeli geliştirmiştir. Alevin merkezdeki bujiden küresel biçimde yayıldığı farz edilmiştir. Ölçümler buji ile ateşlemeli otomobil motorunun disk biçimindeki küresel yanma odasında 9.2 sıkıştırma oranı ve 5800 d/dk nominal hızda yapılmıştır. Alev geometrik özellikleri (alev yarıçapı, alev ön alanı ve yanma hacmi), yanma karakteristiği (yanmış kütle kesri ve yanma süresi) ve silindir basınç ve sıcaklığı krank açısının fonksiyonu olarak tahmin edilmiştir. -10 derece, üst ölü nokta ve +10 derece olmak üzere 3 farklı pozisyondaki krank açısında çalışılmıştır. Sonuç olarak benzine hacimsel olarak %25 etanol ilavesi alev yayım sürecini hızlandırmıştır. Sonuçlar teorik olarak elde edildiğinden dolayı etanolün uçuculuk ve faz ayrımı gibi problem oluşturabilecek bazı kusurları dikkate alınmamıştır.

Çelik (2008) çalışmasında, biyokütleden üretilen etanol yüksek oktan numarası ve düşük emisyon sağladığını, bu nedenle benzinli motorlarda alternatif yakıt olarak kullanıldığını söylemiştir. Çalışmasında, düşük verimli küçük bir benzinli motor (4 zamanlı tek silindirli) performansını artırmak ve emisyonlarını düşürmek amacıyla yüksek sıkıştırma oranlarında etanol yakıt olarak kullanmıştır. Başlangıçta sıkıştırma oranı 6/1 olan motor kullanılarak; benzin, E25 (%75 benzin+ %25 etanol), E50, E75 ve E100 yakıtları sabit yük ve hızda test etmiştir. Performans ve emisyonlar açısından en uygun yakıtın E50 olduğu deneysel sonuçlardan tespit etmiştir. Daha sonra sıkıştırma oranı 6/1'den 10/1'e yükseltmiş ve motor sıkıştırma oranı 6/1 iken E0 yakıtını kullanarak ve sıkıştırma oranı 10/1 iken E50 yakıtı kullanılarak tam yük ve değişik hızlarda hiç vuruntu olmadan test etmiştir. Her sıkıştırma oranı ve yakıt için ayrı ayrı silindir basınçları kaydetmiştir. E0 yakıtı ile çalışma durumu ve E50 yakıtı ile çalışma durumu karşılaştırıldığında, E50 yakıtının motor gücünü % 29 oranında artırdığı göstermiştir. Ayrıca, özgül yakıt tüketimi ve CO, CO₂, HC ve NO_x emisyonlarının yaklaşık % 3,% 53,% 10,% 12 ve% 19 oranlarında azaldığı göstermiştir.

Çelik ve Çolak (2008) çalışmalarında, değişken sıkıştırma oranlı bir motorda saf etanol kullanılmasının motor performansı ve emisyonları üzerindeki etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde tek silindirli, dört zamanlı, buji ateşlemeli, sıkıştırma oranı değiştirilebilen bir araştırma motoru kullanılmıştır. Deneyler motorun 6/1 sıkıştırma oranında benzin ve etanol ile; 8/1 ve 10/1 sıkıştırma oranında etanol ile çalıştırılmasıyla gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda 6/1 sıkıştırma oranında etanol kullanılmasıyla benzine göre önemli bir güç kaybı olmadan CO, CO₂ ve NO_x emisyonlarında azalma olduğu belirlenmiştir. Sıkıştırma oranının 10/1'e kadar artırılmasıyla, etanol benzine göre %25 güç artışı sağlamıştır. Ayrıca CO, CO₂ ve NO_x emisyonlarında sırayla %41, %21 ve %26 azalma elde edilirken, HC emisyonunda %40 artış gözlenmiştir. Sonuçlar; motorlarda yüksek sıkıştırma oranında etanol kullanımının, motor performansını önemli ölçüde artırdığını ve emisyonları azalttığını göstermektedir.

Song ve ark. (2008) farklı yanma odaları kullanarak direk enjeksiyonlu dizel bir motorda silindir içi akışını incelemiştir. Piston tepesindeki farklı tip oyuklar vasıtasıyla silindir içi akışın hareketini ve değişimlerini belirlemiştir. Çalışmada, piston geometrisinin karışım dağılımına ve girdaplılığa önemli bir etkisinin olduğu

belirlenmiştir. Yanma odası şekillerine göre özellikle Ü.Ö.N. yakınlarında türbülans değişimleri de incelenmiştir. Navier Stokes denklemlerinin çözümünde sonlu hacim metodu ile çalışan HAD programı kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak k-ε model kullanılırken basınç düzeltmesi PISO algoritması ile yapılmıştır. Kullanılan yedi farklı piston tepesi şeklinin özellikle sıkıştırma zamanında Ü.Ö.N. yakınlarında türbülansa etkileri tespit edilmiştir.

Atay (2009) 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.

Örs ve ark.(2009) yaptığı çalışmada, elektronik ateşleme sistemine ve enjeksiyonlu yakıt sistemine sahip bir taşıtta, yakıt olarak benzin-etanol karışımları kullanımının tekerlek tahrik kuvvetine, CO, HC ve CO₂ emisyonlarına etkileri incelemiştir. Yakıt olarak hacimce %10-20-30 etanol içeren benzin-etanol karışımları kullanılmıştır. Deney sonuçlarına göre; tekerlek tahrik kuvvetinde E0'a göre en yüksek artış, 2. vites durumunda, 20 km/h taşıt hızında E20 yakıtı ile %9,56 oranında olmuştur. Tekerlek tahrik kuvvetinde E0'a göre en yüksek düşüş, 3. vites durumunda, 40 km/h taşıt hızında E30 yakıtı ile %9,8 oranında olmuştur. Emisyonlara bakıldığında; CO emisyonunda, E0'a göre en yüksek düşüş, 3. vites durumunda, E20 yakıtı ile yaklaşık 12,7 kat olmuştur. HC emisyonunda, E0'a göre en yüksek düşüş, 2. vites durumunda, 20 km/h taşıt hızında, E10 yakıtı ile 9,2 kat olmuştur.

Koç (2009) çalışmasında, tek silindirli dört zamanlı, enjeksiyonlu, buji ile ateşlemeli bir benzin motorunda E0, E50 ve E85 kullanımının yüksek sıkıştırma oranlarında motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi deneysel olarak incelemiştir. Deneyler tam yükte yapılmış, motor devri, ateşleme avansı, hava fazlalık katsayısı ve sıkıştırma oranı değişken parametreler olarak seçilmiştir. Motor sıkıştırma oranı 10'dan 11'e yükseltildiğinde tüm yakıtlarla yapılan çalışmalarda ve tüm deney şartlarında motor momenti ve motor gücünde artış görülmüştür. Moment ve güçteki en yüksek artış oranı E85 ile elde edilmiştir. Sıkıştırma oranı 11'den 12'ye yükseltildiğinde motor momenti

ve gücünde bir miktar azalma tespit edilmiştir. Bütün motor deneylerinde en yüksek özgül yakıt tüketimi E85 ile elde edilmiştir. Motor performansı dikkate alındığında 11 sıkıştırma oranında en iyi sonuçlar E85 yakıtı ile elde edilmiştir. Bunu E50 ve E0 izlemiştir.

Basha ve Gopal (2009) yaptıkları derlemede 1978 ile 2008 arasında yapılan çalışmalarını incelemişlerdir. Genel olarak standart k- ϵ model ve RNG modelin türbülans analizinde kullanıldığını saptamışlardır. Motor üzerinde yapılan karakteristik analizlerin çeşitli HAD kodlarıyla yapıldığını ve bu analizlerin geometrinin karışıklığına göre çözüm imkânı sağladığını belirtmişlerdir. Çalışmaya göre en yaygın kullanılan kodlar STAR-CD, FIRE, VECTIS, FLUENT ve KIVA olarak belirlenmiştir.

Jie (2009) Bir kıvılcım ateşlemeli motorda farklı hidrojen fraksiyonlarının, aşırı hava oranları ve EGR kütle fraksiyonlarının etkisinin sayısal bir simülasyonu gerçekleştirmiştir. Simülasyon sonuçları, NO konsantrasyonunun sıcaklıkla üstel bir ilişkiye sahip olduğunu ve hidrojen eklenince keskin bir şekilde arttığını göstermektedir. EGR girişi, silindirdeki gaz sıcaklığı ve NO konsantrasyonunu kuvvetle etkilemektedir. Sıcaklık farkı, NO konsantrasyonunun daha da fazla farka yol açmıştır. Böylece, EGR etkili bir şekilde NO konsantrasyonunu düşürebilir. NO konsantrasyonu, EGR kütle fraksiyonuna bakılmaksızın 1.1 hava fazlalık oranının zirve değerine ulaşmaktadır.

Yousef (2009) 3 çeşit yakıt araştırması yapmıştır. Bunlar: Alkolik yakıtlar, gazlı yakıtlar ve sıvı yakıtlardır. Bunların özellikleri, bir kıvılcım ateşleme motorunun performansını geniş çalışma koşulları (tasarım ve tasarım dışı) üzerinde hesaplamak üzere özel olarak tasarlanmış bir bilgisayar programına eklemiştir. Ortaya çıkan sonuçlar; performans, güç, spesifik yakıt tüketimi ve termal verimliliği içermektedir. Eşdeğerlik oranı, motor devri ve kıvılcım ilerlemesi ile varyasyonları hesaplamışlardır. Ortaya çıkardıkları sonuçlar; İzo-oktan ürünleri, benzinden% 1.2 daha fazla fren gücü ürettiğini gösteriyor. Bu, fren ısı veriminde% 0.5, BSFC (fren spesifik yakıt tüketimi) de % 2.7 oranında bir azalma olduğunu gösterir; bu neredeyse eşdeğer olduğu anlamına gelir. Aynı enerji girişi için, Metanol, benzinden% 21 daha fazla fren gücü üretiyor, bu fren termik veriminde% 11, BSFC' de% 46 oranında bir artış olduğunu göstermektedir. Doğal gaz, benzinden % 10 daha az fren enerjisi üretiyor, bu da fren termik veriminde% 13, BSFC 'de% 18 oranında bir azalmayı göstermektedir. Benzin-Hidrojen karışımı, benzinden% 7

daha fazla fren gücü üretir, bu fren ısı veriminde% 2, BSFC' de % 5 oranında bir azalma olduğunu gösterir. Sentetik yakıt, benzinden% 12 daha az fren gücü üretiyor, bu fren termik veriminde% 2, BSFC'de% 65 oranında bir azalma olduğunu gösterir. 0-15° BTDC'den kıvılcım ilerlemesi, fren gücünü% 5, fren termal verimliliğini% 5 artırır ve bsfc'yi% 4 oranında azaltır. 0-15° BTDC'den kıvılcım ilerlemesi, fren gücünü% 5, fren termal verimliliğini% 5 artırır ve bsfc'yi% 4 oranında azaltır. 15-25° BTDC'den kıvılcım ilerlemesi, fren gücünü% 2, fren termal verimliliğini% 1,5 artırır ve BSFC'yi% 1.8 oranında azaltır. Fren gücünün motor devrine oranı% 15 artar. Düşük motor devrinde fren termal verimliliği% 2 artar ve BSFC % 1 oranında azalır. Yüksek motor devrinde fren termal verimliliği % 1 azaltılır ve BSFC % 2 oranında artar.

Mantilla (2010) 1974 yılında Keck ve arkadaşları tarafından geliştirilen türbülanslı alev yayılım teorisini kullanarak fenomenolojik bir yanma modeli sundu. Model; Bayraktar, 2005 tarafından sunulan benzin-etanol karışımları ile çalışmak üzere uyarlandı. Emme supabı hızı ve yanma verimi için yeni alt modeller getirildi. Bunlar sıkıştırma oranının, kıvılcım zamanlamasının ve yakıt değişiminin simülasyonuna izin verir. Sonuçlar, orijinal çalışmada olanlar ve Kooperatif Yakıtlar Araştırması (CFR) motorundaki deney sonuçları ile iyi bir uyum olduğunu göstermektedir.

Pandey (2012) portatif yakıt enjeksiyonlu SI motorunda, poppet emme supabının indüklediği emme girdabı seviyesini ve silindirin uzunluğu boyunca redüksiyonunu belirlemek için FLUENT hesaplama akışkan dinamiğini (CFD) kullanarak bir analiz gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, poppet emme valfine daha yakın olan yüzeyin, emme valfinden daha yüksek olan yüzeylere kıyasla, çeşitli konumlarda daha yüksek teğetsel hız gösterdiği saptanmıştır. Ayrıca girdabın yoğunluğu motor silindirinin strok uzunluğu boyunca azaldığını öne sürülmüştür.

Yılmaz (2013) 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.

Ghazal (2013) yaptığı çalışmada farklı yakıt türlerinin motor performansına farklı motor devri üzerindeki etkisini araştırmıştır. fren gücü, fren torku ve spesifik yakıt tüketimi hesaplamıştır ve dikkate alınan tüm olaylar için yakıt türünün değişen yakıt üzerindeki etkisini göstermek üzere sunmuştur. Tek silindirli buji ile ateşlemeli motor için bir simülasyon modeli oluşturarak hesaplamıştır. Sonuçların analizinde; Metanol metan ile karşılaştırıldığında, güç 1000 d/dk'da % 30, 6000 d/dk'da % 16 oranında arttığını göstermektedir. Aynı yakıtlar için yakıt tüketimindeki artış 1000 d/dk 'da yaklaşık % 100 ve 6000 d/dk 'da % 115'dir. Benzin için fren termik verimliliğindeki artış, 1000 d/dk 'da metan ile karşılaştırıldığında yaklaşık % 11 ve 4000 d/dk 'da metan ile karşılaştırıldığında metanol için % 7'dir.

Sridhar (2013) port enjeksiyonlu iki boyutlu, dört zamanlı buji ateşleme (SI) motorla ilgilenmiştir. Türbülanslı yanma için eddy break-up modeli ve akışkan akışı için standart k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Bu süreçlerin her birinin iyileştirilmesi için CFD analizi kapsamlı bir şekilde kullanılmıştır. Geliştirilen simülasyon modeli, yakıt olarak Hekzan ile çalışan tek silindirli kıvılcım ateşlemeli motorunu içermektedir. Sonuçlar, farklı akış zamanında farklı krank açıları kaydedilmiştir. Sonuçlarda; Maksimum ve Minimum Hacim-Ortalama statik basınç, farklı akış zamanlarındaki Kütle-Ortalama statik sıcaklık, Hekzan yakıtının tahmini C_6H_{14} Kütle Fraksiyon Dağılımı ve Tahmini Statik Sıcaklık Dağılımı elde edilmiştir. Modelin çalışma aralığı geniş ve hesaplama çalışma süresi kısa olduğunda, simülasyon modeli termodinamik temelli çevrim simülasyonlarıyla birlikte ateşleme geliştirici kıvılcım ateşlemeli motorlarda Hekzan yakıtı ile uyumlu hale getirir. Basitliği nedeniyle model, tasarımı optimize etmek için çok çeşitli yakıtlar için kullanılabilir.

2.3 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği(HAD) veya İngilizce karşılığı Computational Fluid Dynamics (CDF),temel olarak akışkan davranışının etkili olduğu problemlerin, sayısal metod ve algoritmalar ile bilgisayar üzerinde çözümlenerek analiz edildiği, akışkanlar mekaniğinin bir koludur.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve diğer CAD/CAM tasarım teknikleri 1980'li yıllarda doğdu ve hızlı bir şekilde otomotiv firmaları tarafında kullanılmaya

başlandı. Bahsedilen zaman dilimindeki yavaş bilgisayarlar, gerçeği tam olarak yansıtamayan geometriler ve fiziksel altyapısı yetersiz kodlar, otomotiv sektöründe HAD yöntemlerinin kullanım alanını nispeten kısıtlı tutarken günümüzde bu durumun tamamen değiştiği rahatlıkla söylenebilir. Günümüzde dünya çapındaki birçok otomotiv firmasında ve bu firmaların yan sanayinde HAD yöntemleri tasarım sürecinin bütünlük bir parçası olan bir tasarım aracı olarak kullanılmaktadır. Uzun yıllar boyunca yapılan testler ve edinilen tecrübeler firmaları HAD yöntemlerini daha aktif bir şekilde kullanarak tasarım sürecini kısaltılma, simülasyonlar vasıtasıyla herhangi bir ürünü tasarım aşamasındayken optimize etme ve oldukça pahalı ve zaman alıcı olan deneylerin ve prototip üretme işlemlerinin minimize etme yoluna yönlendirmiş ve bunun sonucu olarak bir çok alanda akış modellenmesi ve ısı transferi konusunda yapılan çalışmaların sayısında büyük bir artış gözlenmiştir. Ayrıca bilgisayar konusundaki gelişmeler ve yüksek performanslı donanıma düşük maliyetlerle sahip olma imkânı milyonlarca elemana sahip modellerle yapılan analizleri günlük bir iş haline getirmiştir(Açıköz ve ark. 2005).

HAD programlarıyla beraber akış analizi için yapılan deney sayısı azaltılmaktadır. Bu programlar sayesinde gerçekçi sonuçlara yakın veriler elde edildiğinden deney için gerekli olan tasarım parametreleri çok kısa sürede ve daha doğru olarak belirlenebilmektedir. Böylece çok fazla tasarım işlemi yapmadan gerekli olan temel ihtiyaçlar belirlenerek deneyler kolaylıkla gerçekleştirilebilmektedir. CFD programları sunmuş oldukları bu imkânlarla maliyet açısından da büyük tasarruflar sağlamaktadır(Versteeg ve Malalasekera 1995). Aşağıdaki çizelgede de HAD yöntemlerinin geleneksel yöntemlere göre üstünlükleri belirtilmektedir(Zuo 2005).

Çizelge 2.6. HAD ve deney karşılaştırması

	HAD	Geleneksel Yöntemler
Maliyet	Ucuz	Pahalı
Zaman	Kısa	Uzun
Ölçek	Yok	Küçük/Orta
Bilgi	Hepsi	Ölçülen değerler
Tekrarlanabilirlik	Evet	Biraz
Güvenlik	Evet	Bazen tehlikeli

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği tekniğinin, çeşitli disiplinlerde birçok farklı uygulama alanı bulunmaktadır. Bu uygulama alanlarından bazıları aşağıdaki gibidir(Versteeg ve Malalasekera 1995):

- ❖ Uçakların ve araçların aerodinamiğinde,
- ❖ Gemilerin hidrodinamiğinde,
- ❖ Enerji (güç) santrallerinde,
- ❖ Turbo mekaniği: Geçitler, yayıcılar vs. içindeki dönen akışlar, vb.
- ❖ Elektrik-Elektronik mühendisliği: Mikro devreler içeren teçhizatın soğutulması, vb.
- ❖ Kimyasal işlemler mühendisliği: Karıştırma ve parçalama işlemleri, polimer kalıp yapma,
- ❖ Binaların iç ve dış çevresi: Rüzgâr yüklemesi ve ısıtma-havalandırma,
- ❖ Deniz mühendisliği: Kıyıdan uzak yapılar üzerindeki yükler,
- ❖ Çevre mühendisliği: Hava ve suyu kirleten kirleticilerin dağılımı,
- ❖ Hidroloji ve okyanus coğrafyası: Akarsular, haliçler ve okyanuslardaki akışlar,
- ❖ Meteoroloji: Hava tahmini
- ❖ Biyomedikal mühendislik: Atardamar ve toplardamarlardaki kan akışları.

2.3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İşlem Basamakları

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, akışkan akış problemleri ile uğraşan sayısal algoritmalar etrafında yapılandırılır. Temel anlamda HAD çözümleri 3 ana aşamadan meydana gelir(Şekil 2.16).Bunlara kısaca değinecek olursak:

1-Ön işlem

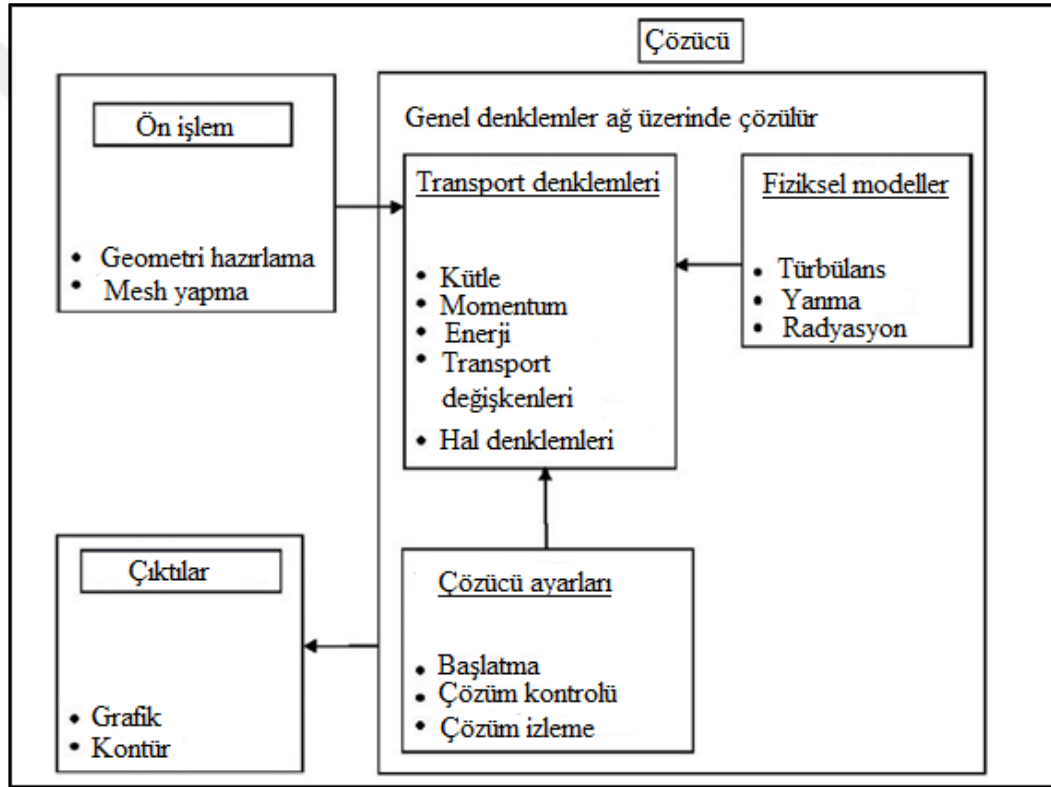
Ön işlem aşamasında gerekli geometri hazırlanır ve bu geometriye ait ağ yapısı oluşturulur.

2-Çözücü

Çözücü aşamasında kütle, momentum ve enerji denklemlerini de içeren genel korunum denklemleri ve hal denklemleri nümerik olarak bilgisayar ortamında çözülür. Bir sonraki bölümde hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin temelini oluşturan bu kısım detaylı olarak incelenecektir.

3-Son işlem

Son işlem aşamasında ise fiziksel modeller ve çözücü ayarları yapılarak istenen analizler yapılır ve çıktılar elde edilir.



Şekil 2.16. HAD modellemenin özet şeması(Tu ve ark. 2008)

2.3.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Temelleri

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği temel olarak akışkanlar dinamiğinin yönetim denklemlerine dayanmaktadır. Yönetim denklemleri, fizik koruma yasalarının matematiksel ifadelerini temsil etmektedir. Tüm akışkanlar dinamiğinin dayandığı üç temel fiziksel kanun aşağıdaki gibidir:

- ❖ Kütle korunumu (Süreklilik Korunum Denklemi)
- ❖ Newton'un II. Kanunu (Momentumun Korunum Denklemi)
- ❖ Termodinamiğin I. Kanunu (Enerjinin Korunum Denklemi)

Kütlenin Korunumu Denklemi

Kütlenin korunumu denklemi genel olarak aşağıda gösterilmektedir:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.3)$$

Momentumun Korunumu Denklemi

Momentumun korunumu denklemi üç farklı koordinatta farklı şekillerde yazılmaktadır.

Genel halde momentum denklemleri:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (2.4)$$

Momentum denkleminin x kısmı, bu denklem viskoz akış içindir. Benzer şekilde y ve z kısmı aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (2.5)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (2.6)$$

Enerjinin Korunumu Denklemi

Enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \vec{V} \right) \right] = \\
& \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\
& - \frac{\partial (up)}{\partial x} - \frac{\partial (vp)}{\partial y} - \frac{\partial (wp)}{\partial z} + \frac{\partial (u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial (u\tau_{zx})}{\partial z} + \\
& \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial (v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial (v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial (w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial (w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial (w\tau_{zz})}{\partial z} + \rho f \cdot \vec{V}
\end{aligned}
\tag{2.7}$$

Türbülans Modelleri

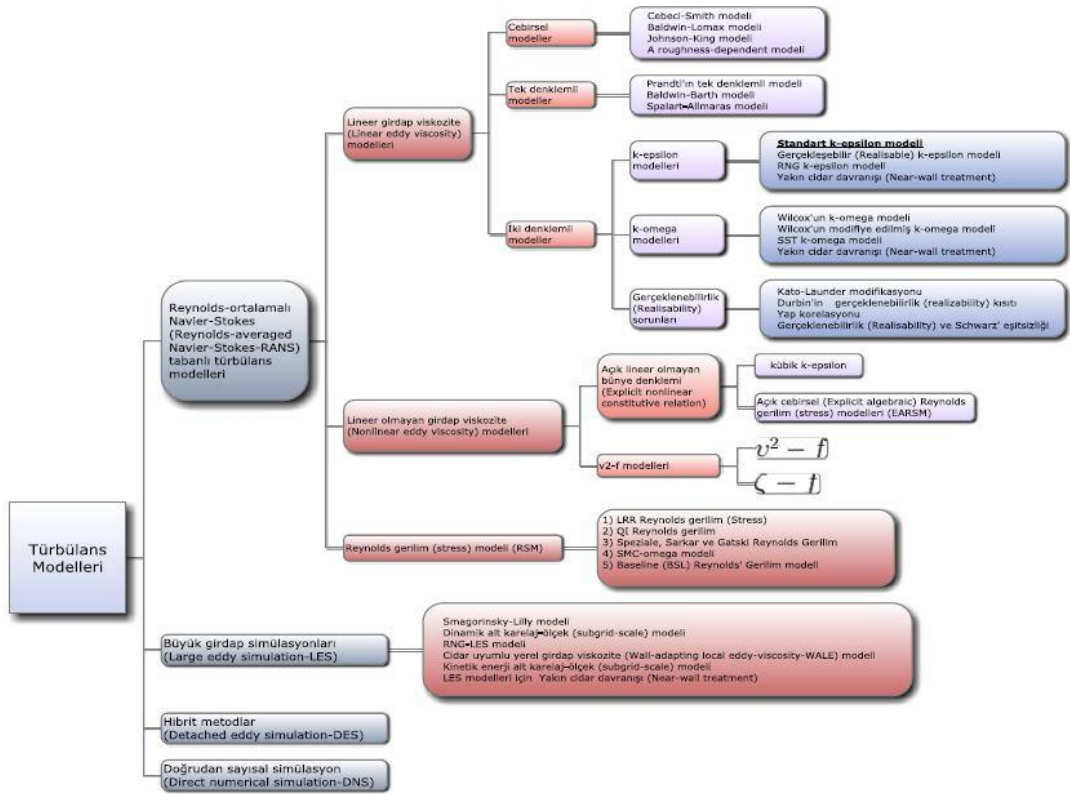
Akışkan hareketlerini, Laminer ve Türbülanslı akış olmak üzere iki temel başlık altında incelemek mümkündür. Laminer akış, akışkanın paralel katmanlar halinde düzenli halde hareket etmesi olarak tanımlanır. Örneğin hareketsiz ve başka bir kuvvetin etki etmediği durumda, yanmış haldeki bir cisimden çıkan dumanın düz bir şekilde yükselmesi laminer akıştır. Türbülanslı akış ise, akışkanın herhangi bir noktasındaki hızının, zamana göre hem doğrultu hem de büyüklük olarak değişim gösterebildiği, çalkantılı akış diye tabir edilen düzensiz akış biçimi olarak tanımlanabilir. Yanmış bir cisimden düz şekilde yükselen dumanların bir süre sonra aniden dağılıp düzensiz yayılması türbülanslı akışa örnektir. Akışkanlar mekaniğine konu olan, doğadaki akışkan hareketlerinin çoğu türbülanslı akıştır (Tu ve ark. 2008).

Akışkan hareketleri kütle, momentum ve enerjinin korunumunu ifade eden kısmi diferansiyel denklemler ile tanımlanır. Bu denklemlerde viskozite ve yoğunluk gibi akışkan özellikleri tanımlanır. Bu denklemlere ilaveten türbülanslı akışın modellenebilmesi için çeşitli türbülans modelleri mevcuttur. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği problemlerinin çözümünde kabul görmüş en temel türbülans modelleri aşağıdaki gibidir (Sezer 2009):

- ❖ Doğrudan sayısal simülasyonlar (Direct Numerical Simulations, DNS),
- ❖ Büyük girdap simülasyonları (Large Eddy Simulations, LES),

- ❖ Reynolds-ortalımalı Navier-Stokes (Reynolds-averaged Navier-Stokes, RANS) çözümleri ve
- ❖ Hibrit metodlar (Detached Eddy Simulations, DES)

Türbülans modellerinin en genel anlamda şematik gösterimi Şekil 2.17’de verilmiştir. Burada türbülans modellerinden en yaygın olarak değerlendirilen ve bu çalışmada da kullanılan $k-\epsilon$ modelinden detaylı olarak bahsedilecektir.



Şekil 2.17. Türbülans modelleri (Bayındır 2009)

Standart $k-\epsilon$ Türbülans Modeli

Cebirsel, tek denklemliler, iki denklemliler ve Reynolds gerilme modelleri dahil olmak üzere günümüzde kullanılan bir çok türbülans modeli vardır. En çok kullanılan üçü $k-\epsilon$ modeli, $k-\omega$ modeli ve $q-\omega$ modelidir. İki denklemliler türbülans modelleri olarak anılan bu modeller, kütle ve doğrusal momentum (ayrıca çözülmesi gerekiyorsa enerji) denklemleri ile aynı anda çözülmesi gereken iki tane daha transport denklemi getirir.

Bir türbülans modeli kullanıldığında, çözülmesi gereken ilave bu iki transport denklemi ile birlikte, giriş ve çıkıştaki türbülans özellikleri için ilave iki tane daha sınır şartı belirtilmelidir. Örneğin k-ε modelinde hem k (türbülans kinetik enerjisi-m²/s²), hem de ε (türbülans yitim (dissipation) hızı-m²/s³) belirtilebilir(Cengel ve Cimbala 2008).

Standart k-ε türbülans modeli Launder ve Spalding tarafından ortaya atıldığı günden bugüne kadar kullanılan en pratik model olarak görülmüştür. Dolayısıyla mühendislik akış hesaplamalarının lokomotifi olmuştur. Ekonomikliği ve gerçeğe yakın yaklaşımları ile birçok türbülans akışın açıklamasında ve ısı transfer simülasyonlarında kullanılmaktadır(Launder ve Spalding 1972).

Standart k-ε modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun dağılımının (ε) transfer denklemlerinden oluşan yarı ampirik bir modeldir. Modelde akışın tamamen türbülanslı olduğu ve moleküler viskozitenin etkilerinin ihmal edilebilir boyutta olduğu kabul edilmiştir. Bu sebeple standart k-ε modeli tamamen türbülanslı akışlar için geçerlidir(Launder ve Spalding 1972).

Standart k-ε modelinde türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun yayılma hızı (ε) olmak üzere türbülans viskozitesi ve türbülans iletkenliği şu şekilde ifade edilir (Denklem 2.8, 2.9) (Launder ve Spalding 1972).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (2.8)$$

Ve

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (2.9)$$

Burada;

k Türbülans kinetik enerjisi;(m²/s²)

ϵ Türbülans kinetik enerji yayılma hızı, (m²/s³)

ρ Yoğunluk,(kg/m³)

μ	Dinamik viskozite, (Pa.s)
μ_t	Türbülanslı viskozite,(Pa.s)
$\sigma_k, \sigma_\epsilon$	Türbülans Prandtl sabitleri
$C_{1\epsilon} C_{2\epsilon} C_{3\epsilon}$	k- ϵ türbülans modeli için model sabitleri
G_b	Kaldırma kuvvetlerine bağlı türbülans
G_k	Türbülans kinetik enerjisi üretimi
Y_M	Sıkıştırılabilirliğin türbülansa etkisi

$$C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_{2\epsilon} = 1.92, \quad C_{3\epsilon} = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

2.3.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Çözüm Metodları

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde; çözümü elde etme süreci iki aşamadan oluşur. Birinci aşama, kısmi diferansiyel denklemlerin dönüşümünü ve sistemin ayrık cebirsel denklemlerinin yardımcı (sınır ve başlangıç) koşullarını içerir. İkinci aşama yaygın olarak ayrıklaştırma aşaması olarak bilinir(Tu ve ark. 2008).

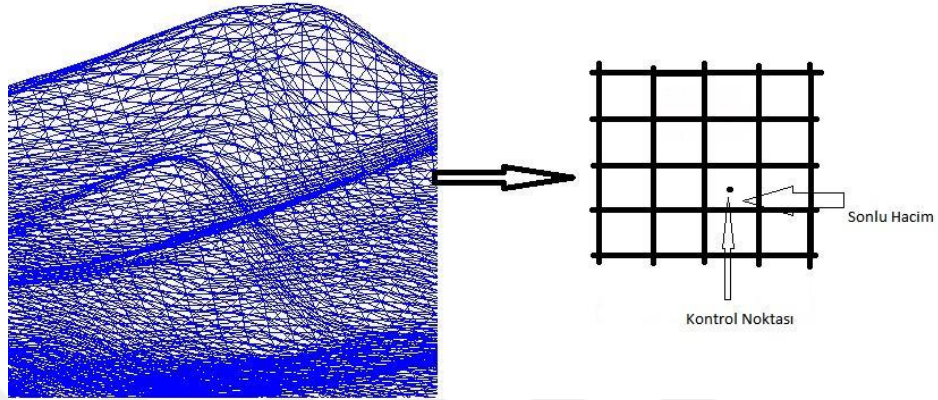
Genel olarak HAD problemlerinin çözümünde yaygın olarak üç temel metot kullanılır. Bunlar: sonlu elemanlar, sonlu farklar ve sonlu hacim metotlarıdır. İyi bir ağ yapısı için her bir yöntem benzer sonuçlar vermektedir. Ancak, problemin şekline göre bazı yöntemler daha yakın çözüm sağlarlar.

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.

Sonlu Hacimler Methodu

Sonlu Hacimler Metodu, kısmi diferansiyel denklemlerle ifade edilen çözümü güç problemlerinin çözümünde, bütünü belirli sayıda sonlu parçalara ayırarak çözüm üretmek amacıyla kullanılan bir ayırma yöntemidir. Sonlu hacimler metodu, ticari hesaplamalı

akışkanlar dinamiği programlarının temel aldığı yöntemdir. Sonlu sayıda hacimlere bölünen bütünün her bir parçasına korunum denklemleri uygulanır ve hesaplanacak değişkenler sonlu hacmin merkezindeki kontrol noktasındaki değer ile ifade edilirler(Versteeg ve Malalasekera 1995).



Şekil 2.18. Sonlu hacimler methodu(Buyruk ve ark. 2003)

Sonlu hacimler yönteminde de, sonlu elemanlar yöntemine benzer olarak sonlu farklar metodu temel olarak alınmıştır. Ancak gelişmişlik olarak sonlu farklar yönteminden oldukça hassastır. Sonlu elemanlardan farklı olarak bu yöntem akış denklemlerini sayısal olarak çözülebilecek cebirsel denklemlere dönüştürmek için kontrol hacmini esas alan bir teknik kullanır. Yani bu teknik, akış denklemlerinin integrasyonunu her kontrol hacminde alma ilkesine dayanır. Bu integrasyon sonucu her bir kontrol hacmini karakterize eden denklemlerin ortaya çıkmasını sağlar. Sonlu hacimler yöntemi ile problem çözme işleminde genellikle şu adımlar kullanılır(Buyruk ve ark. 2003):

- ❖ 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.

Sonlu hacim metodu, kısmi diferansiyel denklemleri ifade etmek ve değerlendirmek için kullanılan, cebirsel denklem şeklindeki bir yöntemdir. Sonlu hacim metodu ve HAD'ndeki uygulamaları(Buyruk ve ark. 2003):

- ❖ 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 projesi
- ❖ Ayrıklaşmış denklem sistemlerinin çözüm algoritmaları
- ❖ Sınır şartlarının uygulanması

Sonlu Elemanlar Methodu

Sonlu elemanlar metodu mühendislerin karşılaştığı karmaşık ve zor problemleri kabul edilebilir bir yaklaşıklıkla çözebilen yaklaşık çözüm metotlarından biridir. Sonlu elemanlar yöntemi, karmaşık olan problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesiyle tam çözümün bulunduğu bir çözüm şeklidir(Buyruk ve ark. 2003).

Bu teknik, 1950'li yıllarda bilgisayarın gelişmesi ile kendini göstermiştir. Günümüzde de donanım ve yazılımdaki gelişmelere paralel olarak, mühendislik alanındaki gelişmelerle beraber sonlu elemanlar yöntemi de karmaşık problemlere uygulanmakta ve güvenli sonuçlar vermektedir. Kullanıldığı yerler bir uçağın ya da bir otomobilin yapısal analizinden nükleer bir tesis gibi karmaşık bir termal sistemin veya kanal, su yolu, ya da yeryüzü üzerinde bulunan herhangi bir akışkanın akış analizini içine alan çok geniş bir alanı kapsamaktadır(Buyruk ve ark. 2003).

Sonlu elemanlar yönteminin temel kavramı sıcaklık, basınç veya deplasman gibi herhangi bir sürekli niceliğin küçük ve sürekli parçaların birleşmesi ile oluşan bir modele dönüştürülmesidir. Bu metoda göre; orijinal geometri, malzemenin yüzeyinde ve içinde noktalar içeren elemanlar dizisi tarafından yerleştirilir(Buyruk ve ark. 2003).

Model cevabı tekil bir eleman için ele alınır. Şöyle ki; fonksiyonun sürekliliği, içeride düzenleyici olan denklemlere uyan noktalar arasında sağlanır. Örneğin, bir elastik problem için sonlu elemanlar formülasyonu noktasal yer değişimleri belirlemek için gerçek iş prensibi kullanılarak çıkarılır. Uyumluluk, neredeyse tamamen içerideki dengede sağlanır. Önce tekil bir elemanın noktasal cevabı çıkarılır, daha sonra katının bütünüdürün davranışı her bir elemanın katkısı birleştirilerek elde edilir(Buyruk ve ark. 2003).

Sonlu elemanlar metodunun en önemli özelliklerinden biri kıvrılmış, eğrilmiş sınırların yüksek izoparametrik elemanlar kullanılarak, gerçekçi olarak tanımlanabilmesidir. Gerçek çözüm, ağı tanımlayan ortalama eğimin yerleştirildiği bölgede elde edilir. Sonuçlar, noktasal serbestlik dereceleri ağı düzenleyerek artırılacağını göstermektedir. Genel çözüm, düzenleyici denklemin gerçek çözüme dönüştürülebilir(Buyruk ve ark. 2003).

Sonlu Elemanlar Metodunun üç temel niteliği vardır. İlk olarak geometrik olarak karmaşık olan çözüm bölgesi sonlu elemanlar olarak adlandırılan geometrik olarak basit bölgelere ayrılır. Bu aşamada probleme konu olan çözüm bölgesi uygun şekilde elemanlara ayrılır. Elemanlara ayırma işlemi, problemin çözümünün yaklaşırlılığı açısından oldukça önemlidir.

Sonlu elemanlar metodu ile problem çözümünde kullanılacak olan yaklaşım, çözüm işleminde izlenecek yolu değiştirmez. Çözüm yöntemindeki adımlar şunlardır(Buyruk ve ark. 2003):

- ❖ Cismin sonlu elemanlara bölünmesi
- ❖ İnterpolasyon fonksiyonlarının seçimi
- ❖ Eleman rijitlik matrisinin oluşturulması
- ❖ Sistem rijitlik matrisinin oluşturulması
- ❖ Sisteme etki eden kuvvetlerin bulunması
- ❖ Sınır şartlarının belirlenmesi ve uygulanması

❖ Sistem denklemlerinin çözümü

Sonlu Farklar Methodu

Sayısal hesap yöntemlerinden biri olan sonlu farklar yönteminde problem sonsuz küçük diferansiyeller yerine sonlu küçük farklar konularak çözülür. HAD çözümlemesi yapılırken kullanılan sonlu hacimler yönteminde sonlu eleman çözüm yöntemi izlenir. Söz konusu yöntemde; sürekli bir sınır boyunca herhangi bir parametreyi incelemek için sistem süreksiz bir sınır boyunca ele alınan elemanlar üzerinden yola çıkarak sınırın tamamına yayılır. Sürekli sınır probleminde, akış ile ilgili her parametre akış hattı boyunca tek bir değer ile tanımlanır. Süreksiz sınır problemlerinde her N noktası için değerler farklıdır(Yüksel 2008).

Hesaplamalı akışkanlar mekaniği çözümlerinde, sonuç için ilgili noktanın değeri alınır. Diğer nokta değerlerine enterpolasyonla ulaşılır. Bu da, bilgisayar destekli ortamda sonuçlandırılabilir. Sonlu farklar methodu uygulandığında problem, diferansiyel denklemden cebirsel denkleme dönüşmüş olur(Yüksel 2008).

2.3.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle Çalışan Bilgisayar Programları

Sonlu eleman metoduna dayanan ticari HAD kodları üzerinde son zamanlarda daha fazla uğraş veriliyor olmasına rağmen, pazara sonlu hacim metodunu kullanan 4 kod hakimdir. Bunlar PHOENICS, FLUENT, FLOW3D ve STAR-CD (Versteeg ve Malalasekera 1995).

Bu çalışmada yanma odasında ve silindir içinde akışın modellenmesinde tanımlanan başlangıç ve sınır şartları için gerekli olan korunum ve momentum (Navier -Stokes) denklemlerini sonlu hacim yöntemi kullanarak çözüm sağlayan HAD programı FLUENT kullanılmıştır. Bu programla ilgili detaylara bir sonraki bölümde değinilecektir.

Fluent

Fluent, sonlu hacimler yöntemini kullanan bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımıdır. 1983' ten bu yana dünya çapında birçok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki HAD piyasasında en çok kullanılan yazılım

durumuna gelen Fluent, en ileri teknolojiye sahip ticari HAD yazılımı olarak kullanıcılarının en zor problemlerine kolay ve kısa sürede elde edilen çözümler sunmaktadır(Anonim 2018).

Fluent, genel amaçlı bir HAD yazılımı olarak, otomotiv endüstrisi, havacılık endüstrisi, beyaz eşya endüstrisi, turbomakine (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler vb.) endüstrisi, kimya endüstrisi, yiyecek endüstrisi gibi birbirinden farklı birçok endüstriye ait akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılabilir. Bu özelliği sayesinde kullanıcılarına birbirinden farklı birçok probleme aynı ara yüzü kullanarak çözüm alma olanağı sağlar(Anonim 2018).

Fluent, sahip olduğu ileri çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı değişik fiziksel modeller sayesinde laminer, geçişsel ve türbülanslı akışlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere, kimyasal tepkimeleri içeren problemlere, yakıt pilleri, akustik, akış kaynaklı gürültü, çok fazlı akışları içeren problemlere hızlı ve güvenilir çözümler üreterek, AR-GE bölümlerinin tasarım esnasındaki en güvenilir aracı olmaya adaydır(Anonim 2018).

Fluent, sıkıştırılamaz (düşük sabsonik), orta sıkıştırılabilir (transonik) ve yüksek sıkıştırılabilir (süpersonik ve hipersonik) akışlar için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği çözücüsüdür. Yakınsamayı hızlandıran çoklu ağ metoduyla beraber çoklu çözücü seçenekleri ile Fluent geniş hız rejimleri aralıklarında optimum çözüm etkinliği ve hassasiyeti getirir. Fluent'deki fiziksel modellerin zenginliği, laminer, geçiş ve türbülanslı akışların, ısı transferinin, kimyasal tepkimelerin, çokfazlı akışların ve diğer olguların sayısal ağ esnekliği ve çözüm tabanlı ağ uyarlaması ile hassas çözülmesine olanak sağlar(Anonim 2018).

Çözüm metodu probleme bağlıdır. Fluent, sayısal metotlardan birinin seçimine izin verir.

- ❖ Segregated (ayrık) çözücü
- ❖ Coupled (birleşik) çözücü

Fluent, yukarıda önerilen, metotların herhangi biri ile kullanarak kütle, momentum, enerji, kimyasal tür ve türbülans denklemlerini içeren korunum denklemlerini kontrol

hacim metodu kullanarak çözer. Hem ayrık hem de birleşik çözücünde lineer olmayan akış denklemleri, bütün hesaplanabilir hücrelerde bağımlı parametrelerden oluşan denklem gruplarına dönüştürülmesi için lineer hale getirilir. Bu işlem FLUENT'te formülasyon olarak isimlendirilir.

Yukarıda verilen her iki metot da kullanılarak, kütle, enerjinin korunumu, momentum ve türbülans gibi skaler büyüklükleri ifade eden integral denklemler çözülür. Her iki durumda da kontrol hacmine dayalı bir teknik kullanılır.

Bu teknikler aşağıdaki adımları içerir.

- ❖ Çalışma alanının kontrol hacimlerine ayrılması,
- ❖ Her bir kontrol hacmi için yukarıdaki denklemlerin integrasyonu yapılarak, ayrık bağımlı bilinmeyen değişkenler için (hız, basınç, sıcaklık ve korunumlu skalerler) cebirsel denklemlerin oluşturulması,
- ❖ Elde edilen doğrusal lineer denklemlerin çözümüne bağlı olarak bağımlı değişkenlerin güncellenmesi.

Bu iki çözücünün ayrıklaştırma işlemi benzerdir. Fakat ayrıklaştırılmış denklemlerin doğrusallaştırılmaları ve elde edilen doğrusal denklemlerin çözüm yöntemi farklıdır. Ayrılmış ve birleşik yaklaşımlar süreklilik, momentum ve (uygun yerde) enerji ve tür denklemlerinin çözülmesi sırasında farklılık gösterirler. Ayrılmış yaklaşımın kullanılması durumunda, yönetici denklemler sıralı bir şekilde çözülmektedir.

Çözümler, yakınsama iyi yakınsama kriteri olan 10^{-3} sağlanıncaya kadar devam eder. Yakınsama sağlanınca iterasyon durur.

Her bir iterasyon aşağıdaki adımları içerir(Fırat 2010):

1. Akış özellikleri, son çözülen denklemden elde edilen değerlere göre güncellenir.
2. Momentum denklemleri çözülür.
3. Süreklilik denklemi çözülür.

4. Enerji denklemi ve eğer gerekliyse radyasyon, türbülans gibi skalerler için denklemler çözülür.
5. Eğer akış alanı içerisinde farklı fazlar mevcut ise, yukarıdaki korunum ve transport denklemlerine kaynak terimleri ilave edilir.
6. Denklem takımlarının yakınsayıp yakınsamadığının kontrolü yapılır.



3.MATERYAL VE YÖNTEM

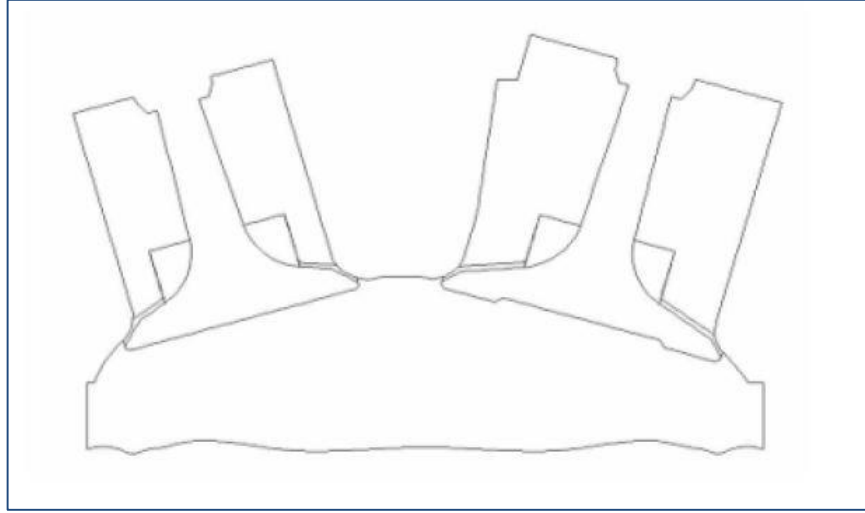
İçten yanmalı motorlarda; bir önceki bölümde de bahsedilen Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) aracılığıyla deneysel çalışmalara gerek kalmadan bilgisayar programları sayesinde çok kısa sürede hızlı değişiklikler yaparak sonuç elde etme ve yorum yapma işlemi gerçekleştirilebilir. Tüm Dünya’da da artık deneysel çalışmaların yerini sayısal analiz yöntemleri ile yapılan uygulamalar ile mühendislik problemlerinin çözülmesi ve iyileştirmeler yapılması yönüne doğru gidilmektedir.

Bu çalışmada da ANSYS Fluent (R15.0) programı kullanılarak içten yanmalı 4 zamanlı bir motorda soğuk akış analizi yapılmıştır. Bilgisayarın donanım özelliklerinin yetersiz olmasından dolayı yalnızca 2 boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. 2 boyutlu katı model, ağ yapısı oluşturulmuş şekilde Fluent’e aktarılıp gerekli sınır şartları girilmiştir. Daha sonra “dynamic mesh” yöntemi kullanılarak piston ve valflerin senkronize hareketiyle iterasyon başlatılmıştır.

3.1. Modelin Hazırlanması

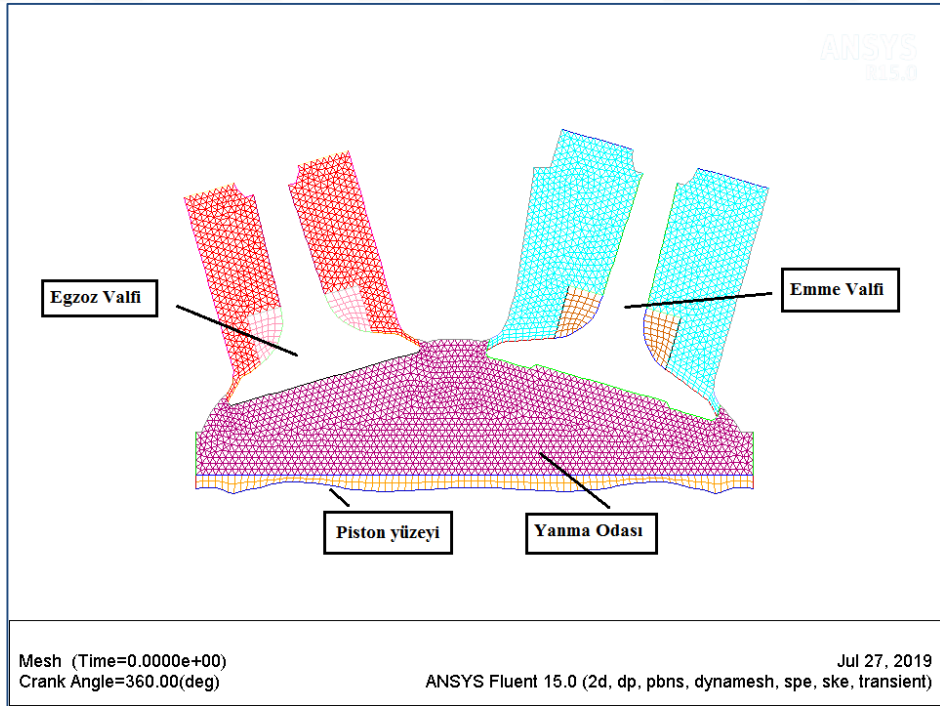
Bilgisayar yardımıyla sayısal analizi gerçekleştirilecek olan bir problemin analizine geçmeden önce yapılması gereken ilk işlem problemin geometrisini tam anlamıyla yansıtan bir modelinin oluşturulmasıdır. HAD analizi yapılacak olan içten yanmalı motor modele ait bir görüntü Şekil 3.1’de verilmiştir.

Bu çalışmada basitleştirme yapılarak içten yanmalı motorun emme ve egzoz valflerini içeren 2 boyutlu yanma odası modeli kullanılmıştır. Modelin geometrik boyutlarına değinecek olursak; silindir çapı 88mm,biyel uzunluğu 150mm ve silindir stroğu da 90 mm’dir.



Şekil 3.1. İki boyutlu yanma odası geometrisi

Ardından model ANSYS Workbench (R15.0) ortamına transfer edilerek geometri için mesh yapısı oluşturulmuştur. Oluşturulan mesh yapısı da Şekil 3.2’de görülmektedir.

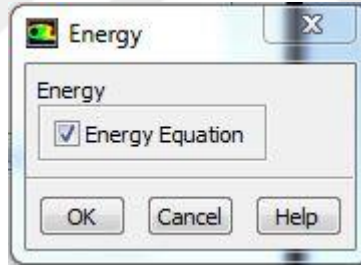


Şekil 3.2. Mesh işlemi yapılmış silindirin ağ yapısı

Şekil 3.2’de alanın birkaç akışkan bölgesine ayrıldığı görülmektedir. Bir kaç bölge dörtgen elemanlarla bölünmüşken diğer bölgelerde üçgen eleman kullanılmıştır. Üçgen hücre üç yüzey ve üç düğüme sahip iken dörtgen hücre ise dörtkenar ve dört düğüme sahiptir. Dörtgen elemanlar; valflerin üst kısımları ve pistonun döngü boyunca süpürüldüğü yerlerde kullanılmıştır. Piston 360° KA iken kullanılan mesh sayısı ise 6048 iken piston 540° KA geldiğinde bu değer 12351’e kadar ulaşmaktadır.

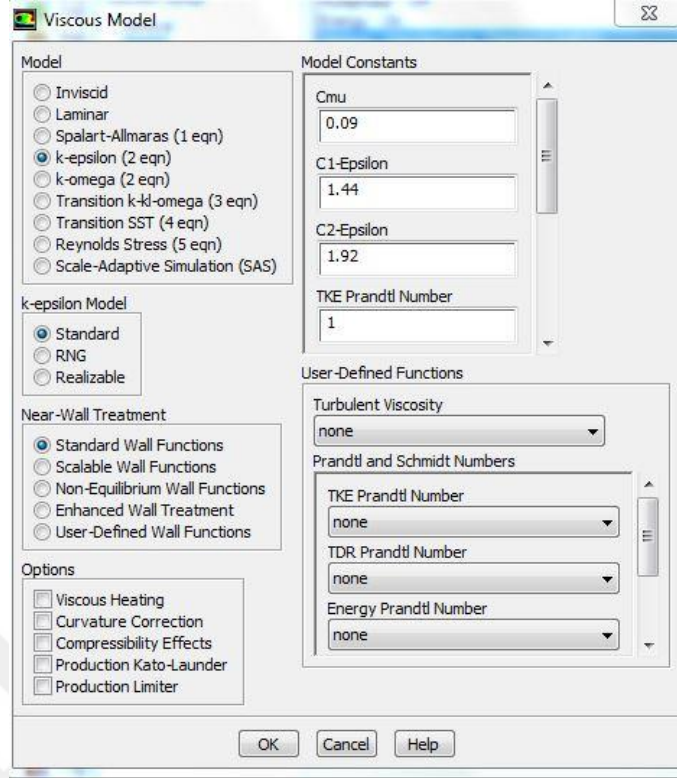
3.2. Model Özelliklerinin Belirlenmesi

Modelin ağ yapısının tamamlanmasından sonra sıradaki adım model özelliklerinin belirlenmesidir. ANSYS Fluent (R15.0)’te “Models” sekmesinde yer alan ayarlardan öncelikle “Energy” sekmesini “On” olarak değiştirmek gerekmektedir. Böylece bir önceki bölümde bahsi geçen enerji korunum denklemleri modele dahil edilmiştir.(Şekil 3.3).



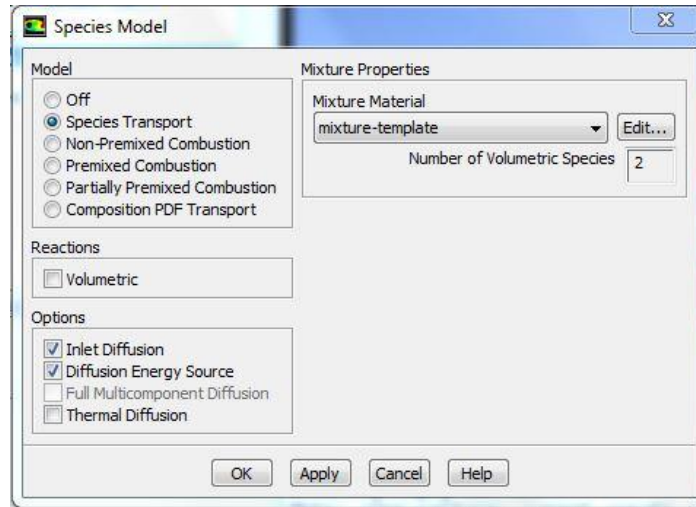
Şekil 3.3. Enerji denklem menüsü

Bu işlemden sonra analizimizde kullanacağımız türbülans (viskoz) modelini belirlemeliyiz. Bu çalışmada türbülans modeli olarak standart k-epsilon (ϵ) modeli kullanılmıştır. Fluent programında “Viscous Model” menüsü içerisinde türbülans modeli tanımlanır. Model sabitleri kısmı ise değiştirilmemiştir. (Şekil 3.4)



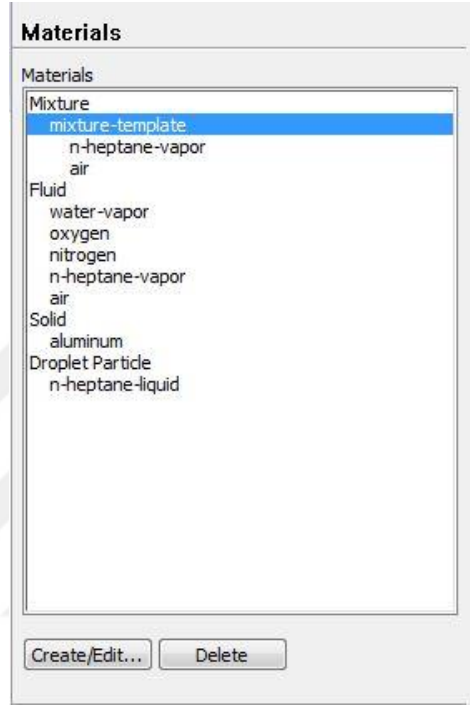
Şekil 3.4. Türbülans modelinin ayarlanması

Bu işlemlerin ardından “Models” sekmesinde yer alan “Species” menüsünde transfer denklemlerinin tanımlanması için düzenlemeler yapılmalıdır. Burada tür transfer denklemleri aktif hale getirilir(Şekil 3.5).



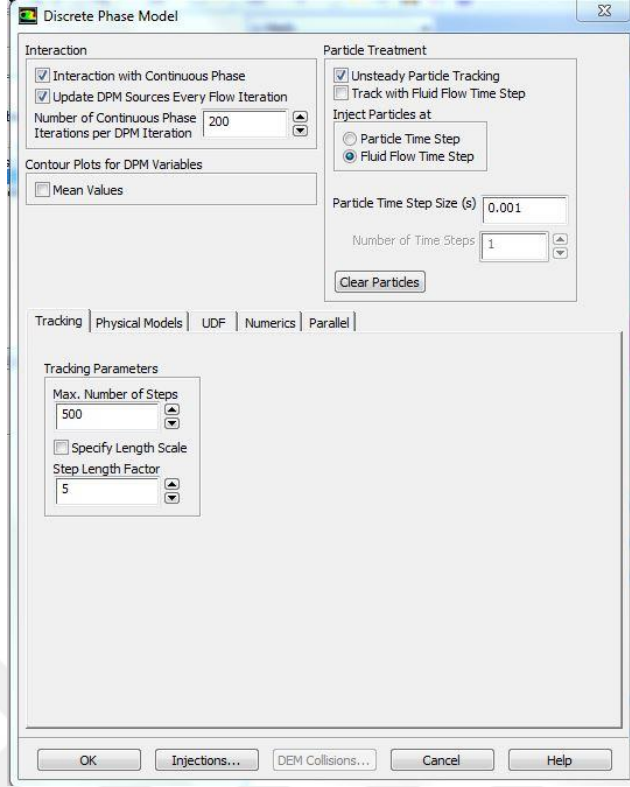
Şekil 3.5. Tür denklemlerinin tanımlanması

Bu adımda modelde analizi yapılacak yakıt özelliklerinin de belirlenmesi gerekir. Bu çalışmada karışım malzemesi olarak ayrı ayrı benzin ve etanol yakıtları kullanılmıştır. Kullanılacak malzeme özelliklerinin ayarlamaları “Material” sekmesinden yapılmaktadır.



Şekil 3.6. Malzemelerin tanımlanması

Bu aşamada yakıt damlacıklarının ve ayrık fazın model ayarları “Models” sekmesinde bulunan Discrete Phase Model başlığı altındaki ekrandan yapılmaktadır. Burada TAB modeli seçilerek sprey kırılım modeli tanımlanmıştır. Diğer yandan “Droplet Breakup” ile “Droplet Collision” seçimleri aktifleştirilerek yakıt damlacıklarının parçalanması ve bununla birlikte birbirleriyle çarpışmaları aktifleştirilmiştir(Şekil 3.7).



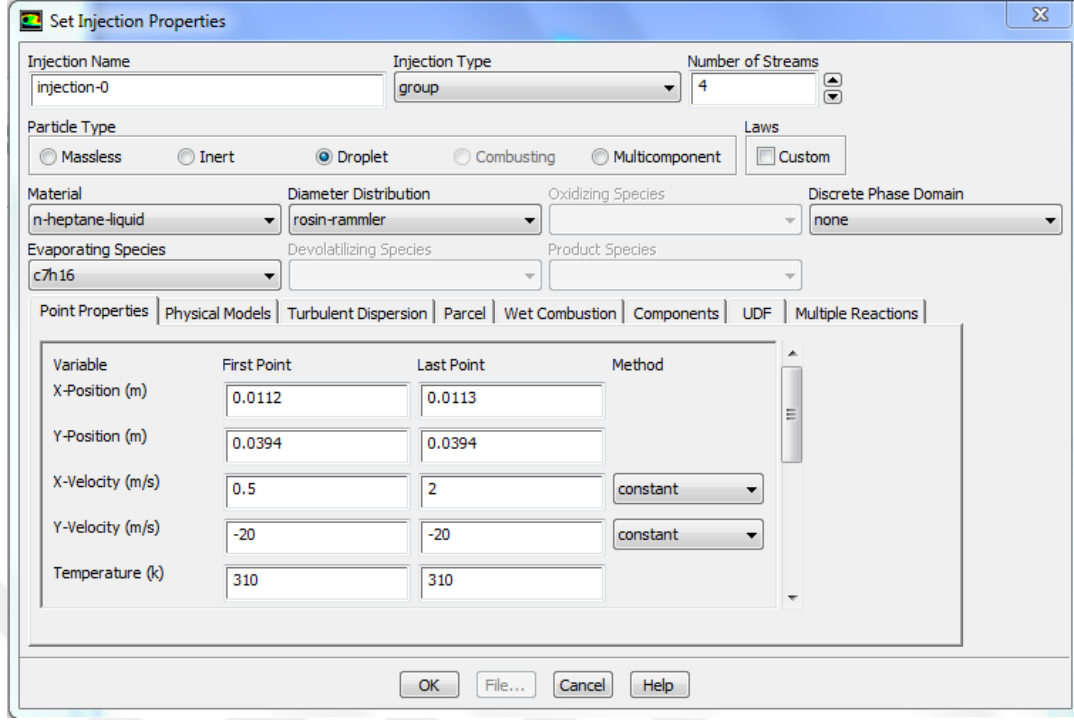
Şekil 3.7. Yakıt damlacık ve ayrık faz model ayarları

Discrete phase menüsünde “İnjections” sekmesini seçerek burada enjeksiyon özellikleri belirlenmektedir(Şekil 3.8). Sıkıştırma stroğu sonunda silindir içerisine püskürtme yapılmaktadır. Geometrik olarak model enjektör bulunmamaktadır. Bunun yerine püskürtme yapılacak yerin koordinatları girilerek tanımlama yapılmıştır.

Bu çalışmada tanımlanan özellikler aşağıda verilmiştir(Çizelge 3.1):

Çizelge 3.1. Enjeksiyon parametreleri

Parametre	Birinci noktanın değeri	Son noktanın değeri
X-Pozisyonu (m)	0.0112	0.0113
Y-Pozisyonu (m)	0.0394	0.0394
X-Hızı (m/s)	0.5	2
Y-Hızı (m/s)	-20	-20
Sıcaklık (K)	310	310
Başlangıç Zamanı (s)	0.005	-
Bitiş Zamanı (s)	0.0111	-
Debi (kg/s)	0.011748	-
Min. Çap (m)	2e-5	-
Maks. Çap (m)	5e-5	-
Ortalama Çap (m)	4e-5	-
Yayıma Parametresi	4.5	-

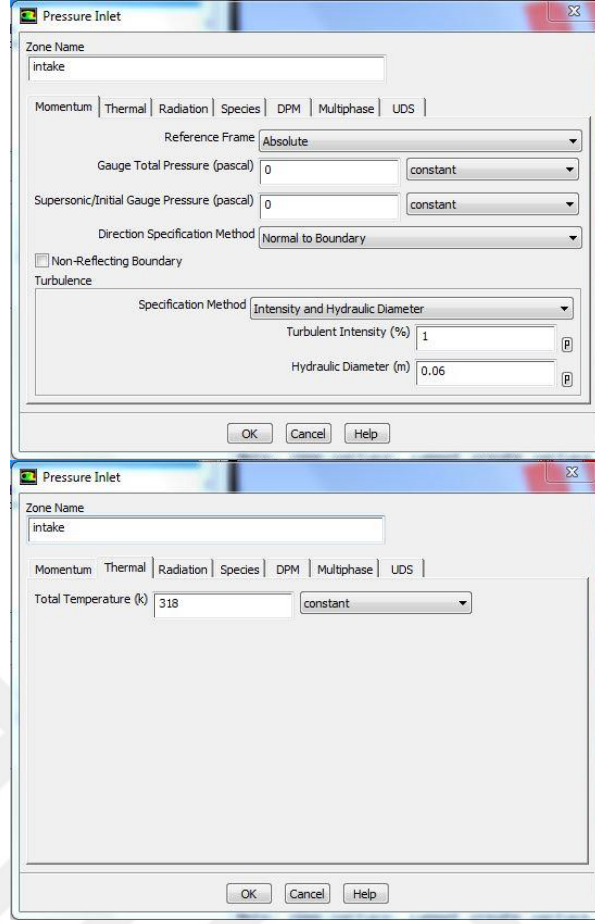


Şekil 3.8. Püskürtme özelliklerini tanımlanması

3.3. Sınır Koşullarının Belirlenmesi

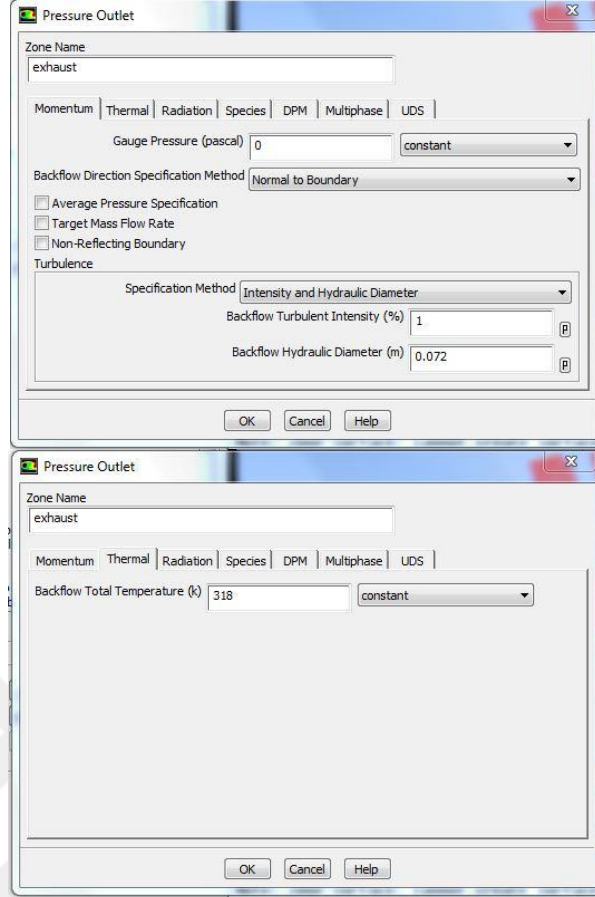
Bu bölümde “Boundry conditions” sekmesinden akışkan bölgelerinin sahip olduğu sınır şartları girilmiştir. Bu çalışmada incelenen modelde bulunan akışkan bölgeleri aşağıdaki gibidir.

Öncelikle “intake” alanı “pressure-inlet” olarak seçilmiştir. Bu, emme kanalının olduğu bölgedeki sınır koşuludur. Burada gerekli diğer düzenlemeler Şekil 3.9’da verilmiştir.



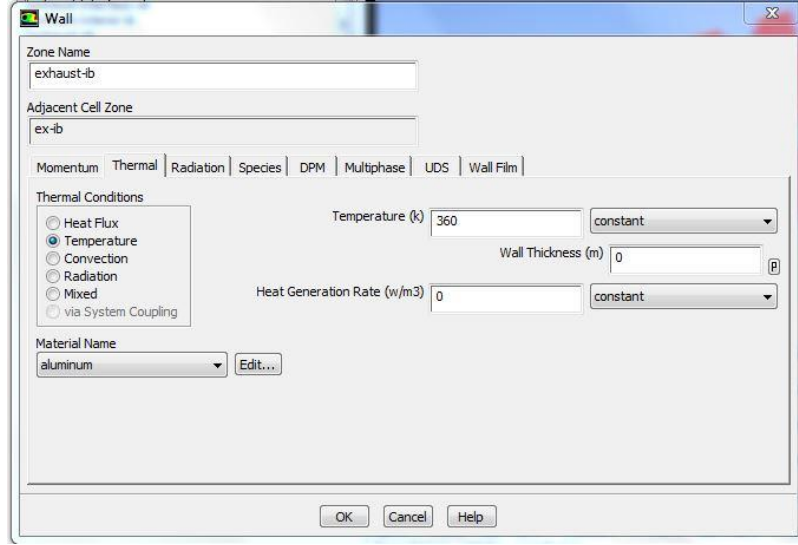
Şekil 3.9. Sınır şartlarının tanımlanması-1

İkinci olarak “exhaust” alanı “pressure-outlet” olarak seçilmiştir. Bu, egzoz kanalının olduğu bölgedeki sınır koşuludur. Burada yapılan diğer düzenlemeler Şekil 3.10’da gösterilmektedir.



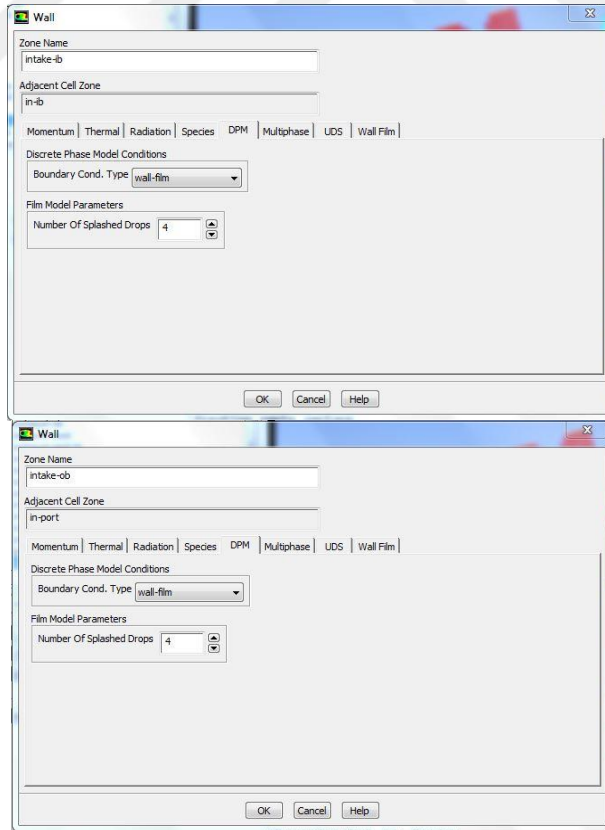
Şekil 3.10. Sınır şartlarının tanımlanması-2

Ardından “exhaust-ib” alanı “wall” olarak seçilmiştir. Bu, piston dış çeperi gibi duvar bölgelerinin sınır koşulunu belirtmektedir. Burada yapılan diğer düzenlemeler Şekil 3.11’de verilmiştir.



Şekil 3.11. Sınır şartlarının tanımlanması-3

Benzer şekilde “intake-ib” ve “intake-ob” alanı “wall” olarak seçilmiştir. Bunlar da, piston dış çeperi gibi duvar bölgelerinin sınır koşulunu belirtmektedir. Burada yapılan diğer düzenlemeler Şekil 3.12’de verilmiştir.



Şekil 3.12. Sınır şartlarının tanımlanması-4

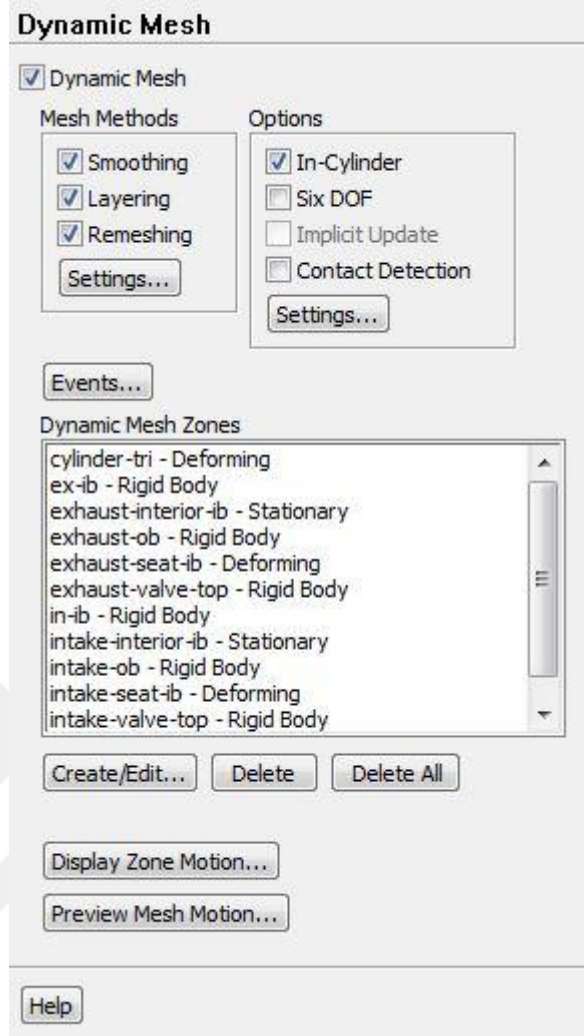
Bu işlemlerin ardından "Mesh interface" sekmesinden akışkan bölgelerinin arayüz ayarlamaları yapılmıştır. Bunun amacı iki ağ yapı arasındaki arayüzü belirlemektir. Çizelge 3. 2' de birbiriyle bağlantı kurulan arayüz bölgeleri gösterilmektedir.

Çizelge 3.2. Ağ arayüzleri

Arayüz Bölge 1	Arayüz Bölge 2	Ağ Arayüzleri
exhaust -seat-ob	exhaust-seat-ib	ex-inter
exhaust-interface-ob	exhaust-interface-ib	exhaust-ib
intake-seat-ob	intake-seat-ib	İN-inter
intake-interface-ob	intake-interface-ib	intake-ib

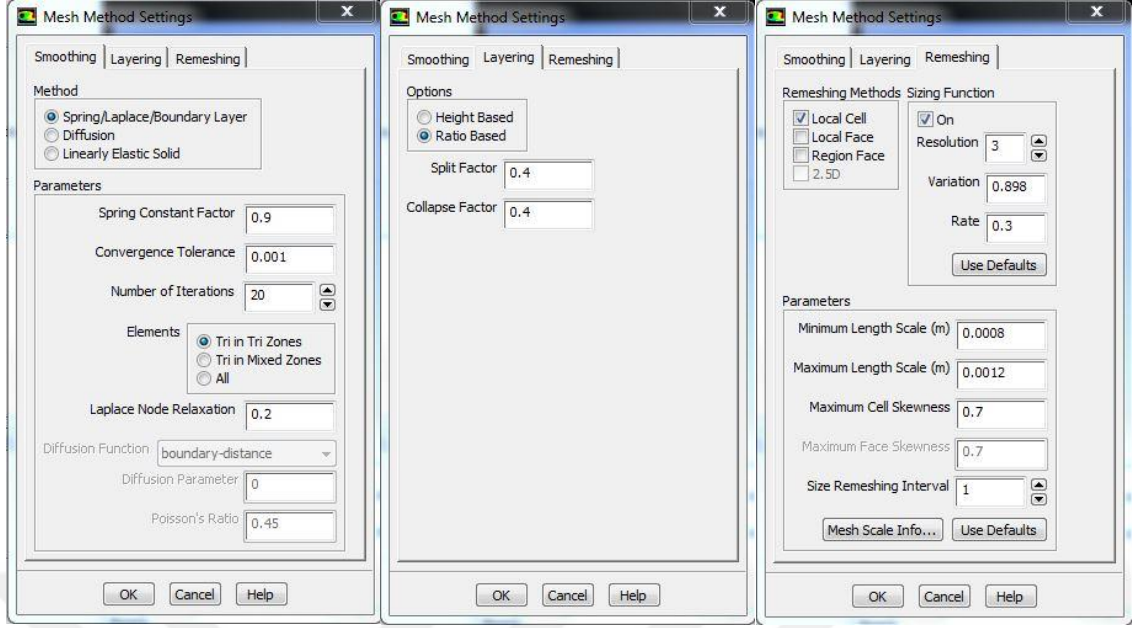
3.4. Dinamik Ağ Yapısı Ayarları

İçten yanmalı motorlardaki silindir içi hareketlerin tanımlanması için dinamik ağ yapısı ayarlamaları yapılmalıdır. Yapılacak ayarlamalar sonucunda supap hareketleri ve silindirin hareketi simule edilebilmektedir. Bu ayarlamalar "Dynamic Mesh" sekmesinde yapılmıştır. Dinamik ağ yapısı ayarlarının yapıldığı sekmenin görünümü Şekil 3.13'de verilmiştir.



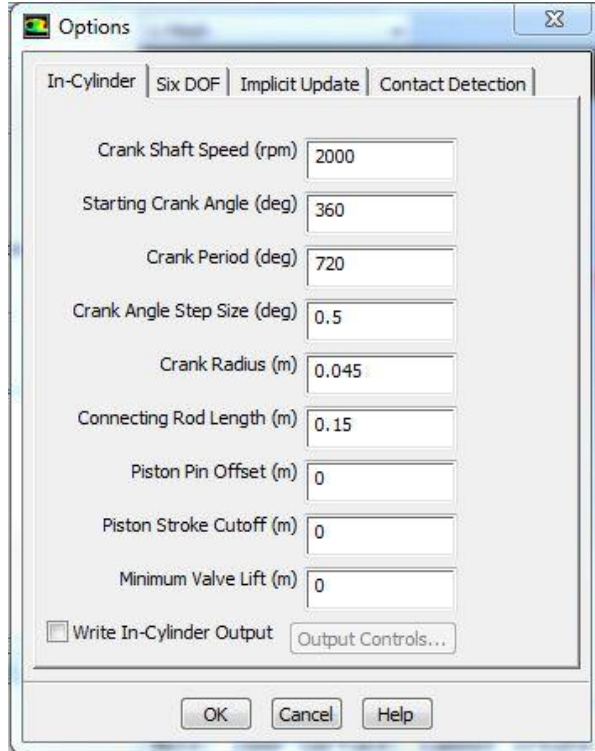
Şekil 3.13. Dinamik ağ yapısı menüsü

Dinamik ağ yapısı menüsünden ayarlar kısmına girilerek Şekil 3.14’de gösterilen ağ yapının güncelleme ayarlamaları yapılmıştır.



Şekil 3.14. Dinamik ağ yapısı ayarları

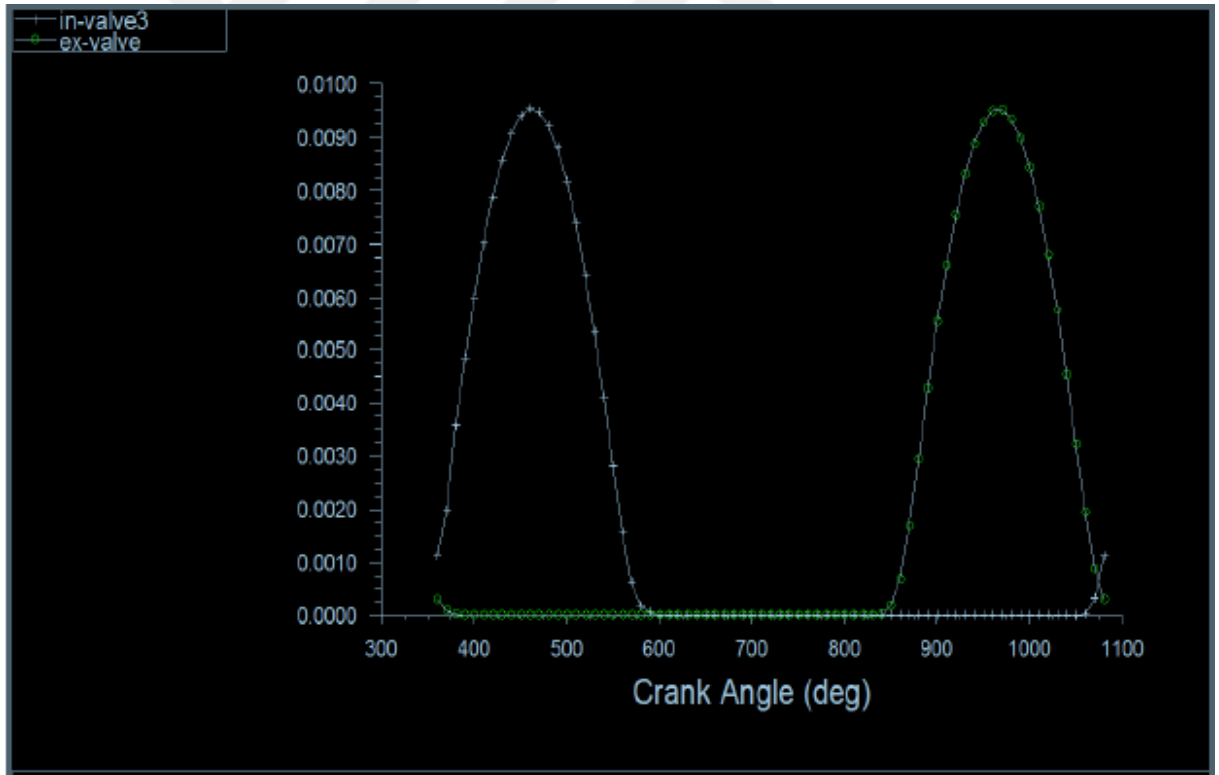
Programın içinde bulunan "In-Cylinder" isimli modül, özellikle içten yanmalı motorlar için geliştirilmiştir. Şekil 3.15' de "In-Cylinder" menüsüne bu çalışmada girilen değerler verilmiştir.



Şekil 3.15. In-Cylinder modülü girilen değerler

Silindirle ilgili bilgilerin girilmesinin ardından bölümlerin tamamının hareket profilleri belirlenmelidir. Bunun için özel olarak hazırlanmış .prof uzantılı dosya programa yüklenir. Bu sayede gereken değerler buradan okunarak emme supabı ve egzoz supabı hareketleri gerçekleştirir. Şekil 3.16'da sübapların hız profilleri verilmiştir.

Buna göre; bu çalışmada ele alınan modelde başlangıç durumu için piston ÜÖN'da ve emme supabı açık konumdadır. Bu şekilde piston ÜÖN'dan AÖN'ya doğru hareket ederken oluşan vakum sayesinde emme olayı gerçekleştirilecektir. Silindir hareketi 720 krank açısı boyunca devam edecektir.360 krank açısında başlayan silindir hareketi 1080 krank açısında son bulacaktır ve içten yanmalı motorlar için gereken 4 zaman simülasyonu tamamlanacaktır.



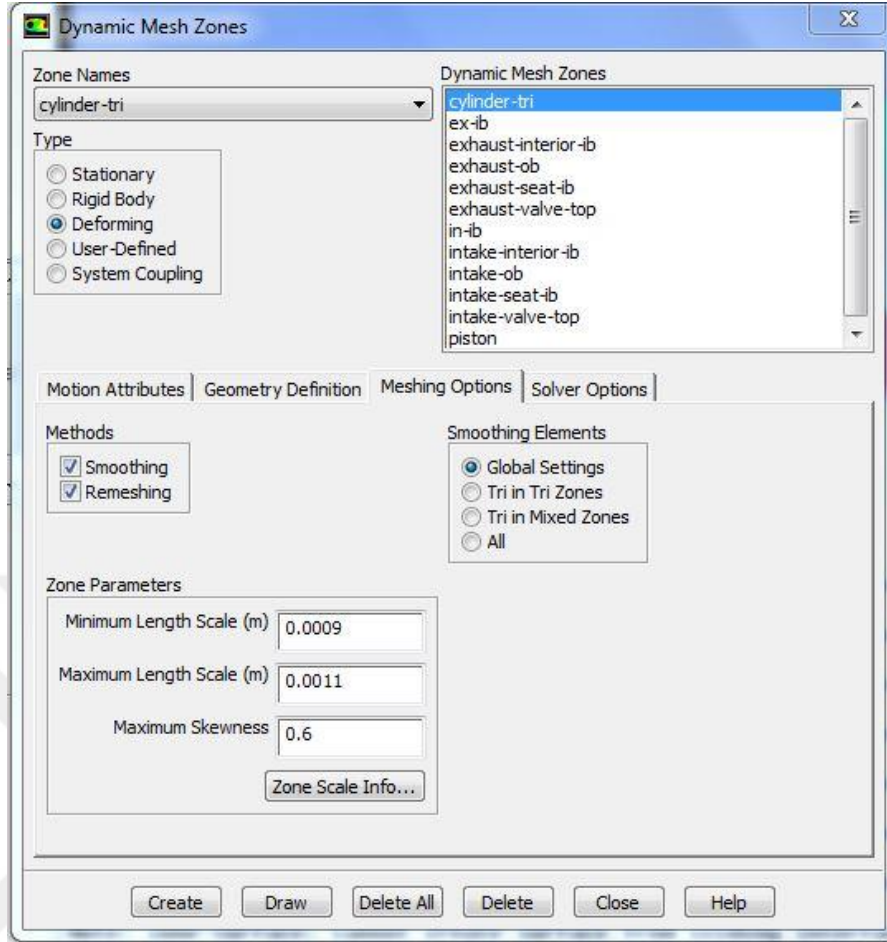
Şekil 3.16. Emme sübapı ve egzoz sübapı hız profilleri

Hareketli elemanların hareketleri sırasında uyması gereken stratejinin de tanımlanması gereklidir. Bunun için üç farklı opsiyon vardır. Hız profili okumadan ve sabit olarak pozisyonlarını koruyan bölgeler “Stationary” ; hareket profilini takip ederek hacimlerinde herhangi bir değişiklik olmayan bölgeler “Rigid Body” ; hız profilini yerine getirirken aynı zamanda hacim artışı/düşüşü yaşayan bölgeler ise “Deforming” olarak tanımlanmalıdır.

Bu çalışmada gereken ayarların yapılabilmesi için Şekil 3.17’de dinamik ağ yapısı menüsü verilmiştir. Burada bir bölge için örnek seçim gösterilmiştir. Benzer şekilde diğer bölgelerin dinamik ağ yapısı bilgileri Çizelge 3.3’de gösterilmiştir.

Burada:

- “**piston-full**” olarak belirtilen yüzeyler pistonla birlikte hareketleri aynıdır.
- “in-valve” olarak belirlenen yüzeyler emme subabı için tanımlanan profil hareketini yaparlar.
- “ex-valve” olarak belirlenen yüzeyler egzoz subabı için tanımlanan profil hareketini yaparlar.

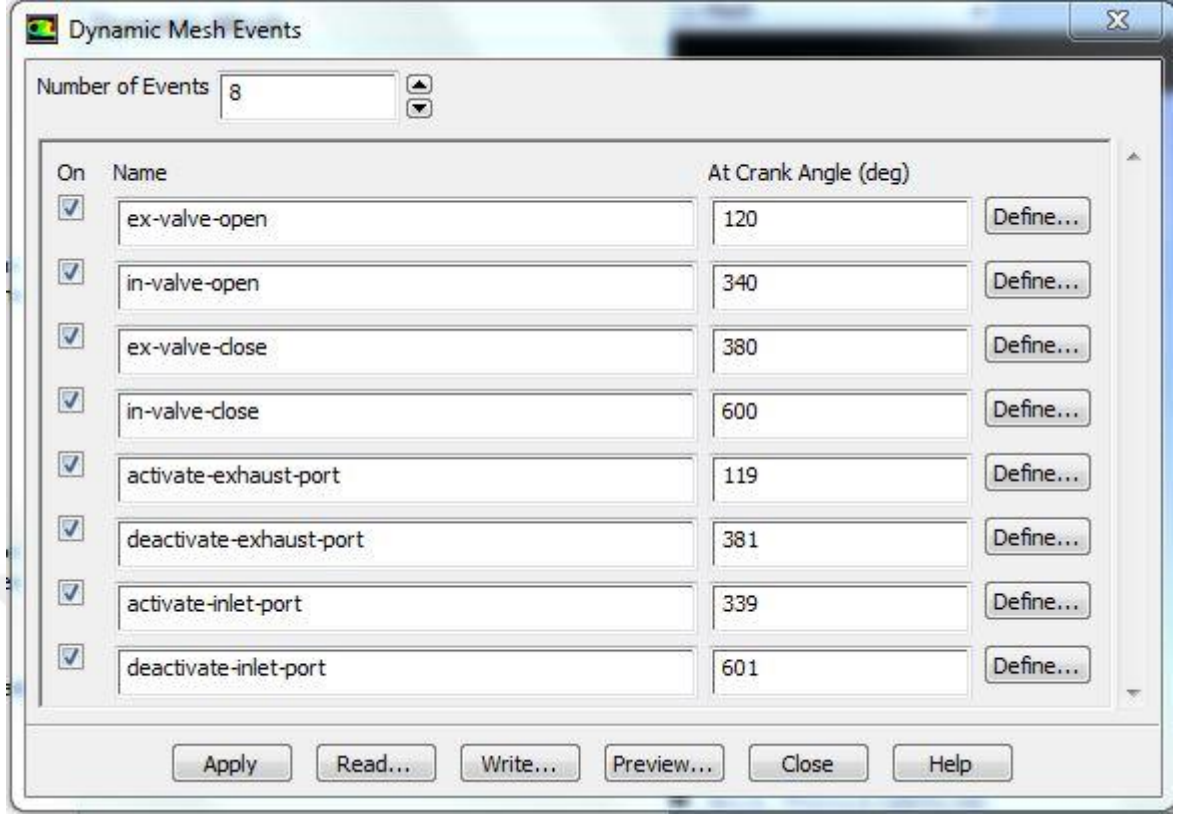


Şekil 3.17. Dinamik ağ yapısı menüsü

Çizelge 3.3. Dinamik ağ yapı Ayarları

Bölüm Adı	Hız Profili	Strateji
cylinder-tri	-	Deforming
exhaust-seat-ib	-	Deforming
intake-seat-ib	-	Deforming
piston	**piston-full**	Rigid Body
ex-ib	ex-valve	Rigid Body
exhaust-ob	ex-valve	Rigid Body
exhaust valve-top	ex-valve	Rigid Body
in-ib	in-valve	Rigid Body
intake-ob	in-valve	Rigid Body
intake valve-top	in-valve	Rigid Body
exhaust-interior-ib	-	Stationary
intake-interior-ib	-	Stationary

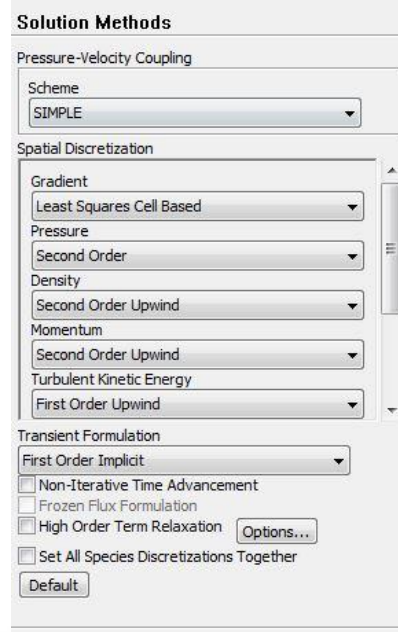
Dinamik Ağ yapısı ayarlarında son olarak supapların kapandığı zaman yapacağı etkinin tanımlanması yapılmalıdır. Bunu yapmak için de “Event” sekmesinden KA’na göre ağ yapılarının hangi bölgelerin pasifleştirilmesi gerektiği belirlenmelidir. Bu çalışma için yapılan belirlemeler Şekil 3.18’de verilmiştir.



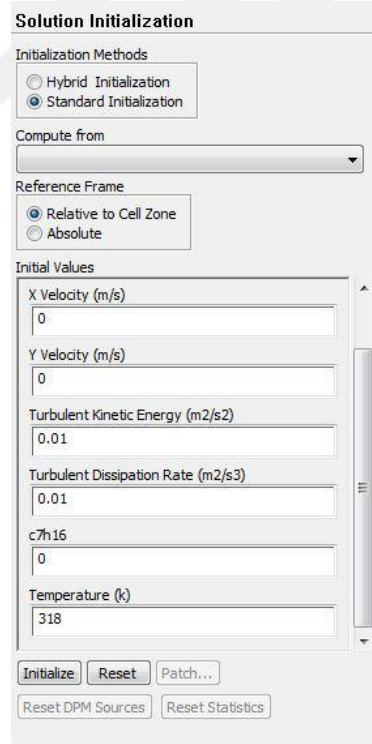
Şekil 3.18. Dinamik ağ yapısı menüsü

3.5. Çözüm Ayarları

Modelin bilgisayar destekli sayısal analizi yapılmasının son aşaması çözüm ayarlarının belirlenmesidir. Bu ayarlamaların yapıldığı çözüm metodu menüsü Şekil 3.19'da gösterilmiştir. Ayrıca Analizin çözümünde başlangıç değerleri menüsünde girilen veriler Şekil 3.20'de verilmiştir.

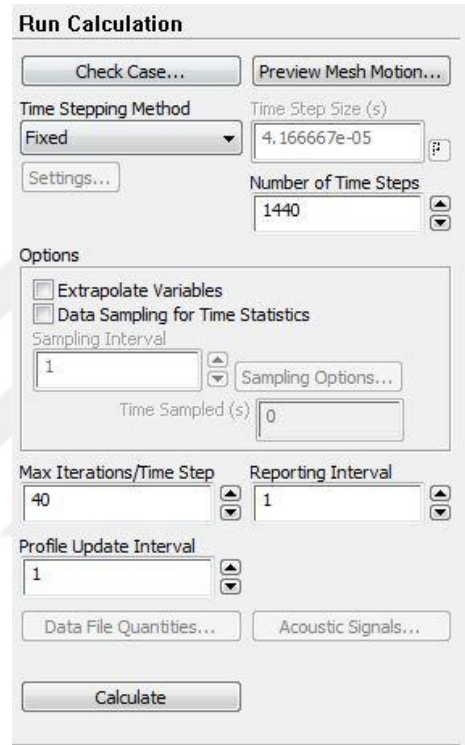


Şekil 3.19. Çözüm metodu menüsü



Şekil 3.20. Çözüm başlangıç değerleri menüsü

En son olarak da çözümün zaman adımı (time step) sayısı belirlenmektedir. Bu çalışmada 360° KA ile 1080° KA arası toplam 720° 'lık bir KA periyodu simüle edileceğinden seçilen 0,5 adım aralığı (step size) için 1440 adet zaman adımı gerekecektir. Bu ayarlamalar Şekil 3.21'de gösterilmiştir.



Şekil 3.21. Çözüm ayarlama menüsü

4.BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, Fluent programı kullanılarak yapılan analizlerin sonucunda benzin ve etanolün silindir içerisine püskürtülmesiyle yanma odasındaki kütle, sıcaklık ve basıncın motor devrine bağlı olarak değişimi incelenmiştir. Analizler 720 krank açısı boyunca devam edecektir.360 krank açısında başlayan silindir hareketi 1080 krank açısında son bulacaktır ve içten yanmalı motorlar için gereken emme, sıkıştırma, genişleme ve egzoz olmak üzere 4 zamanlı motor simülasyonu tamamlanacaktır. Bu analizler sırasında yanma ihmal edilmiş ve soğuk akış analizi yapılmıştır. 2000, 3000, 4000 motor devirlerinde benzin ve etanol için karşılaştırmalı olarak kütle fraksiyonu, türbülans kinetik enerji, hız dağılımı, statik sıcaklık ve basınç ve buharlaşma miktarı değişimleri analiz edilmiştir.

Elde edilen analizlerin sonuçlarının doğruluğuna güvenebilmek için programın yakınsaması oldukça önemlidir. Simülasyon esnasında piston ve valflerin hareketi sırasında her bir krank açısı değeri için “çözüm yakınsandı (solution is converged)” komutu saptanmıştır. Bununla birlikte bu çalışmada benzinin ve etanolün kütle fraksiyonu, sıcaklık ve basınç değişimleri için elde edilen bulgularda literatürde bulunan diğer çalışmalar ile yakınlık ortaya çıkmıştır. Analiz sonuçlarının doğruluğu bu şekilde ispatlamıştır.

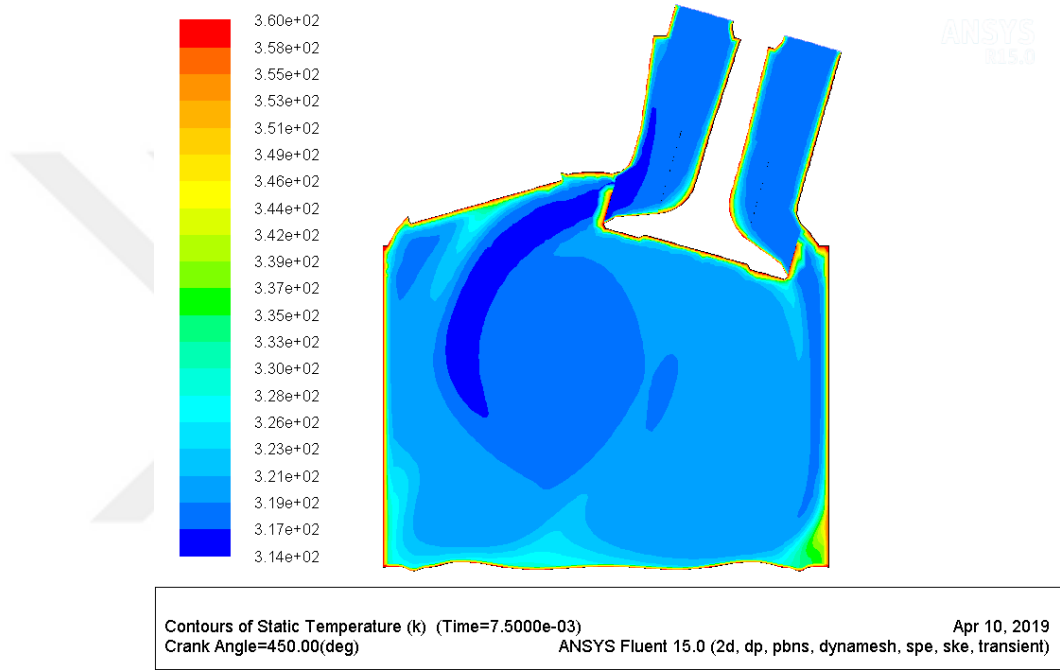
4.1. Değişen Devir Sayısına Göre Benzin Ve Etanolün Silindir İçi Kütle Fraksiyonu, Türbülans, Hız Ve Sıcaklık Değişimi

Yanma odasında, benzin ve etanolün 2000, 3000, 4000 motor devirlerinde ayrı ayrı püskürtülmesi ile 4 zamanlı motorun tam bir çevrimi gerçekleştirilerek analizler yapılmıştır. Analizler sonucunda farklı motor devirlerinde benzin ve etanol için karşılaştırmalı olarak kütle fraksiyonu, türbülans kinetik enerji, hız dağılımı ve statik sıcaklık değişimlerinin sonuçları elde edilmiştir. Fakat bu çalışmada yanma ihmal edildiğinden dolayı sadece emme ve sıkıştırma stroklarındaki sonuçlar verilecektir. Özetle 360 KA’da başlayan simülasyonun sırasıyla 450,540,630,720 KA’daki elde edilen sonuçları gösterilecektir.

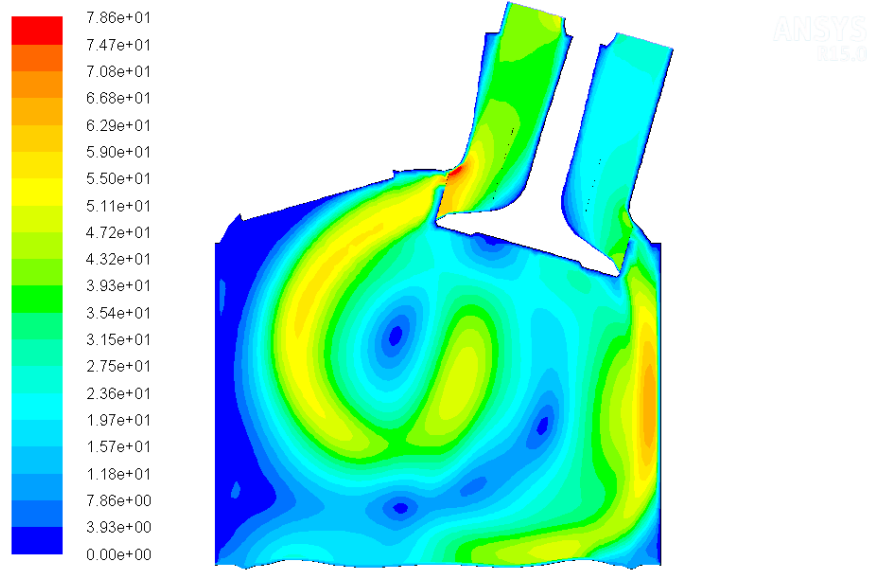
4.1.1. 2000 Devirde Benzinin Silindir İçi Kütle Fraksiyonu, Türbülans, Hız Ve Sıcaklık Değişimi

2000 d/dk devirde benzinin yanma odasına püskürtülmesiyle yapılan analiz sonucunda elde edilen benzinin kütle fraksiyonu, türbülans kinetik enerji, hız dağılımı ve silindir içi sıcaklık değişimi farklı KA değerleri için Şekil 4.1 ile 4.20 arasında gösterilmiştir.

❖ 450 KA için sonuçlar:

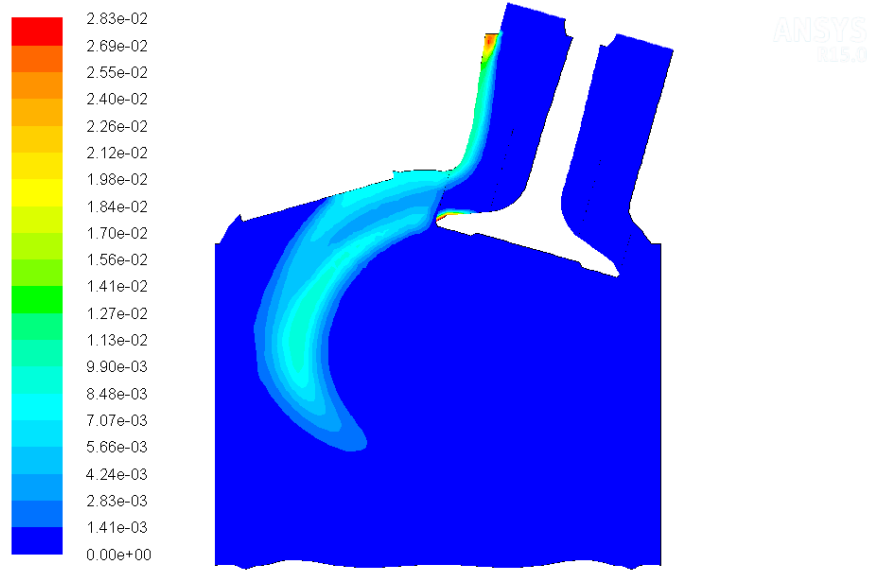


Şekil 4.1. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



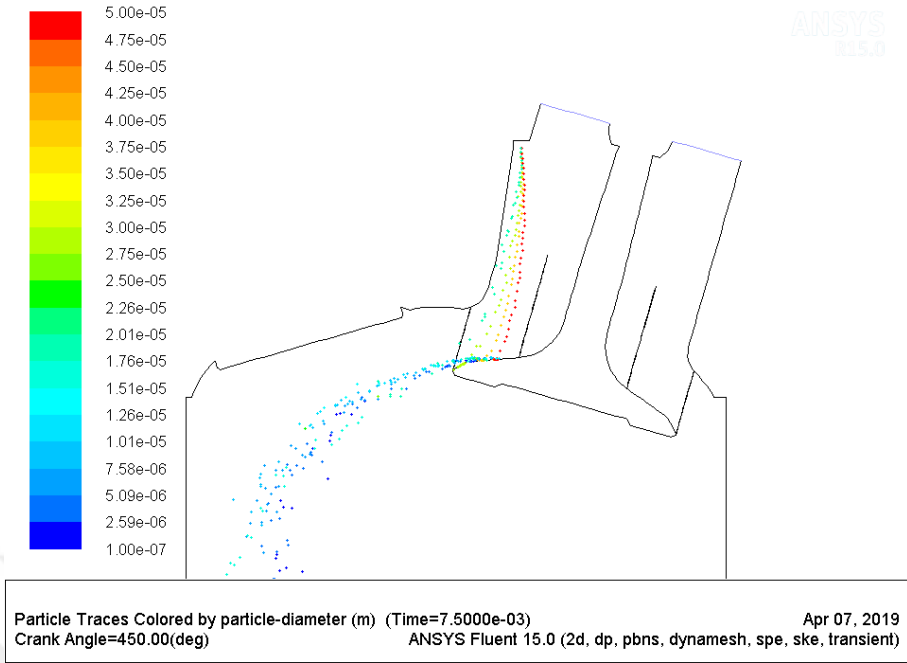
Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=7.5000e-03) Apr 10, 2019
 Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dymesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.2. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi hız dağılımı

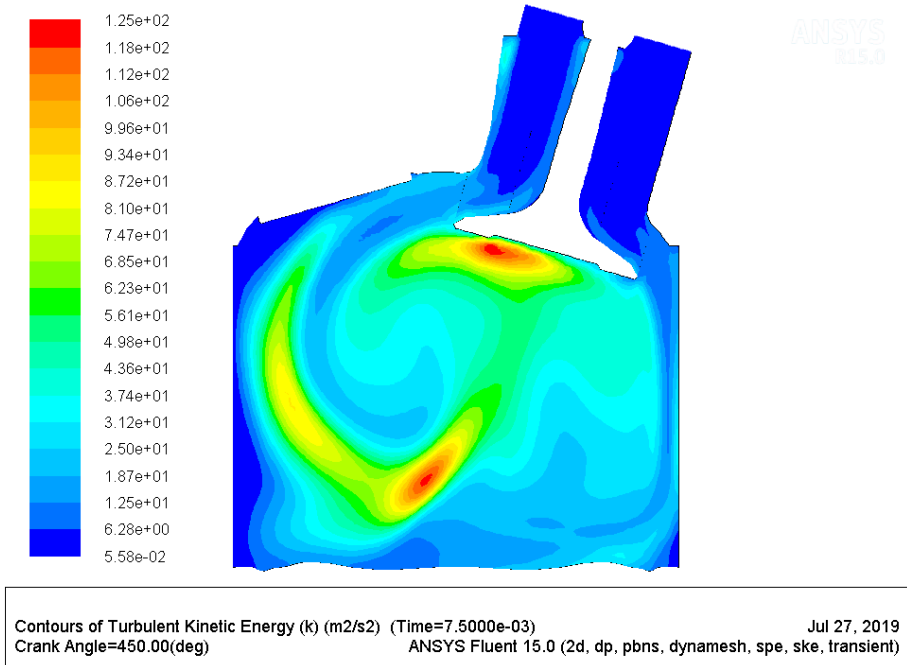


Contours of Mass fraction of c7h16 (Time=7.5000e-03) Apr 10, 2019
 Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dymesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.3. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu

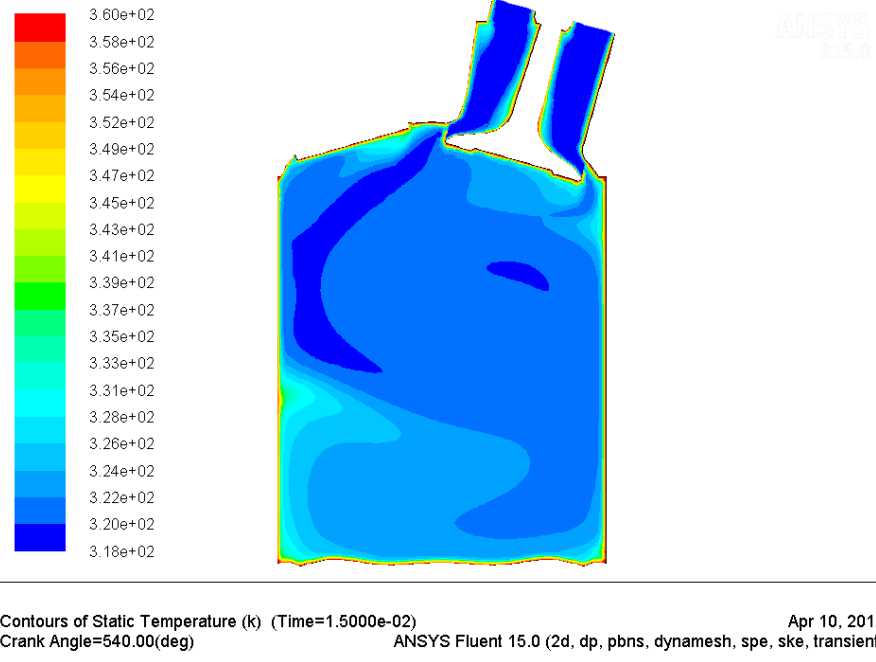


Şekil 4.4. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı

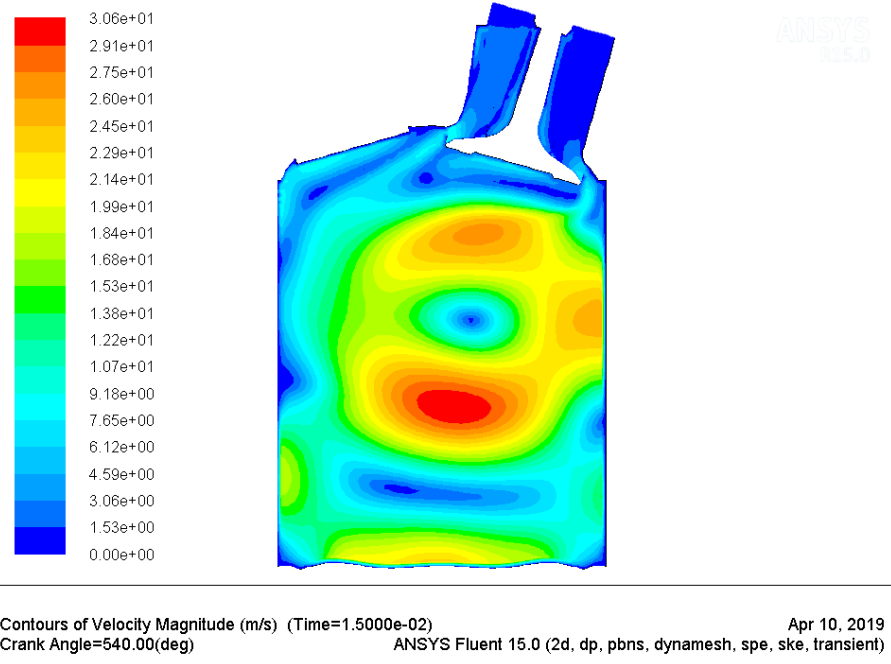


Şekil 4.5. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

❖ 540 KA için sonuçlar:



Şekil 4.6. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi sıcaklık değişimi

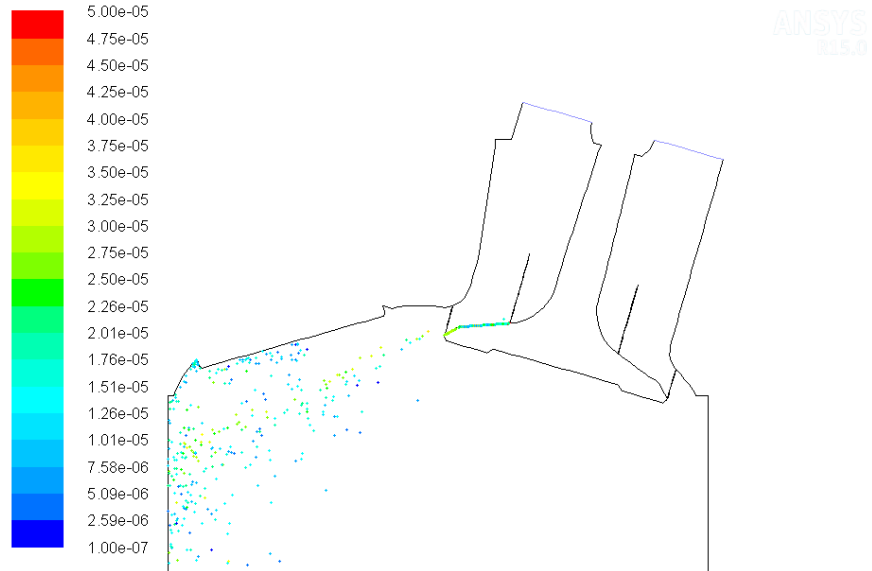


Şekil 4.7. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi hız dağılımı



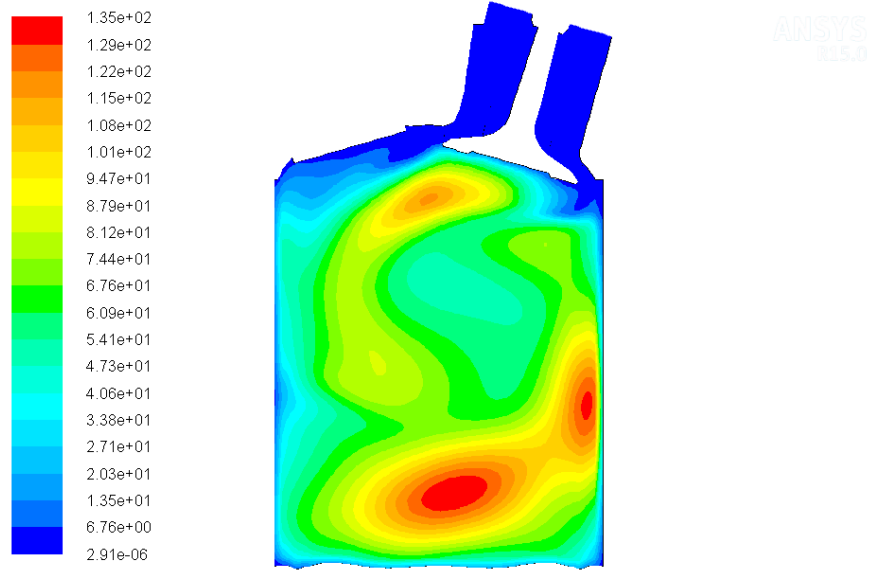
Contours of Mass fraction of c7h16 (Time=1.5000e-02) Apr 10, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.8. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu



Particle Traces Colored by particle-diameter (m) (Time=1.5000e-02) Apr 07, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

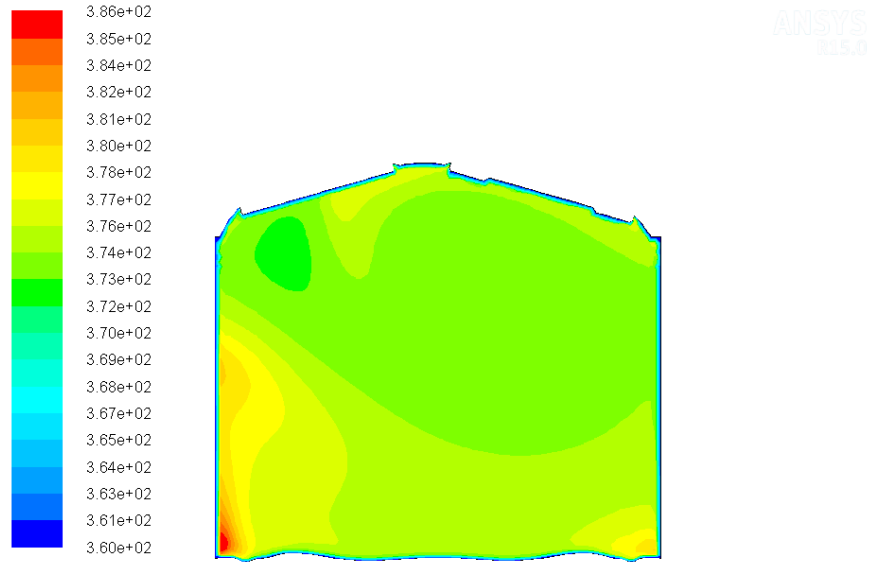
Şekil 4.9. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı



Contours of Turbulent Kinetic Energy (k) (m2/s2) (Time=1.5000e-02) Jul 27, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

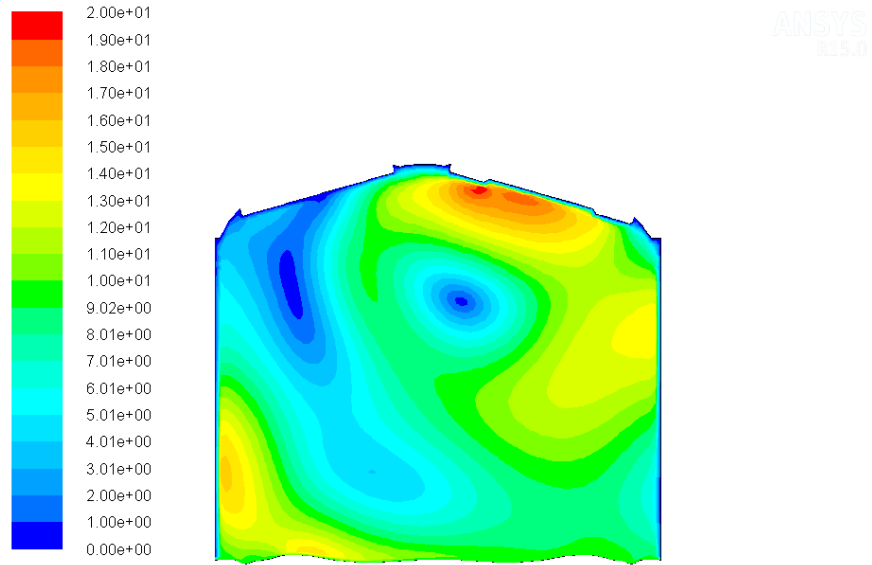
Şekil 4.10. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

❖ 630 KA için sonuçlar:



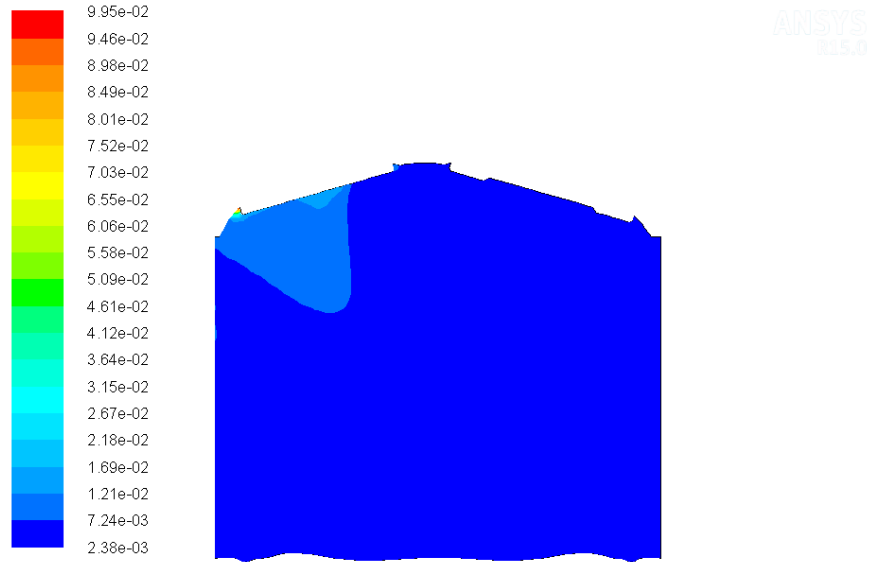
Contours of Static Temperature (k) (Time=2.2500e-02) Apr 10, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.11. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



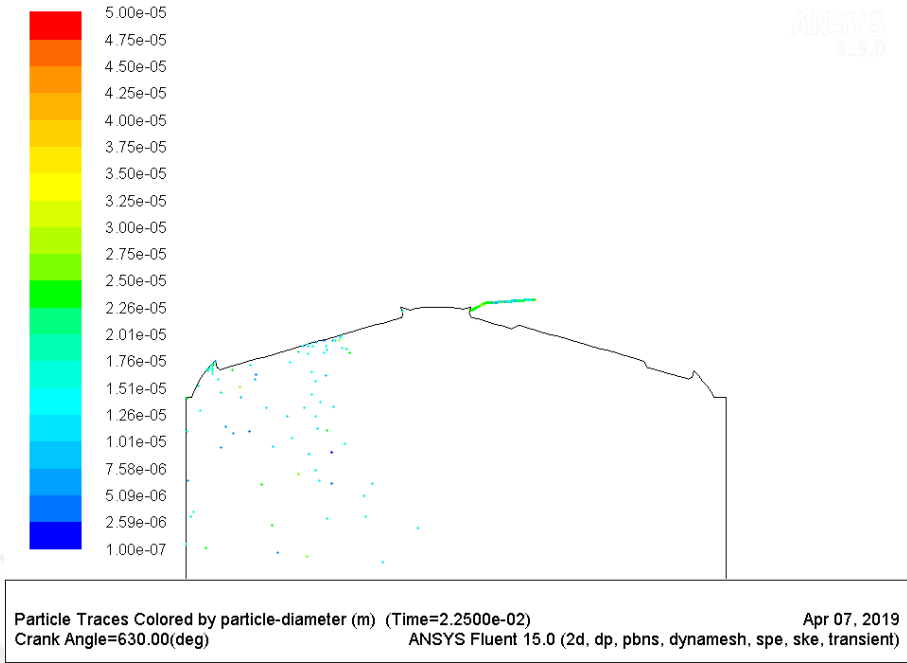
Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=2.2500e-02) Apr 10, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.12. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi hız dağılımı

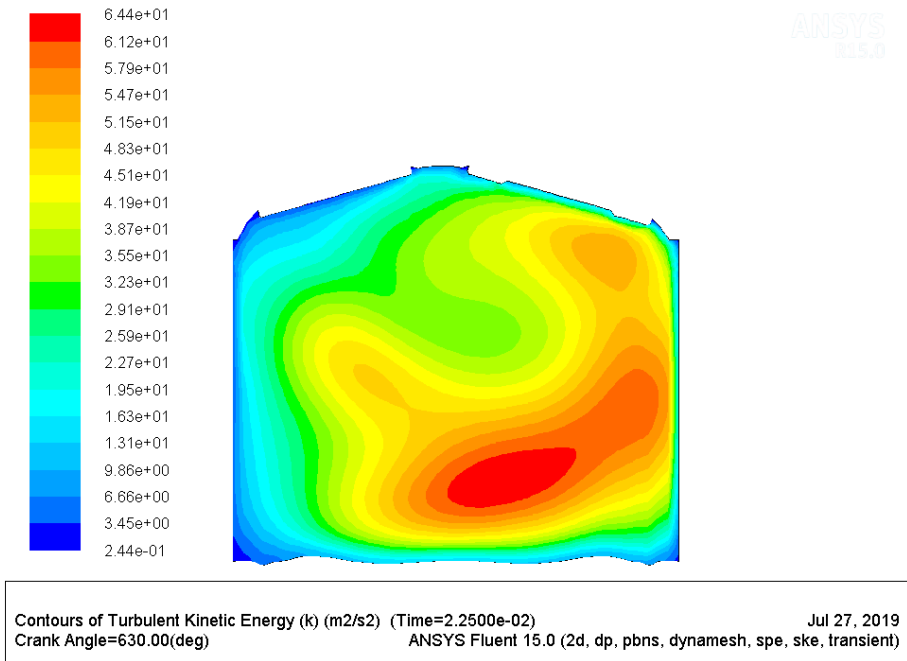


Contours of Mass fraction of c7h16 (Time=2.2500e-02) Apr 10, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.13. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu

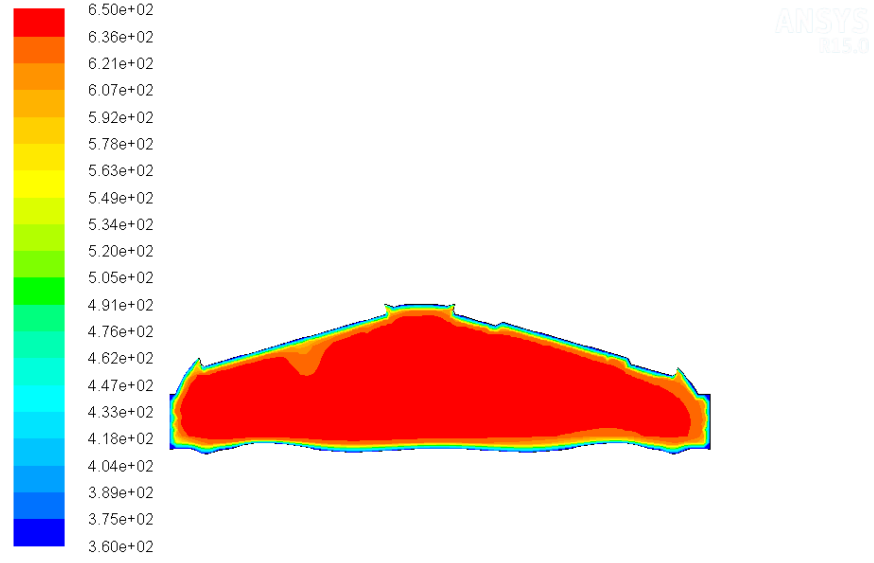


Şekil 4.14. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı



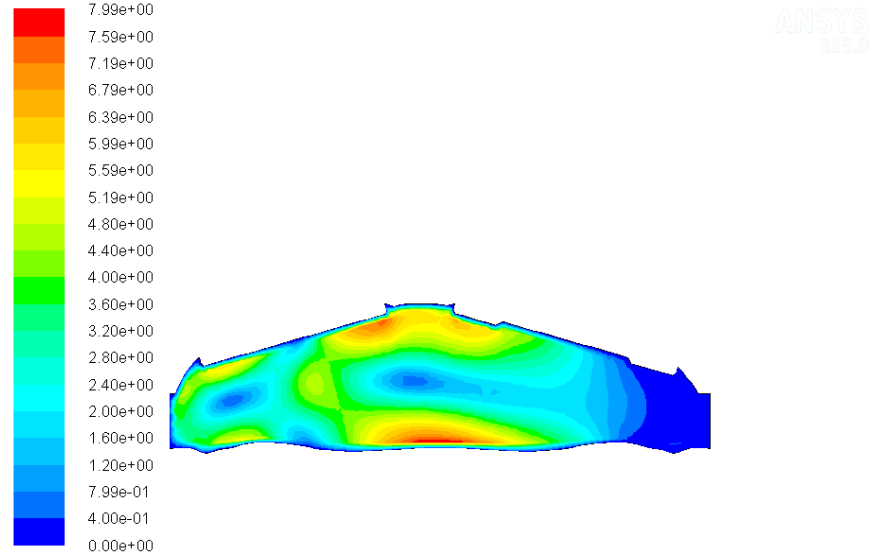
Şekil 4.15. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

❖ 720 KA için sonuçlar:



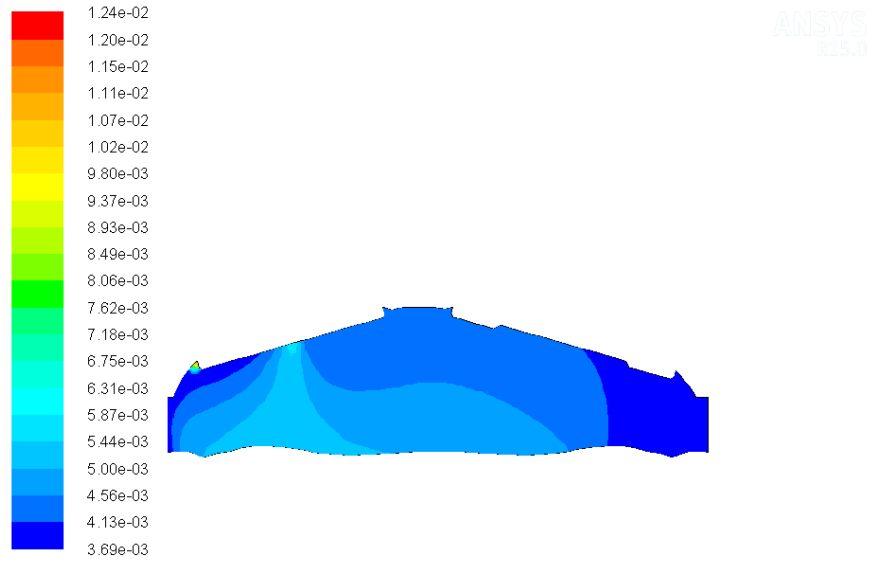
Contours of Static Temperature (k) (Time=3.0000e-02) Apr 10, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.16. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



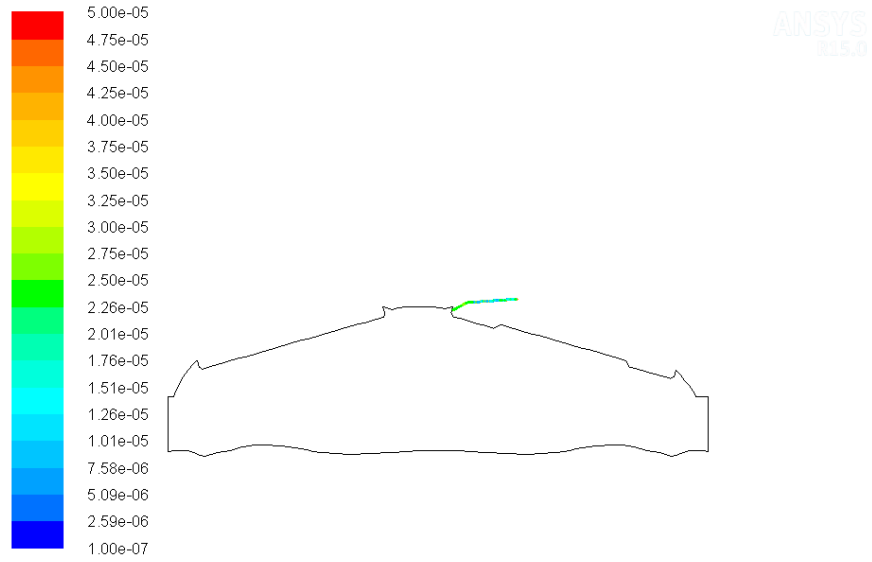
Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=3.0000e-02) Apr 10, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.17. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi hız dağılımı



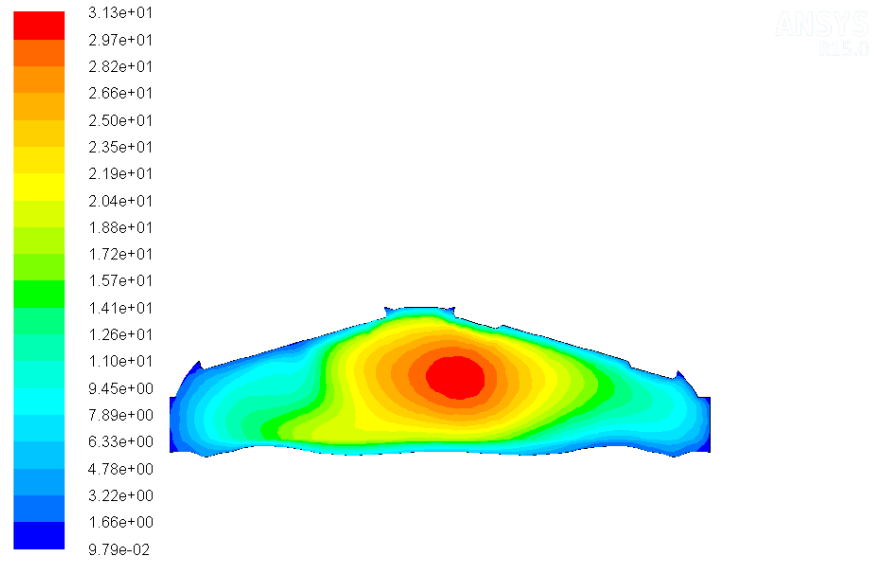
Contours of Mass fraction of c7h16 (Time=3.0000e-02) Apr 10, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.18. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu



Particle Traces Colored by particle-diameter (m) (Time=3.0000e-02) Apr 07, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.19. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı



Contours of Turbulent Kinetic Energy (k) (m2/s2) (Time=3.0000e-02) Jul 27, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

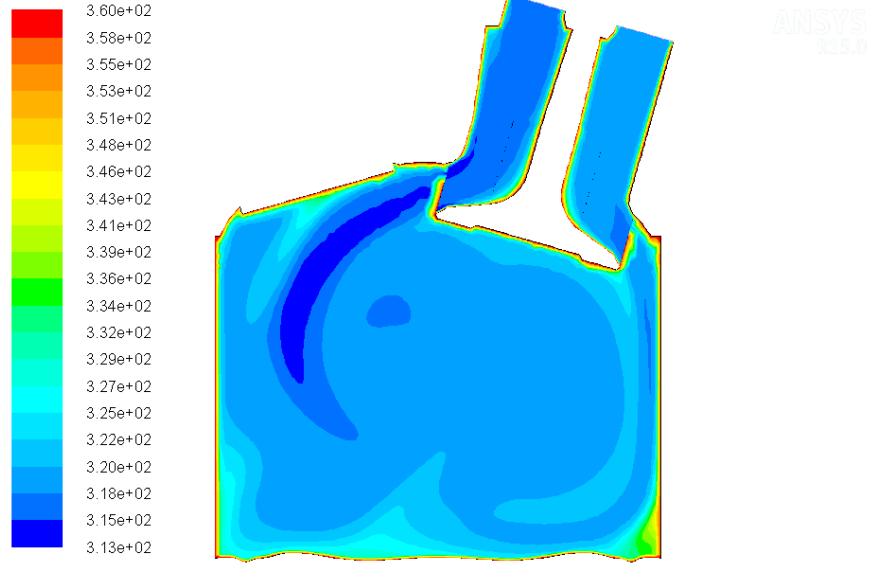
Şekil 4.20. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

Yukarıdaki şekillerden de görüldüğü üzere silindir içi benzinin kütle fraksiyonunun KA ilerledikçe azaldığı görülmektedir. Bu azalmaya bağlı olarak silindir içi sıcaklığının ise ters orantılı bir şekilde artış gösterdiği ortaya çıkmaktadır. Ayrıca hız dağılımında da pistonun ÜÖN'dan hareket etmesiyle beraber önce artmakta fakat piston AÖN' ya yaklaştıkça silindir içindeki artan basınca bağlı olarak gaz hızları azalmaktadır. Püskürtülen yakıtın ise 720 KA gelindiğinde buharlaştığı görülmektedir.

4.1.2. 2000 Devirde Etanolün Silindir İçi Kütle Fraksiyonu, Türbülans, Hız Ve Sıcaklık Değişimi

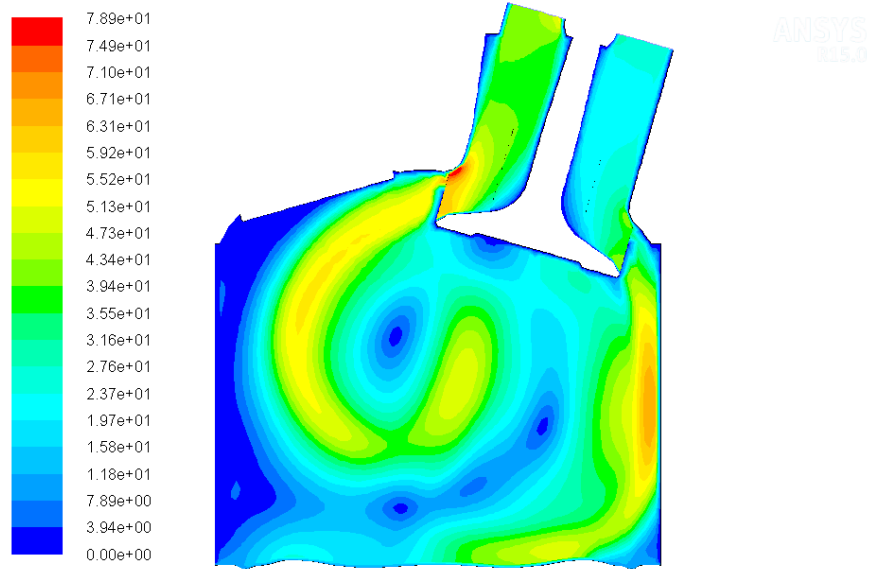
2000 d/dk devirde aynı miktardaki etanolün yanma odasına püskürtülmesiyle yapılan analiz sonucunda elde edilen etanolün kütle fraksiyonu, türbülans kinetik enerji, hız dağılımı ve silindir içi sıcaklık değişimi farklı KA değerleri için Şekil 4.21 ile 4.40 arasında gösterilmiştir.

❖ 450 KA için sonuçlar:



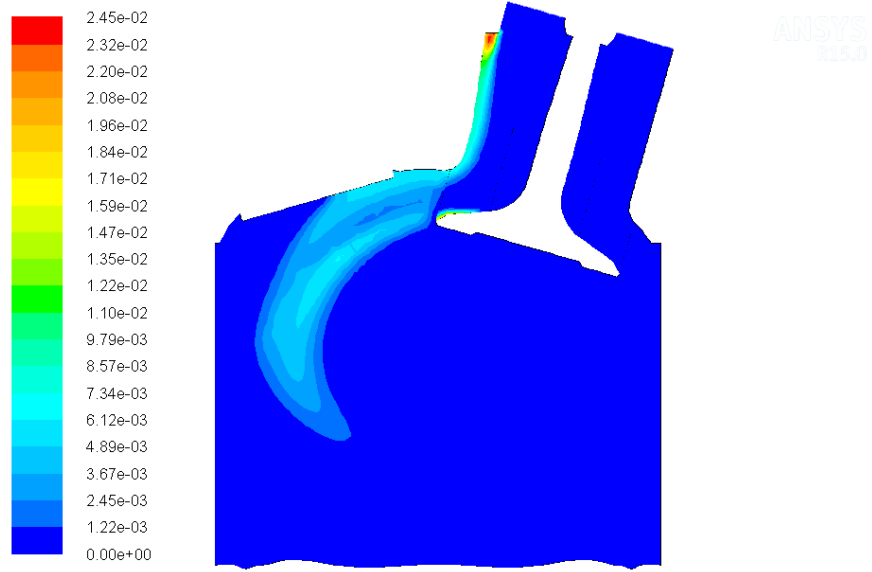
Contours of Static Temperature (k) (Time=7.5000e-03) Apr 21, 2019
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.21. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



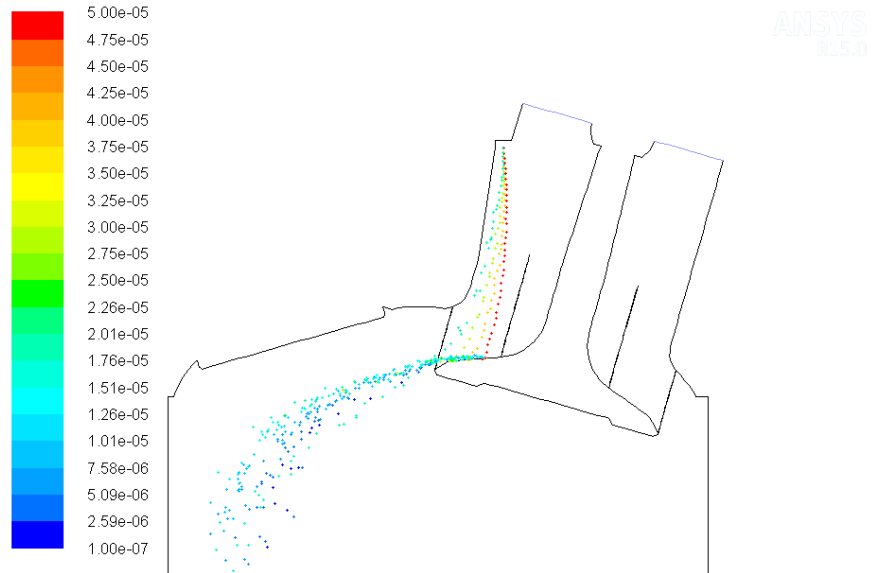
Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=7.5000e-03) Apr 21, 2019
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.22. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi hız dağılımı



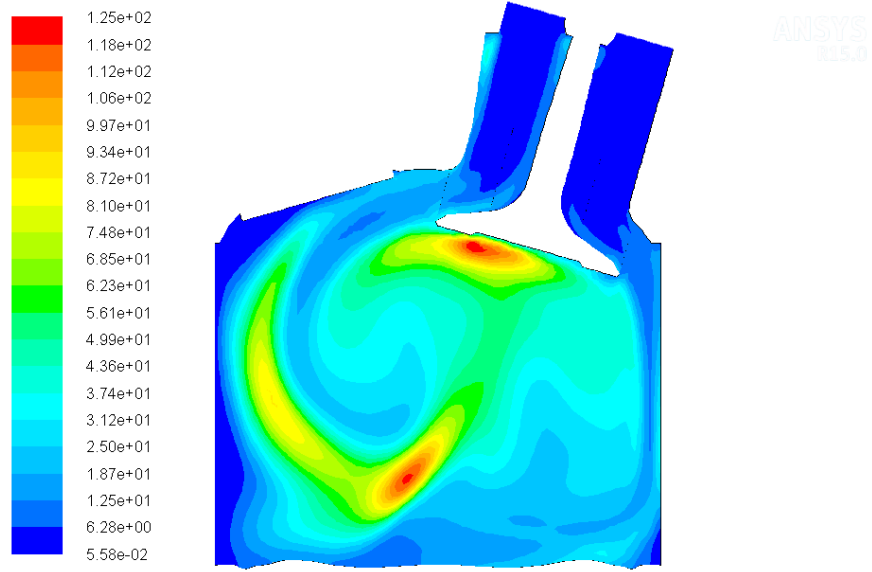
Contours of Mass fraction of c2h5oh (Time=7.5000e-03) Apr 21, 2019
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.23. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu



Particle Traces Colored by particle-diameter (m) (Time=7.5000e-03) Apr 21, 2019
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

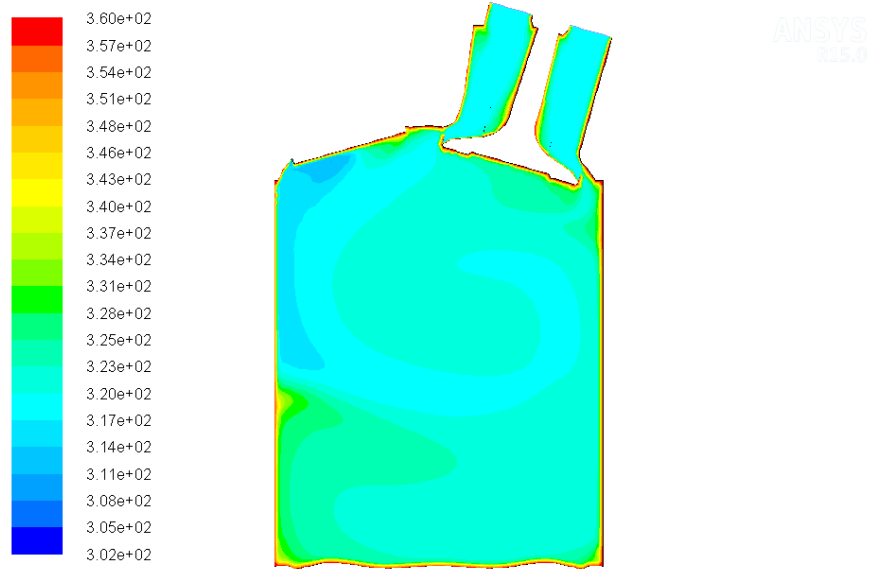
Şekil 4.24. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı



Contours of Turbulent Kinetic Energy (k) (m2/s2) (Time=7.5000e-03) Jul 27, 2019
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dymesh, spe, ske, transient)

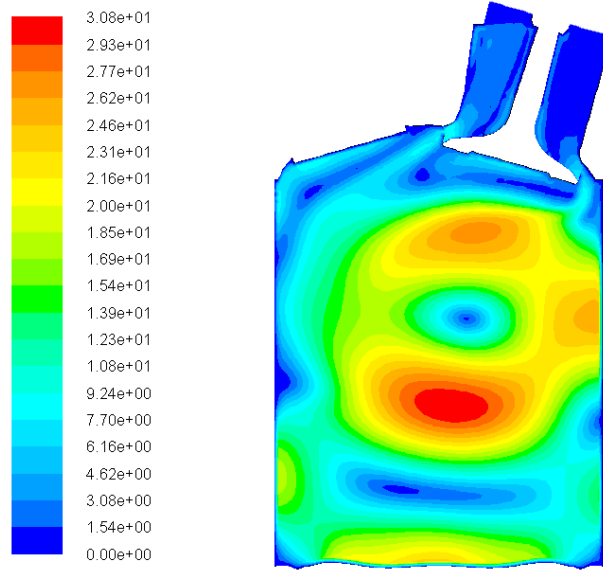
Şekil 4.25. 2000 d/dk ve 450° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

❖ 540 KA için sonuçlar:



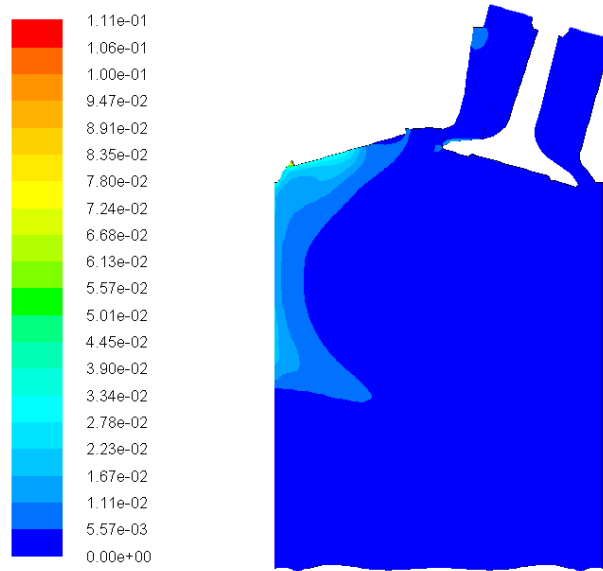
Contours of Static Temperature (k) (Time=1.5000e-02) Apr 21, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dymesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.26. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



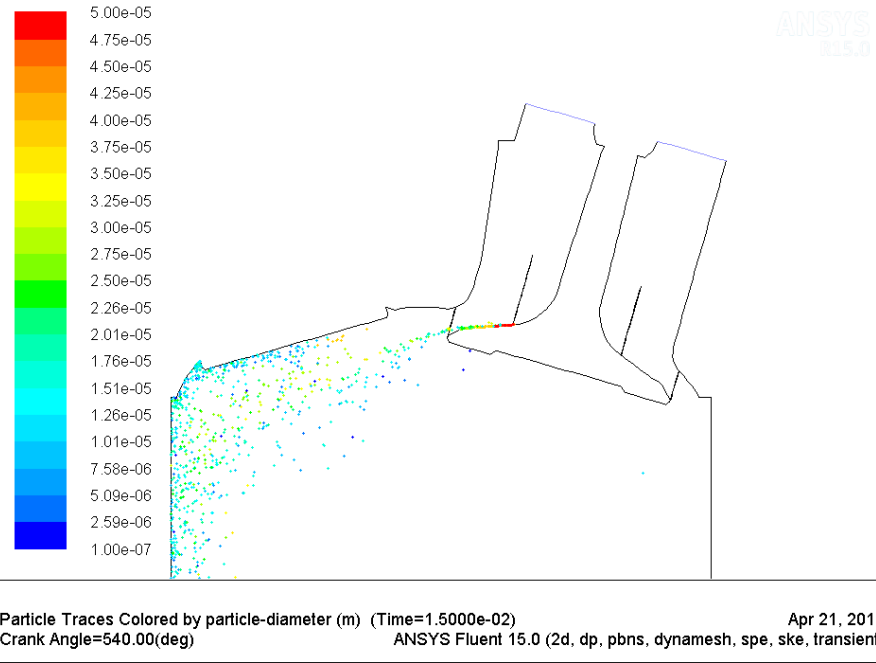
Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=1.5000e-02) Apr 21, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.27. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi hız dağılımı

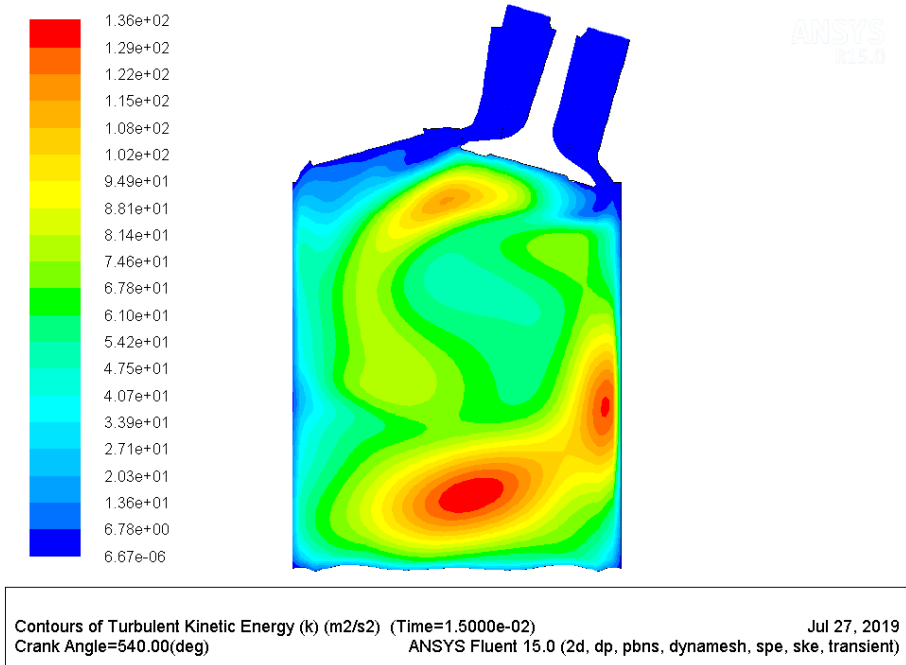


Contours of Mass fraction of c2h5oh (Time=1.5000e-02) Apr 21, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.28. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu

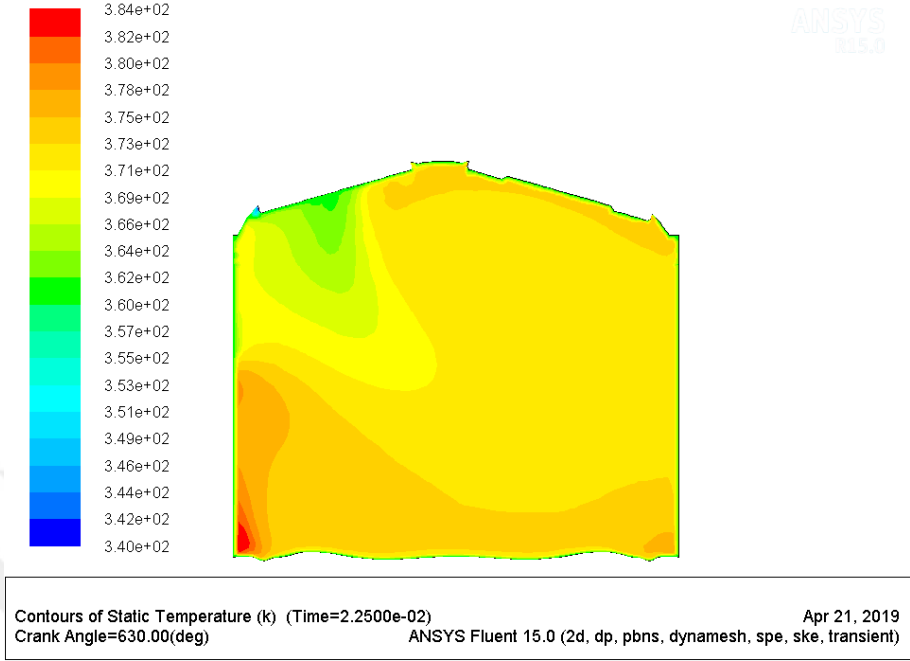


Şekil 4.29. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı

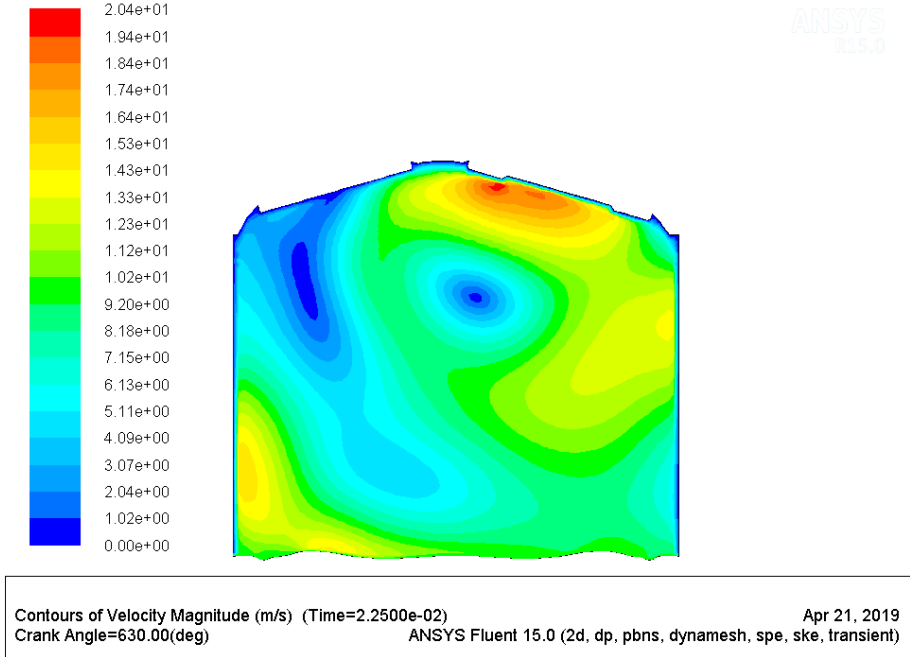


Şekil 4.30. 2000 d/dk ve 540° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

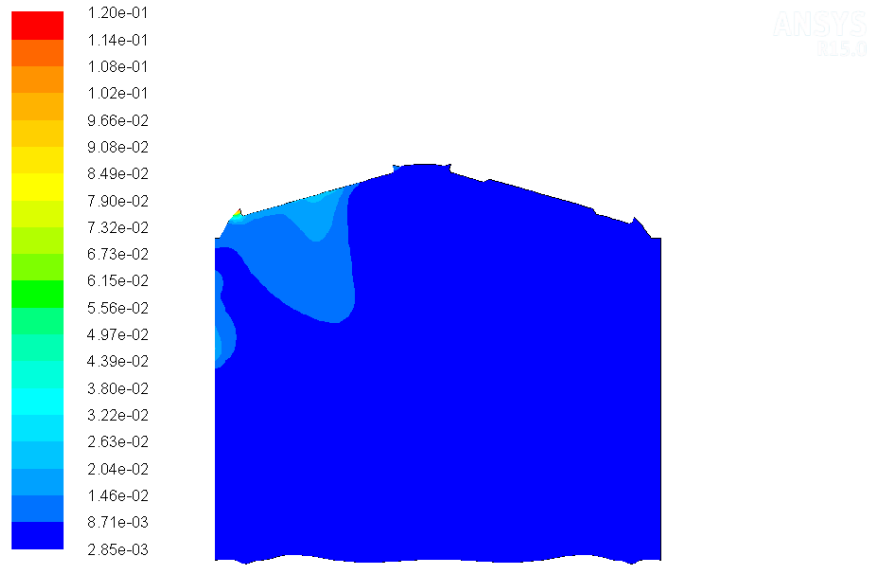
❖ 630 KA için sonuçlar:



Şekil 4.31. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi sıcaklık değişimi

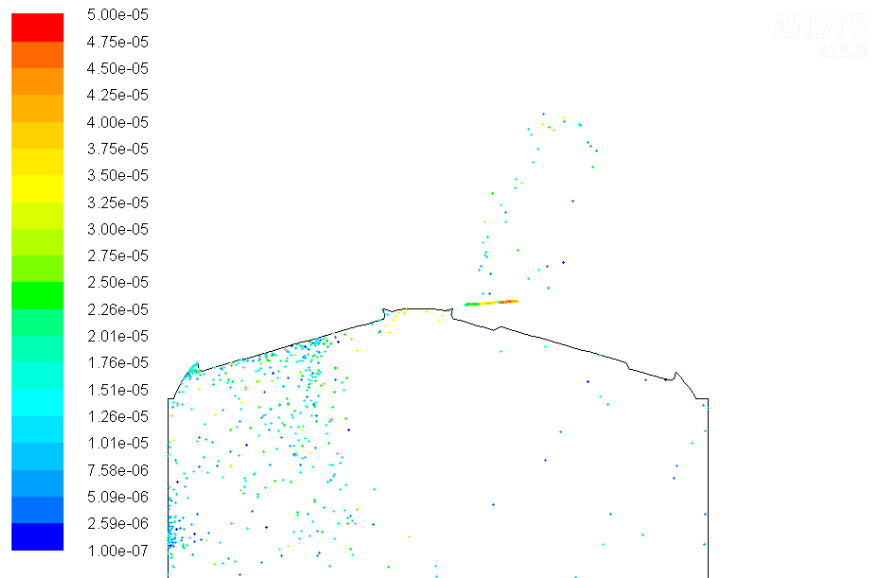


Şekil 4.32. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi hız dağılımı



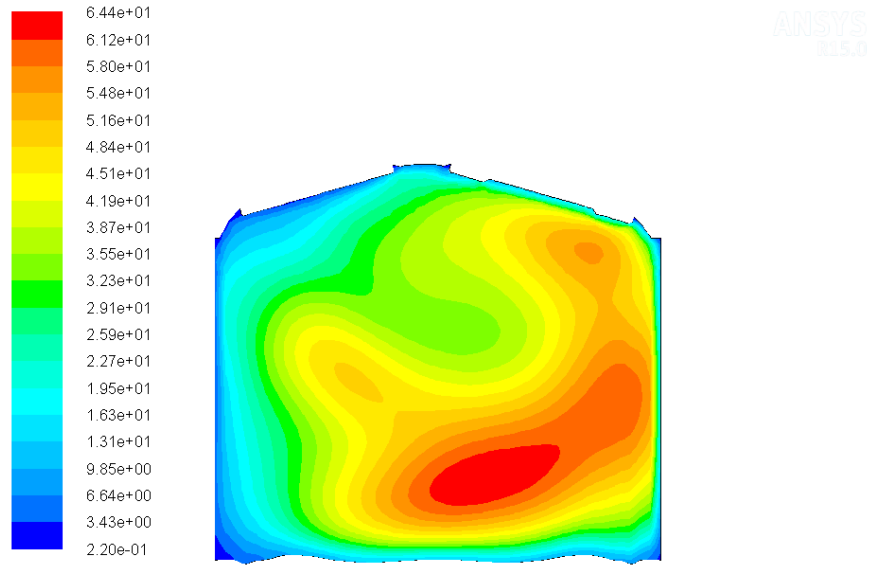
Contours of Mass fraction of c2h5oh (Time=2.2500e-02) Apr 21, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.33. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu



Particle Traces Colored by particle-diameter (m) (Time=2.2500e-02) Apr 21, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

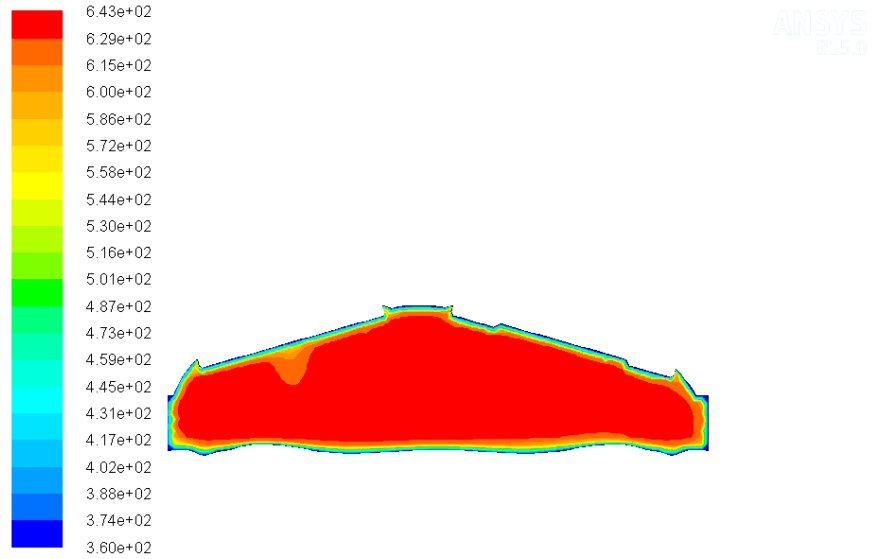
Şekil 4.34. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı



Contours of Turbulent Kinetic Energy (k) (m2/s2) (Time=2.2500e-02) Jul 27, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

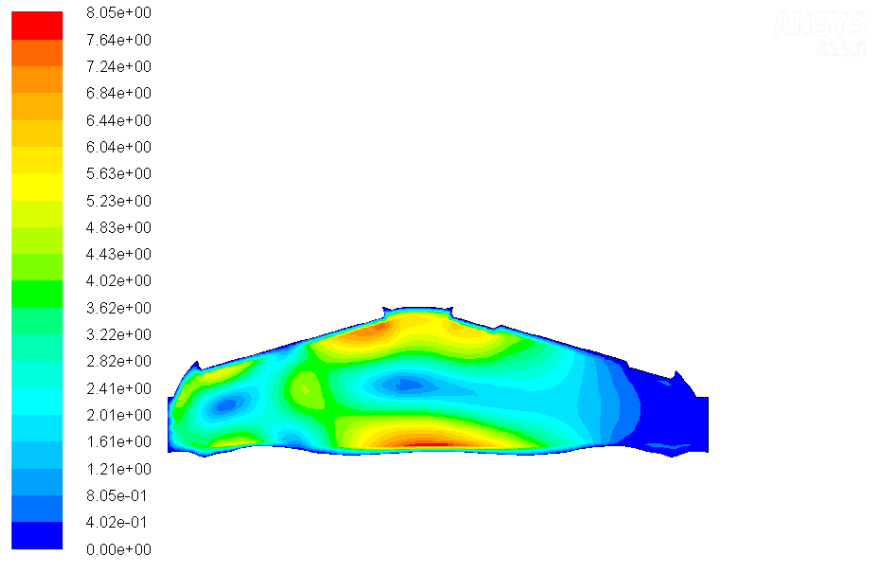
Şekil 4.35. 2000 d/dk ve 630° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

❖ 720 KA için sonuçlar:



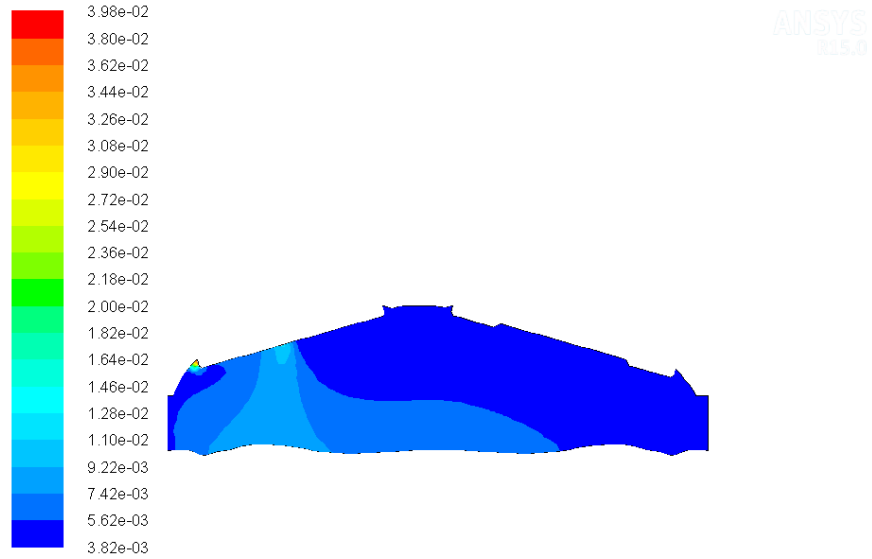
Contours of Static Temperature (k) (Time=3.0000e-02) Apr 21, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.36. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



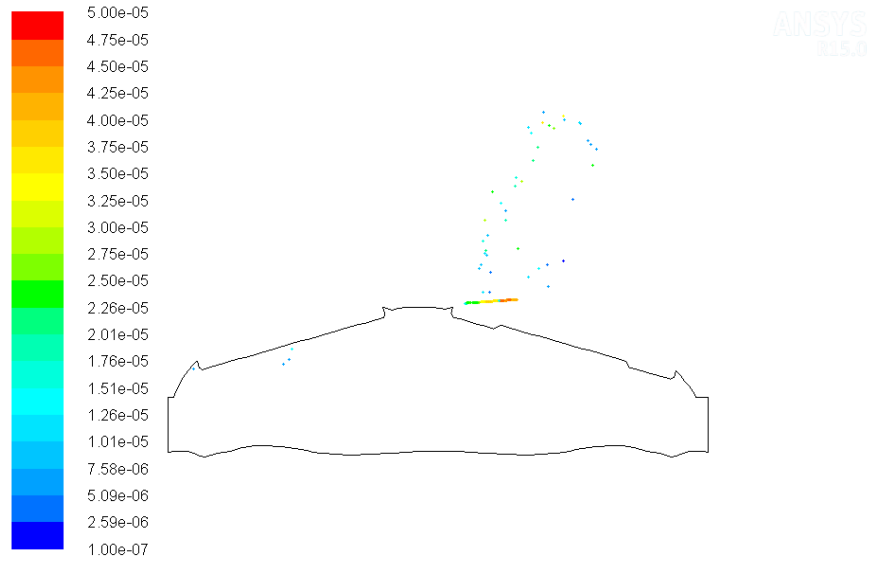
Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=3.0000e-02) Apr 21, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.37. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi hız dağılımı



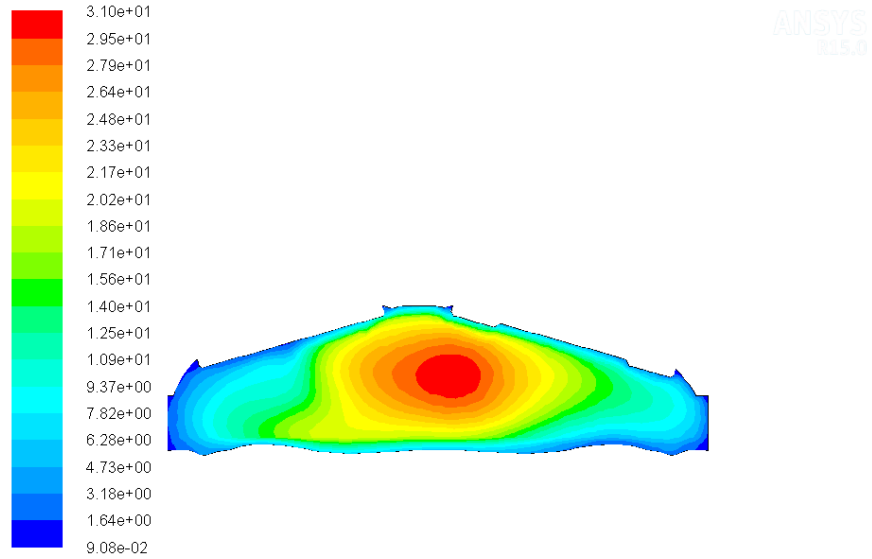
Contours of Mass fraction of c2h5oh (Time=3.0000e-02) Apr 21, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.38. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu



Apr 21, 2019

Şekil 4.39. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı



Jul 27, 2019

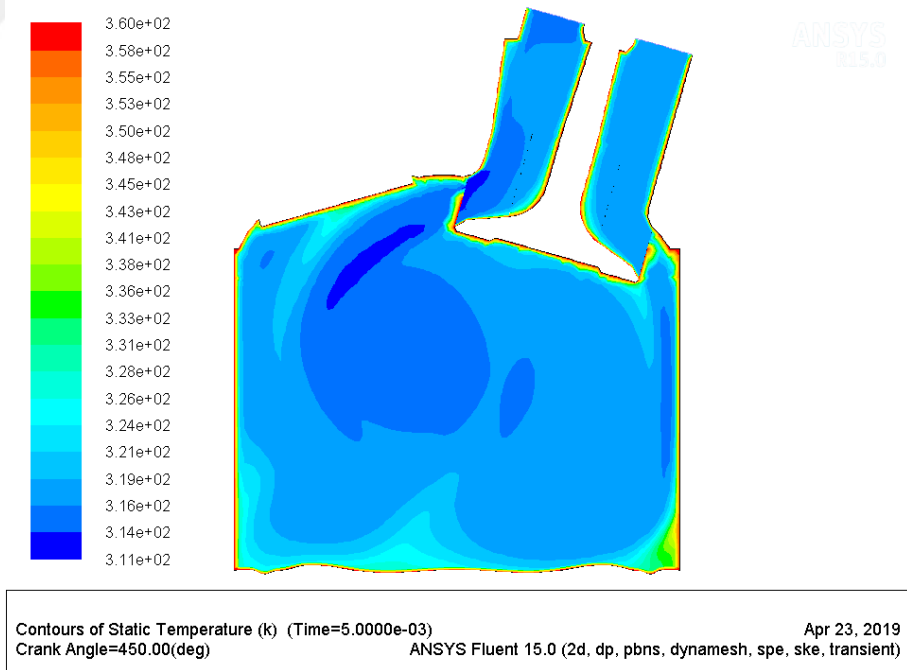
Şekil 4.40. 2000 d/dk ve 720° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

Yukarıdaki şekillerden de görüldüğü üzere silindir içi etanolün de benzine benzer şekilde kütle fraksiyonunun KA ilerledikçe azaldığı fakat daha yavaş bir şekilde azaldığı görülmektedir. Bu azalmaya bağlı olarak silindir içi sıcaklığının ise ters orantılı bir şekilde artış gösterdiği ortaya çıkmaktadır. Ayrıca hız dağılımında da pistonun ÜÖN'dan hareket etmesiyle beraber önce artmakta fakat piston AÖN' ya yaklaştıkça silindir içindeki artan basınca bağlı olarak gaz hızları azalmaktadır. Püskürtülen yakıtın ise 720 KA gelindiğinde tamamen buharlaşmadığı görülmektedir.

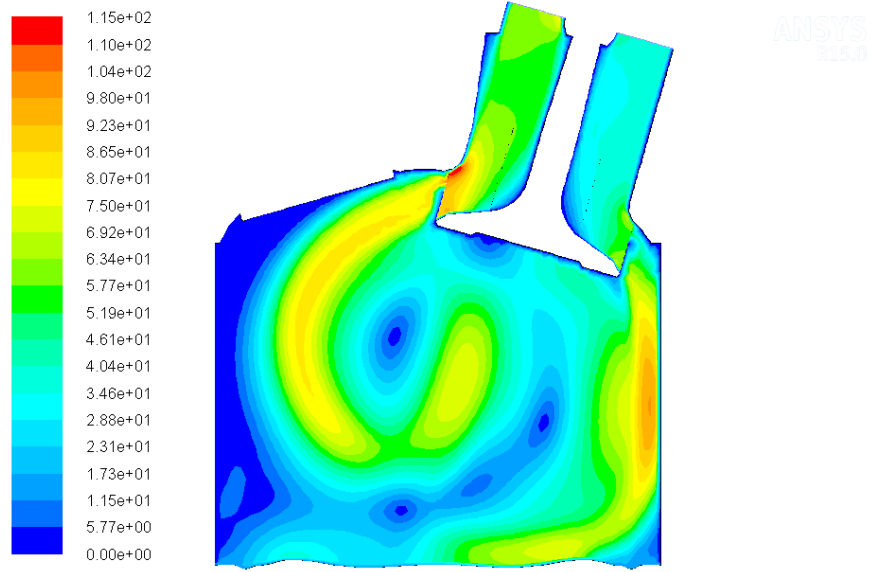
4.1.3. 3000 Devirde Benzinin Silindir İçi Kütle Fraksiyonu, Türbülans, Hız Ve Sıcaklık Değişimi

3000 d/dk devirde benzinin yanma odasına püskürtülmesiyle yapılan analiz sonucunda elde edilen benzinin kütle fraksiyonu, türbülans kinetik enerji, hız dağılımı ve silindir içi sıcaklık değişimi farklı KA değerleri için Şekil 4.41 ile 4.60 arasında gösterilmiştir.

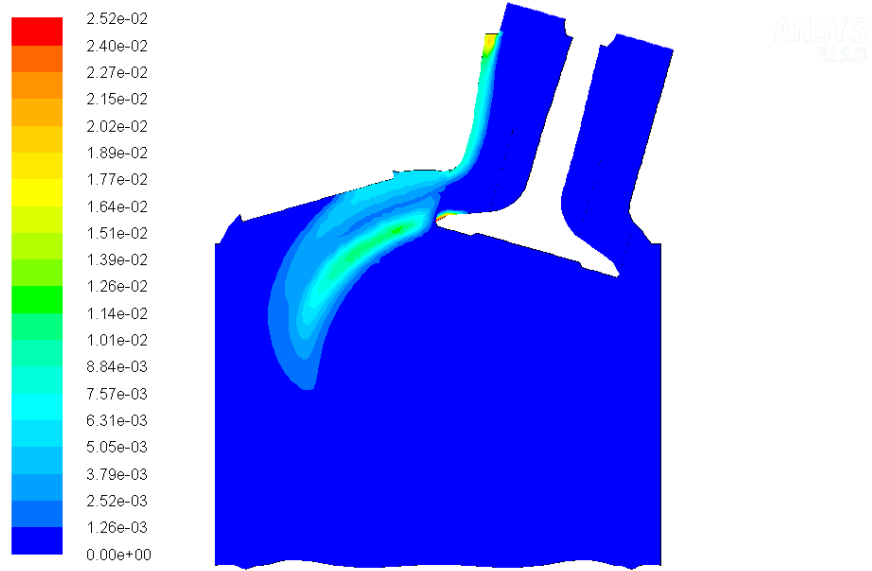
❖ 450 KA için sonuçlar:



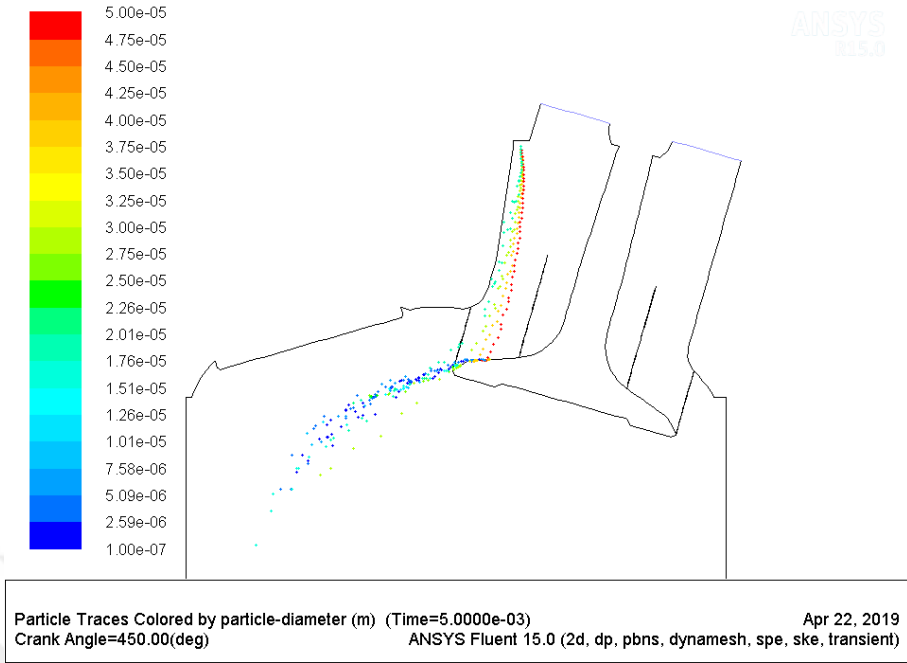
Şekil 4.41. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



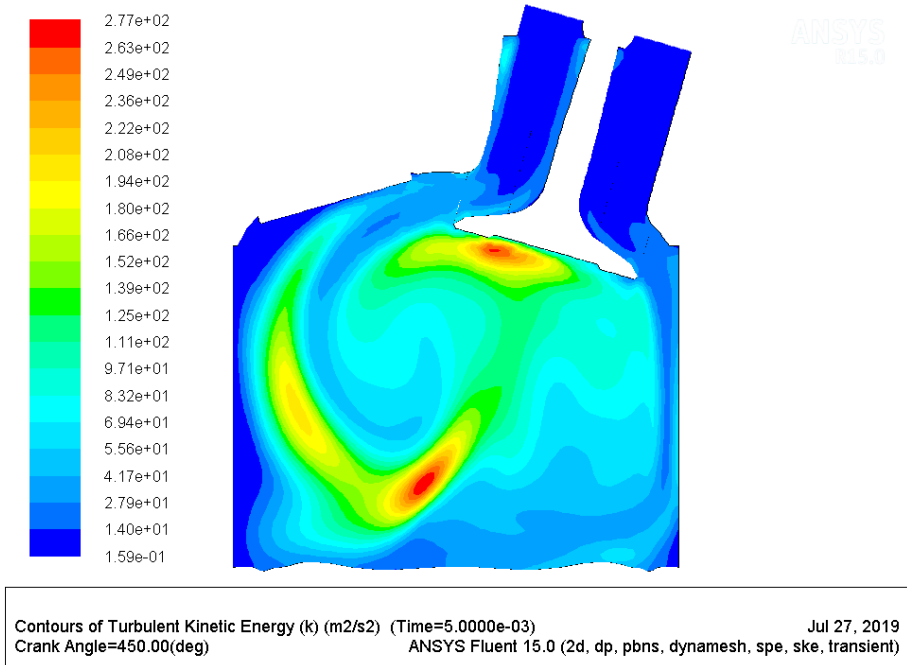
Şekil 4.42. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi hız dağılımı



Şekil 4.43. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu

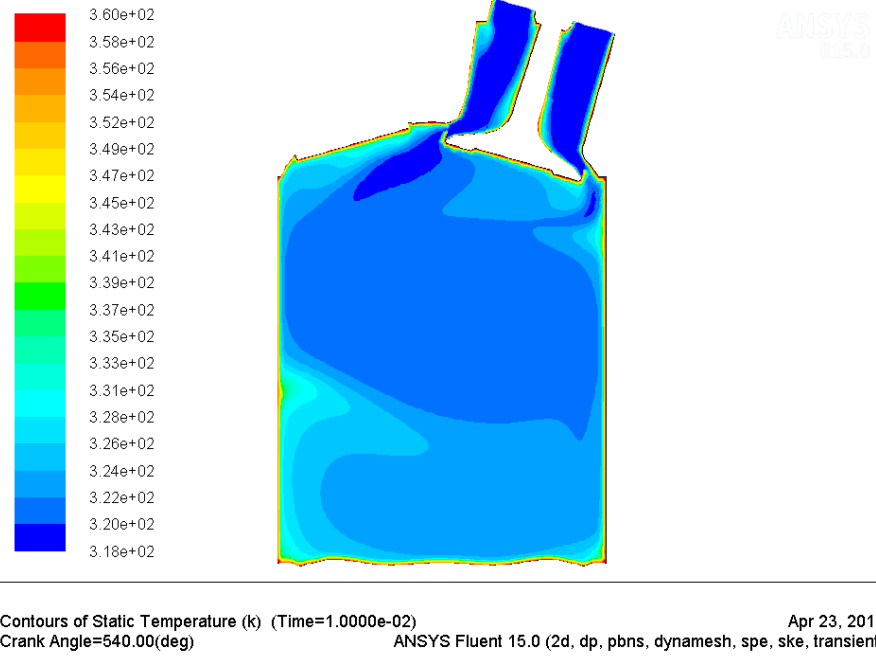


Şekil 4.44. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı

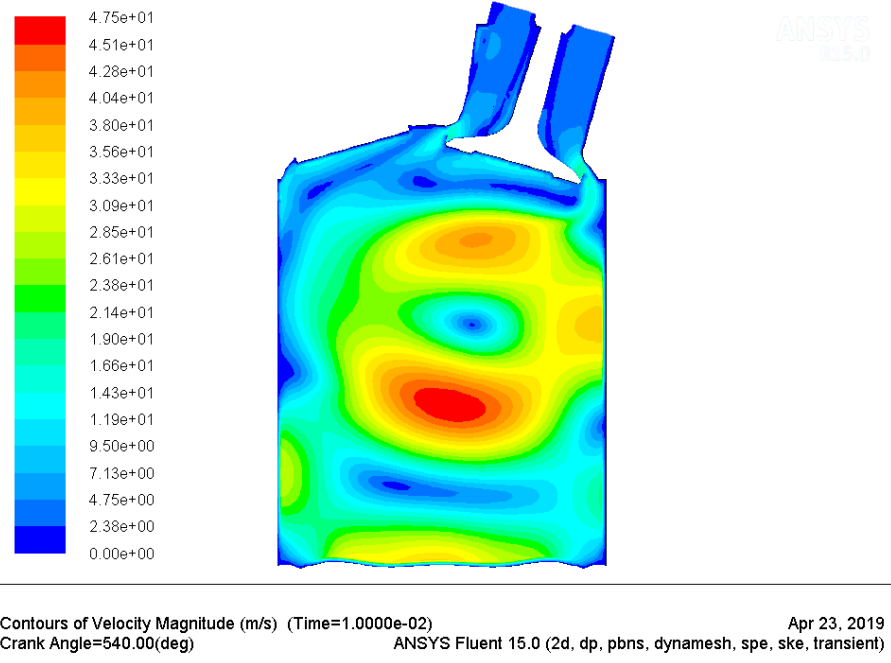


Şekil 4.45. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

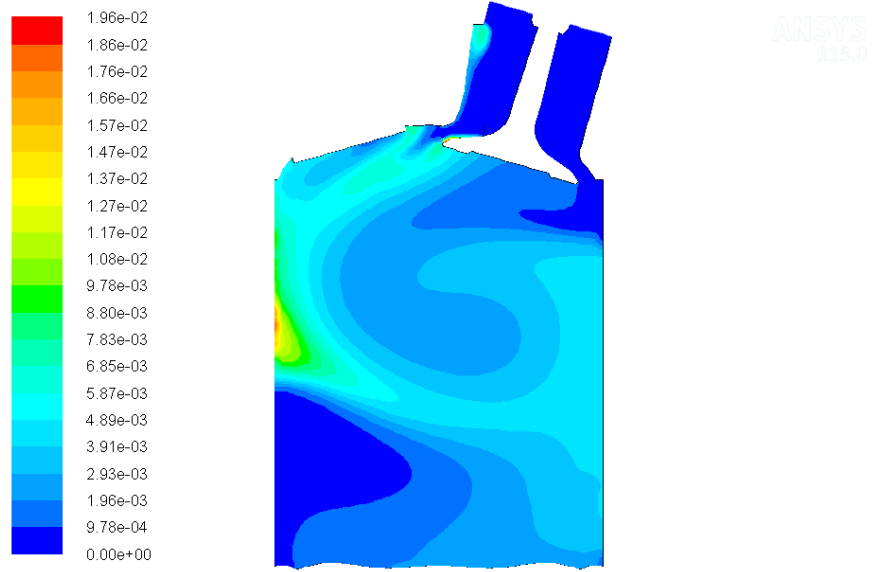
❖ 540 KA için sonuçlar:



Şekil 4.46. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi sıcaklık değişimi

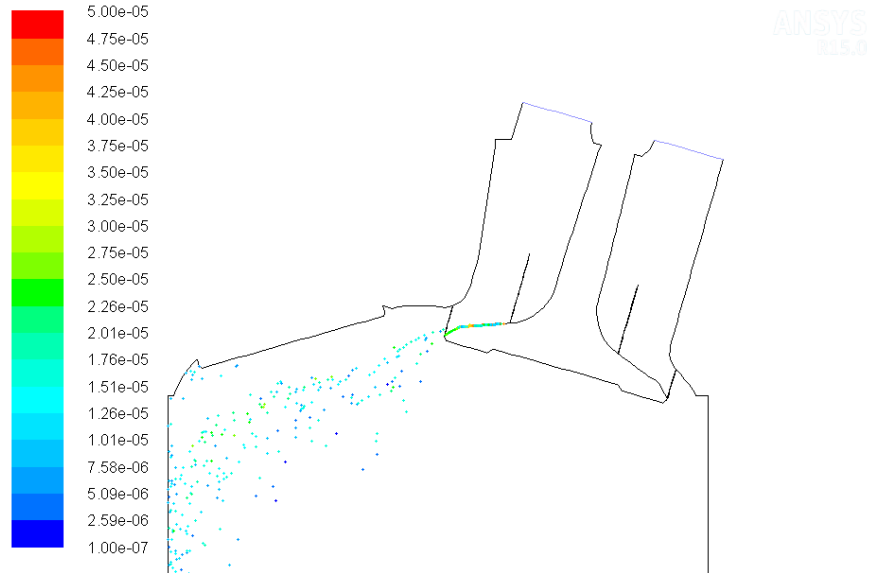


Şekil 4.47. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi hız dağılımı



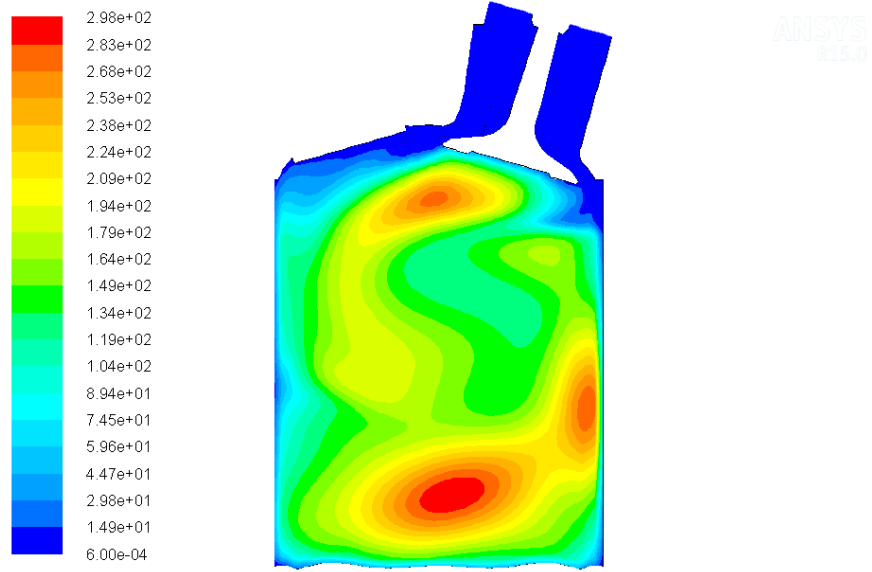
Contours of Mass fraction of c7h16 (Time=1.0000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.48. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu



Particle Traces Colored by particle-diameter (m) (Time=1.0000e-02) Apr 22, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

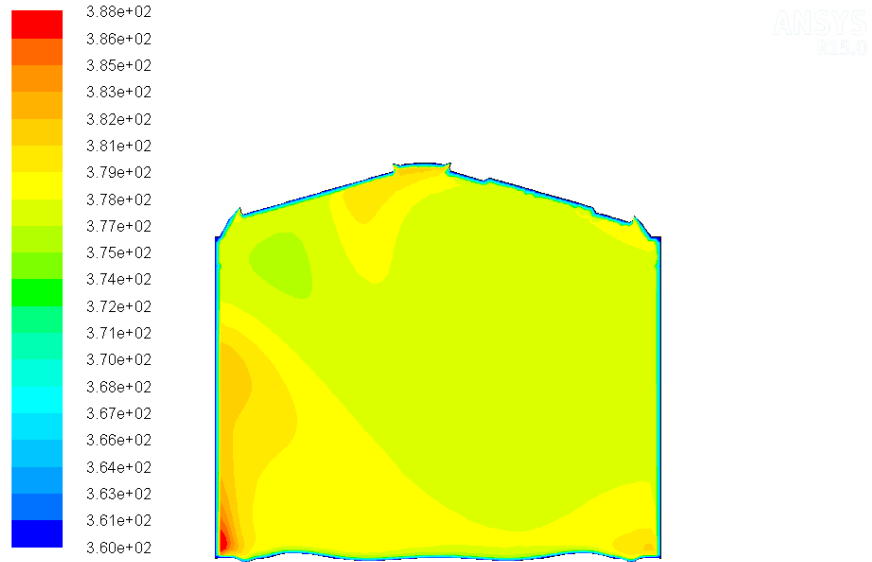
Şekil 4.49. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı



Contours of Turbulent Kinetic Energy (k) (m2/s2) (Time=1.0000e-02) Jul 27, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

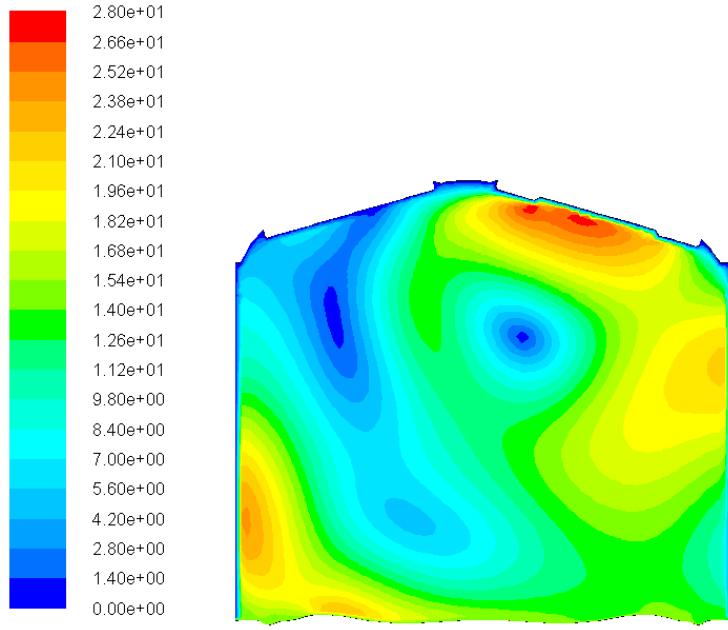
Şekil 4.50. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

❖ 630 KA için sonuçlar:



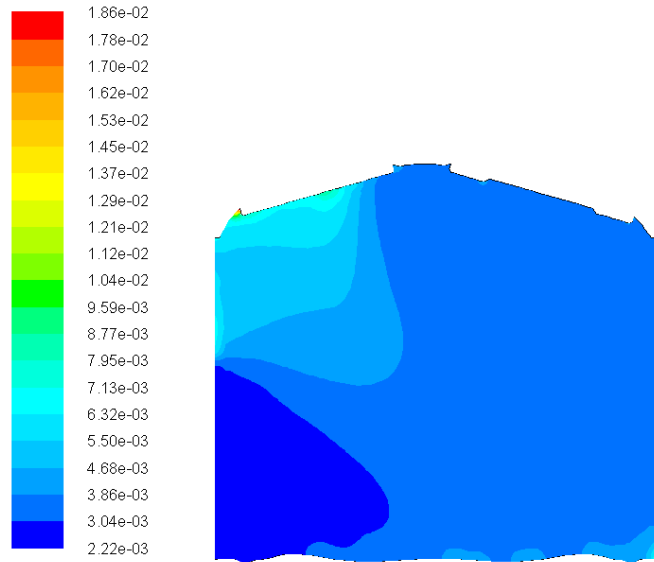
Contours of Static Temperature (k) (Time=1.5000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.51. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



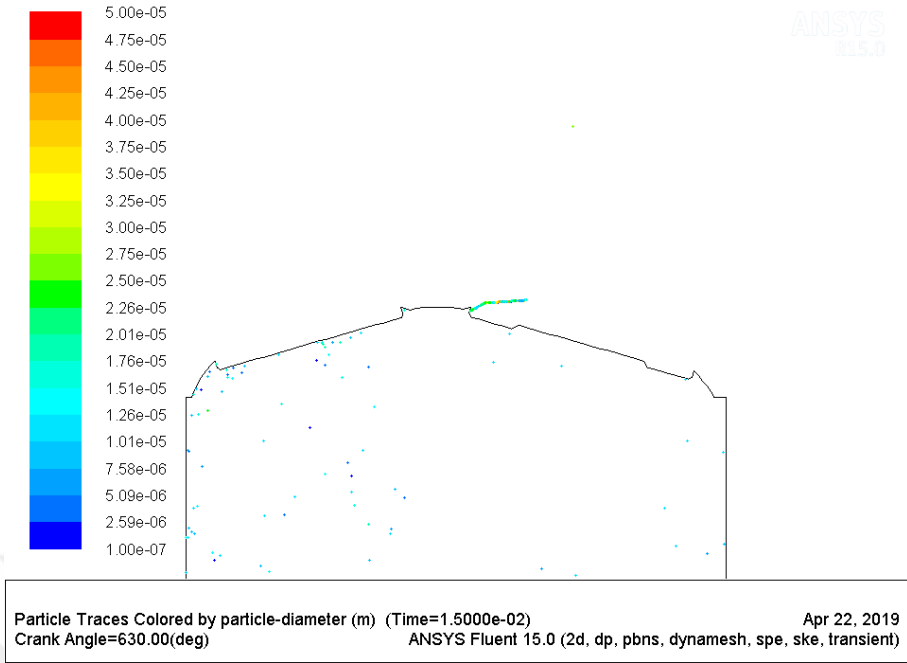
Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=1.5000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.52. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi hız dağılımı

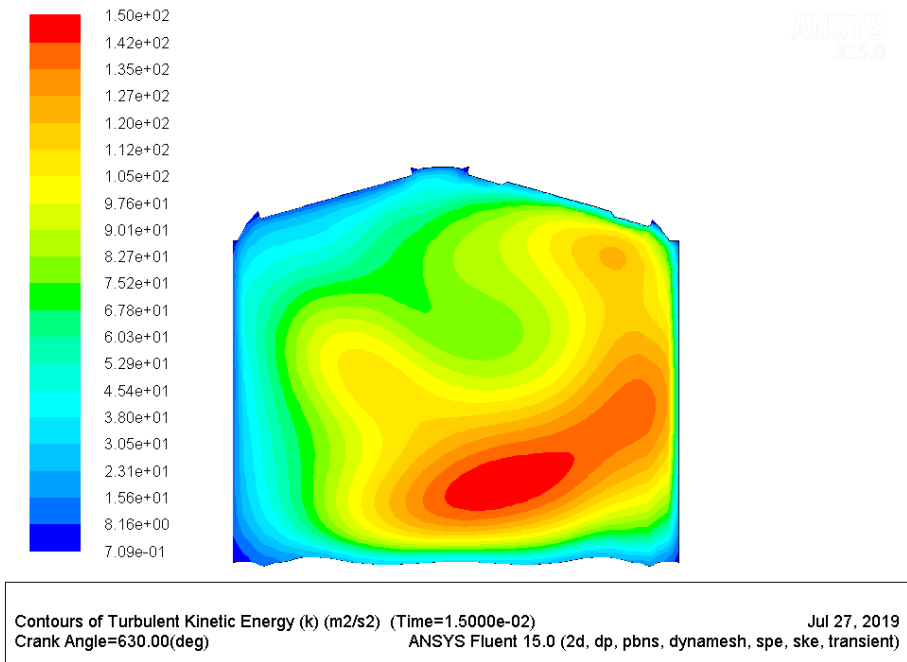


Contours of Mass fraction of c7h16 (Time=1.5000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.53. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu

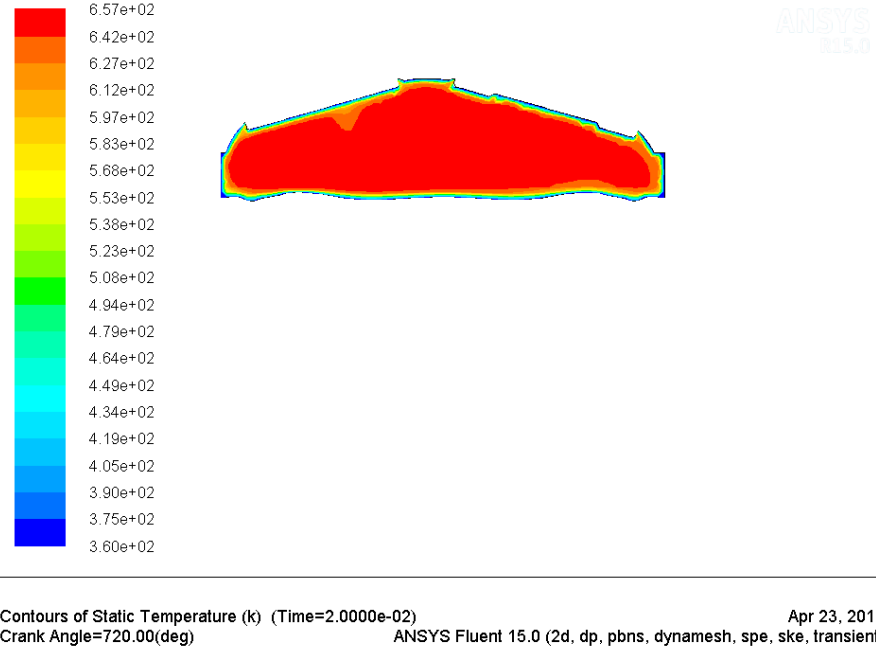


Şekil 4.54. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı

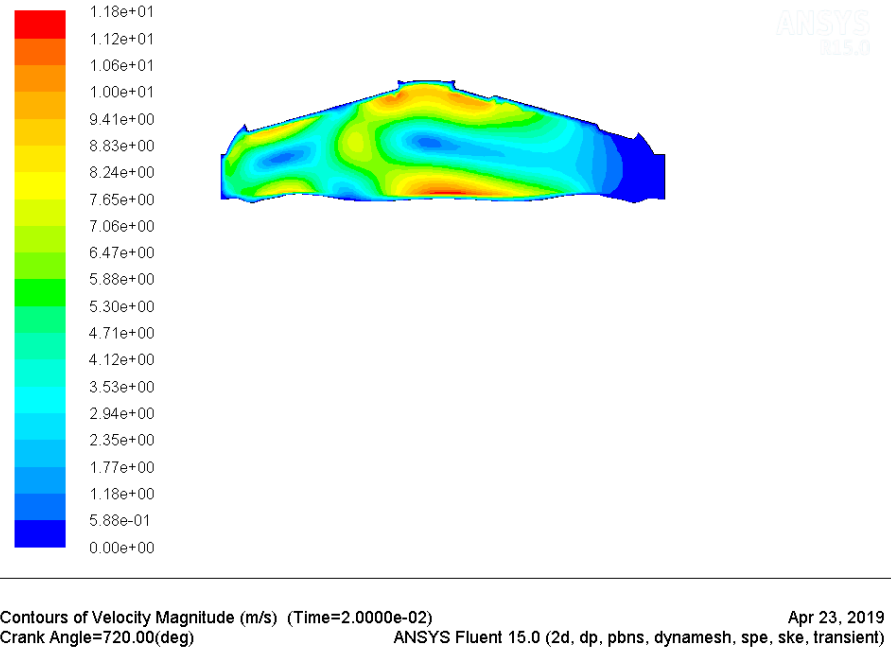


Şekil 4.55. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

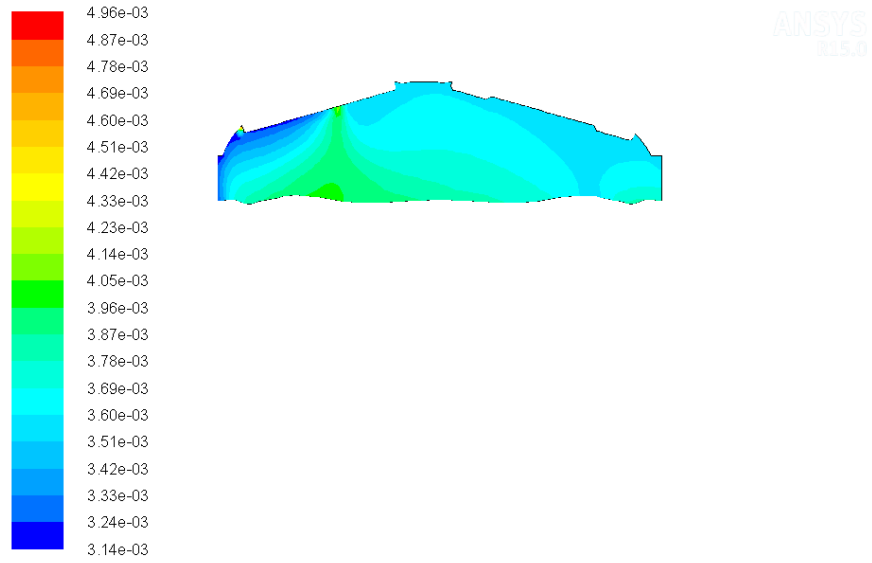
❖ 720 KA için sonuçlar:



Şekil 4.56. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi sıcaklık dağılımı

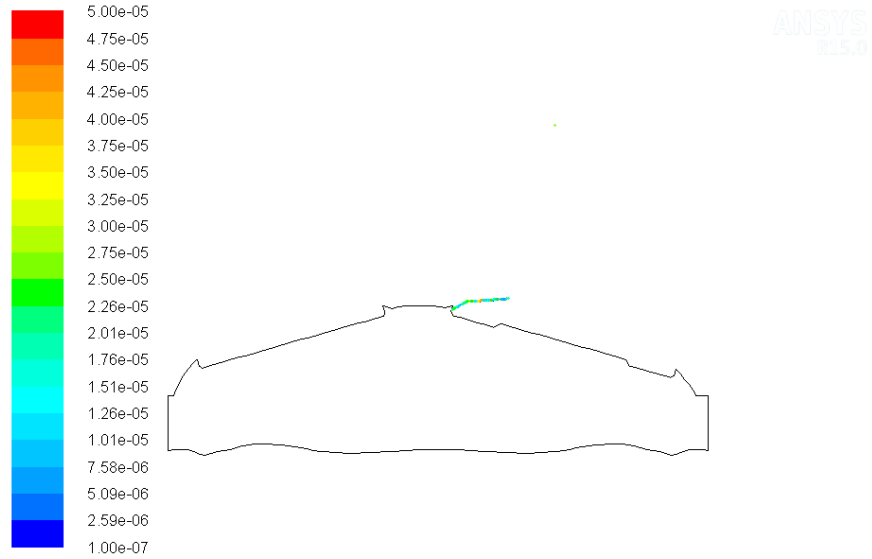


Şekil 4.57. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi hız dağılımı



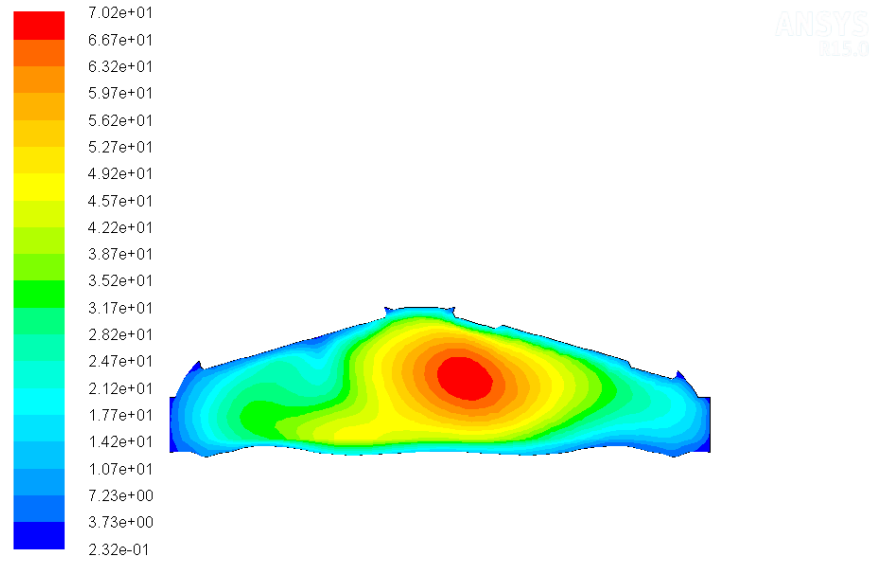
Contours of Mass fraction of c7h16 (Time=2.0000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.58. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu



Particle Traces Colored by particle-diameter (m) (Time=2.0000e-02) Apr 22, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.59. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı



Contours of Turbulent Kinetic Energy (k) (m2/s2) (Time=2.0000e-02) Jul 27, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dymesh, spe, ske, transient)

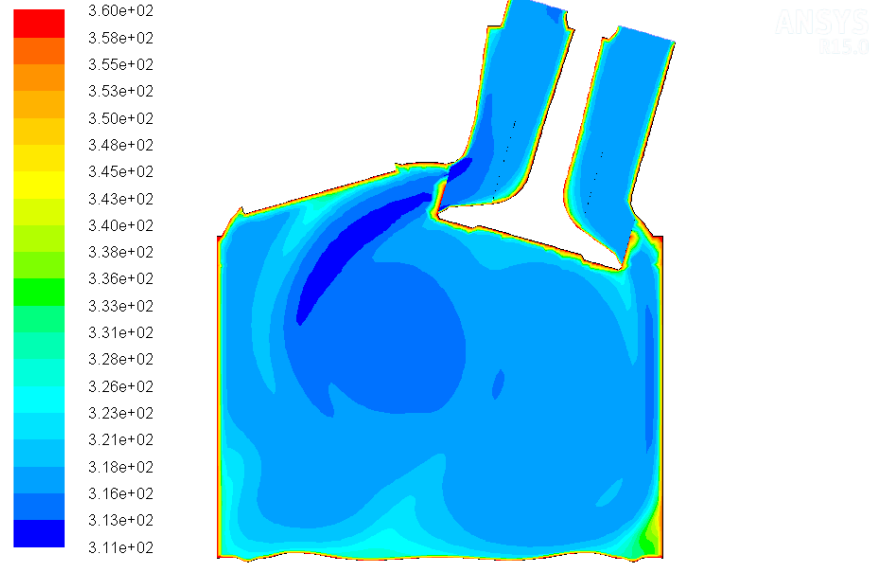
Şekil 4.60. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

Yukarıdaki şekillerden de görüldüğü üzere yine silindir içi benzinin kütle fraksiyonunun KA ilerledikçe azaldığı görülmektedir. Bu azalmaya bağlı olarak silindir içi sıcaklığının ise ters orantılı bir şekilde artış gösterdiği ortaya çıkmaktadır. Ayrıca hız dağılımında da bir önceki analizle karşılaştırıldığında artan devir sayısına bağlı olarak gaz hızlarında artış görülmüştür. Püskürtülen yakıtın ise 720 KA geldiğinde yine buharlaştığı görülmektedir.

4.1.4. 3000 Devirde Etanolün Silindir İçi Kütle Fraksiyonu, Türbülans, Hız Ve Sıcaklık Değişimi

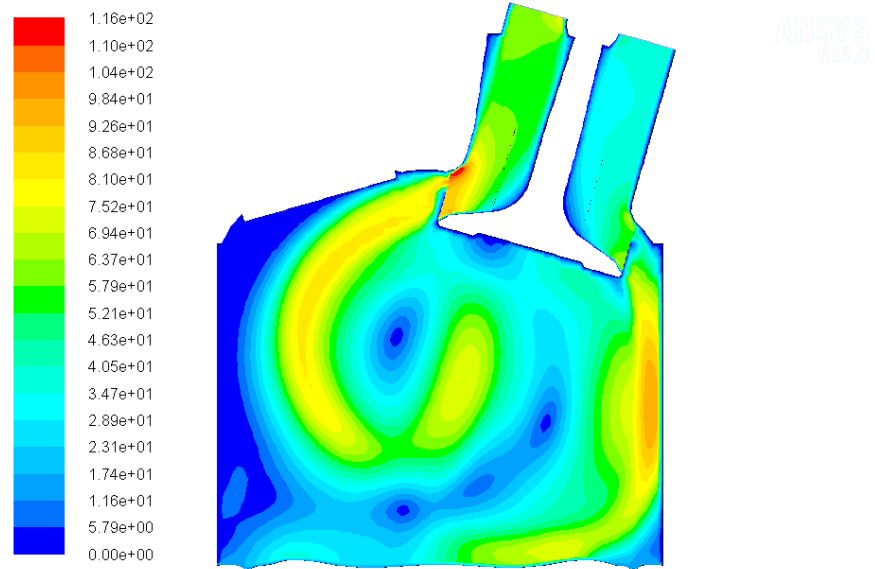
3000 d/dk devirde etanolün yanma odasına püskürtülmesiyle yapılan analiz sonucunda elde edilen etanolün kütle fraksiyonu, türbülans kinetik enerji, hız dağılımı ve silindir içi sıcaklık değişimi farklı KA değerleri için Şekil 4.61 ile 4.80 arasında gösterilmiştir.

❖ 450 KA için sonuçlar:



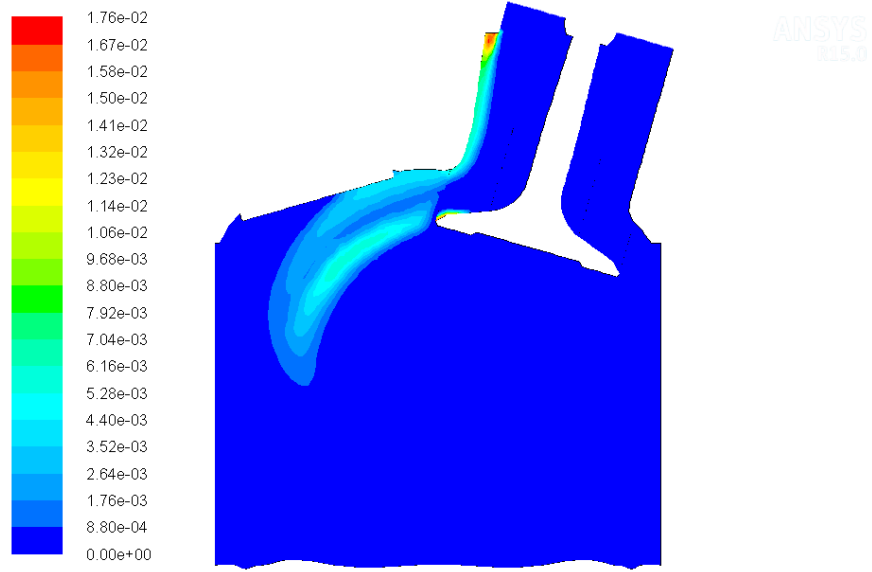
Contours of Static Temperature (k) (Time=5.0000e-03)
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient) Apr 23, 2019

Şekil 4.61. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



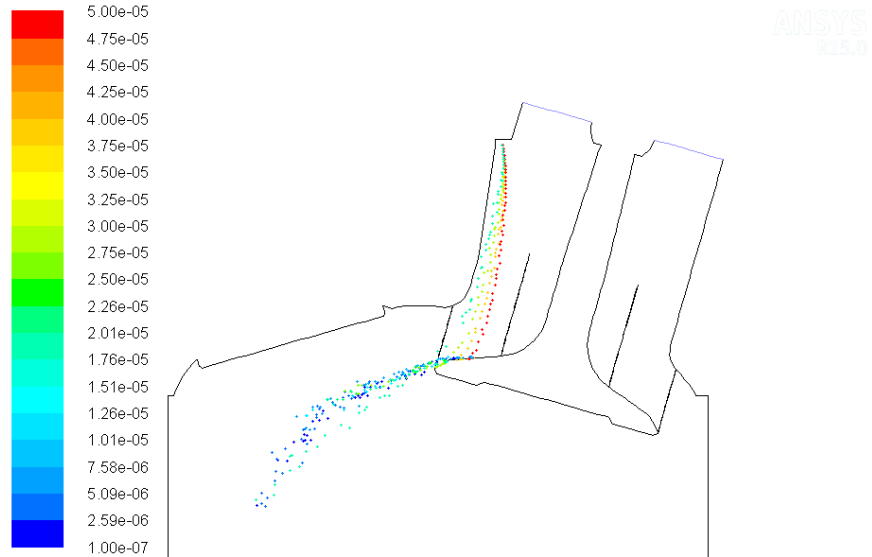
Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=5.0000e-03)
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient) Apr 23, 2019

Şekil 4.62. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi hız dağılımı



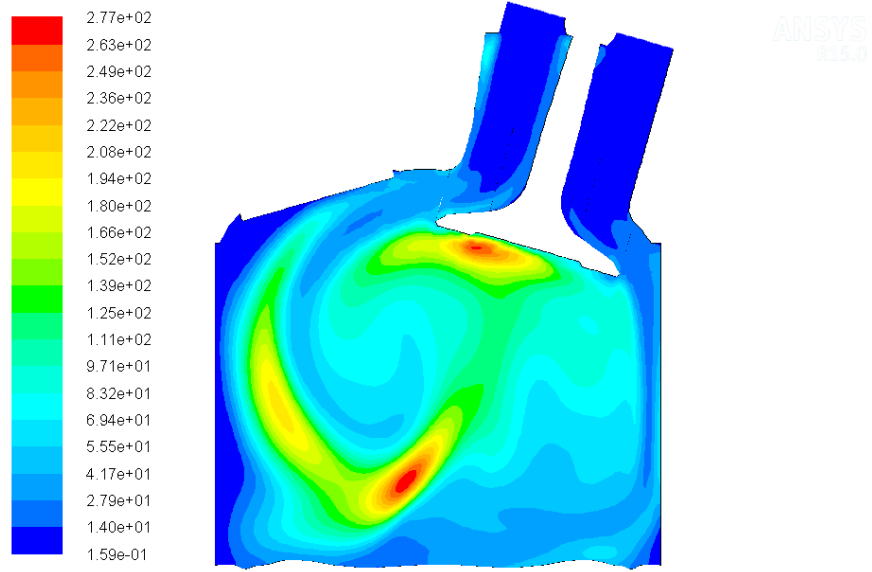
Contours of Mass fraction of c2h5oh (Time=5.0000e-03) Apr 23, 2019
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dymesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.63. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu



Particle Traces Colored by particle-diameter (m) (Time=5.0000e-03) Apr 22, 2019
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dymesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.64. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı



Contours of Turbulent Kinetic Energy (k) (m2/s2) (Time=5.0000e-03) Jul 27, 2019
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dymesh, spe, ske, transient)

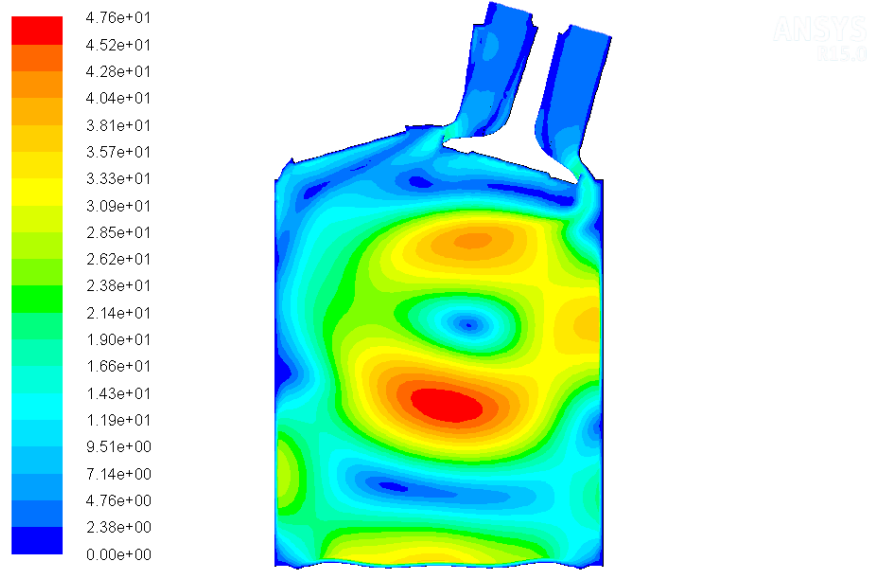
Şekil 4.65. 3000 d/dk ve 450° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

❖ 540 KA için sonuçlar:



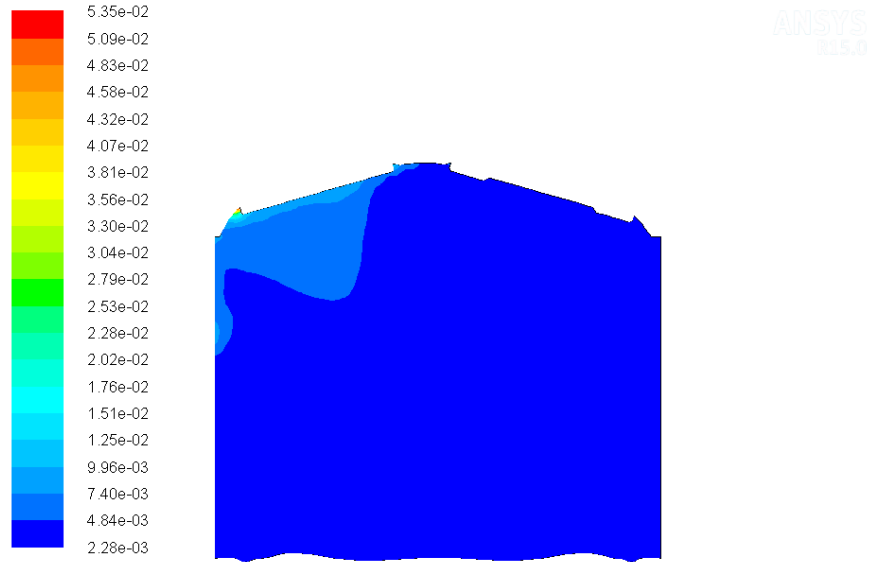
Contours of Static Temperature (k) (Time=1.0000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dymesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.66. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



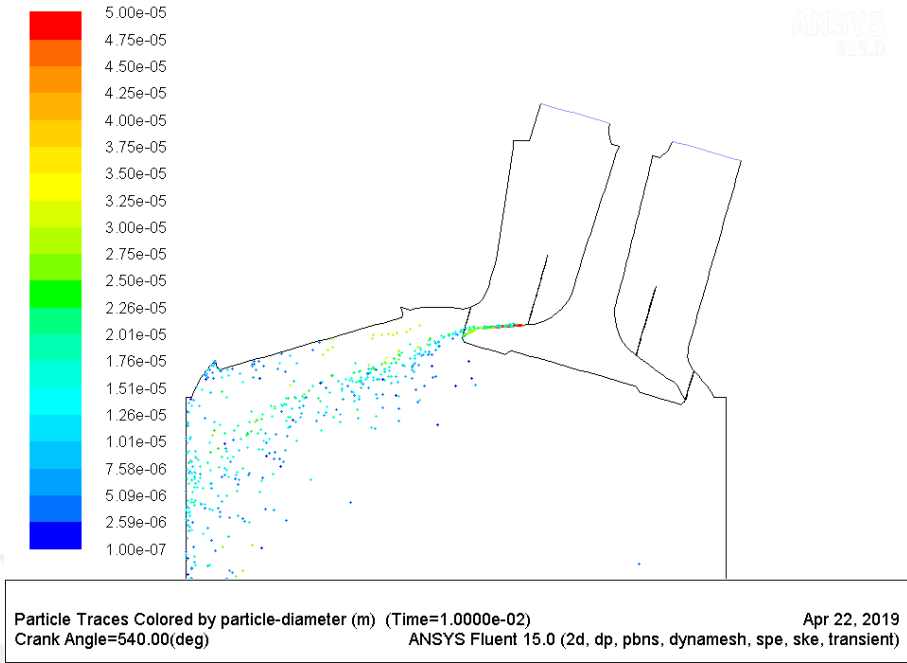
Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=1.0000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dymesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.67. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi hız dağılımı

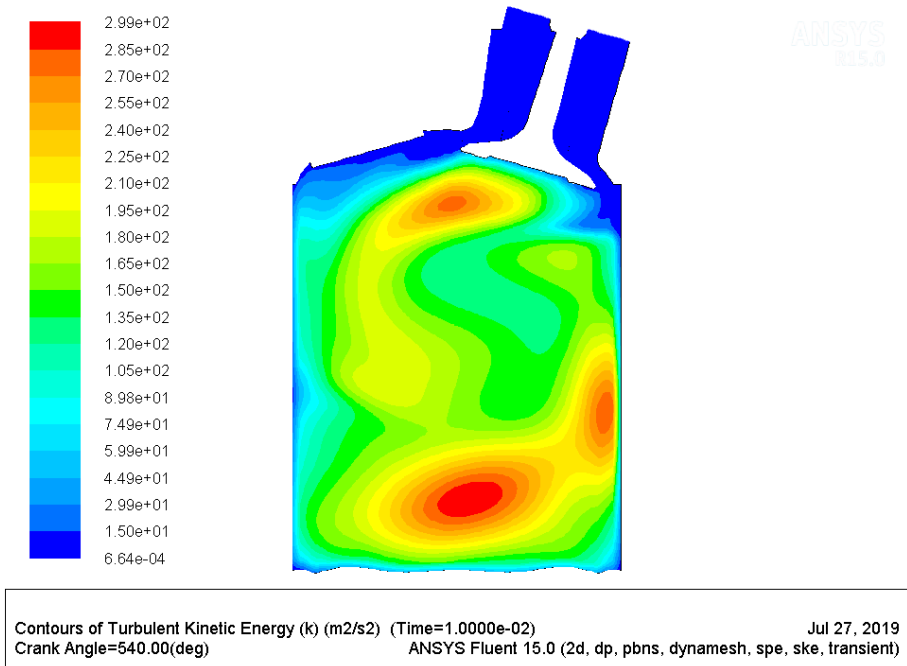


Contours of Mass fraction of c2h5oh (Time=1.5000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dymesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.68. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu

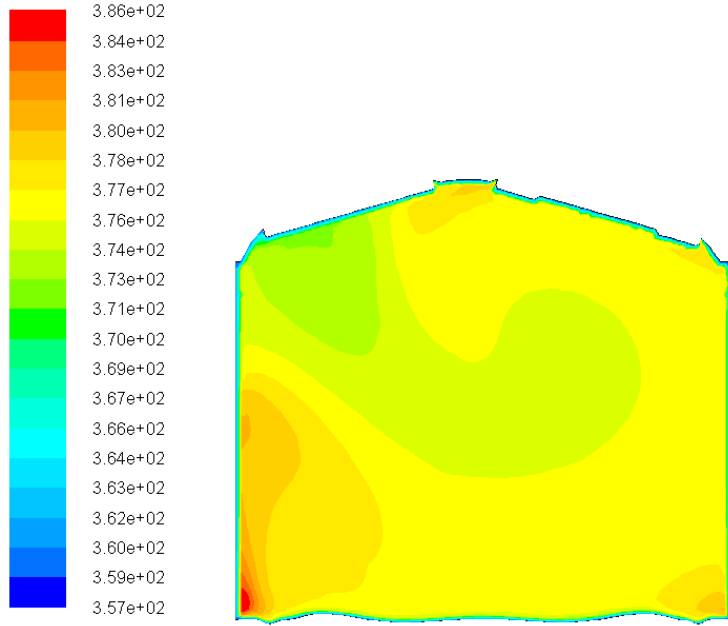


Şekil 4.69. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı



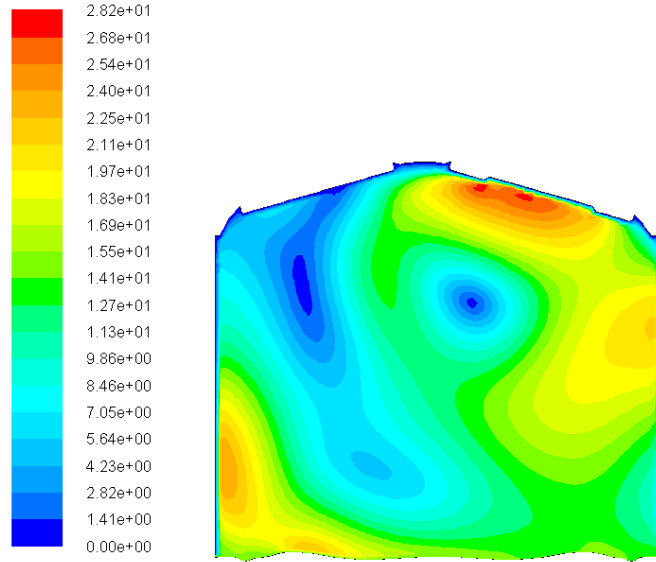
Şekil 4.70. 3000 d/dk ve 540° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

❖ 630 KA için sonuçlar:



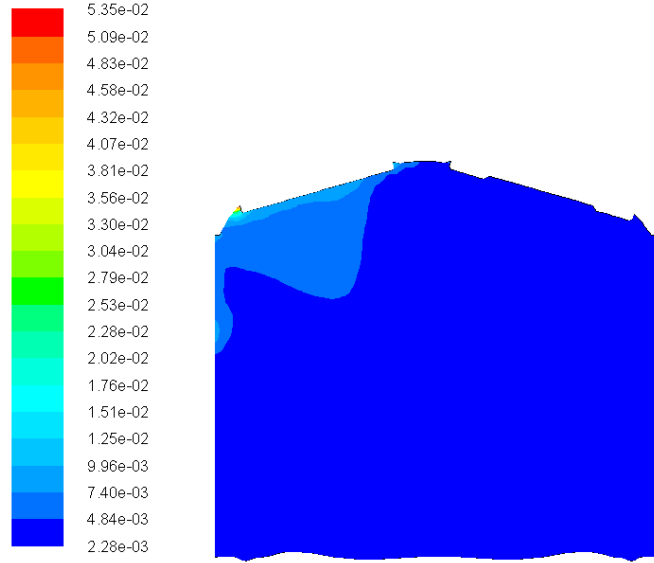
Contours of Static Temperature (k) (Time=1.5000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.71. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi sıcaklık dağılımı



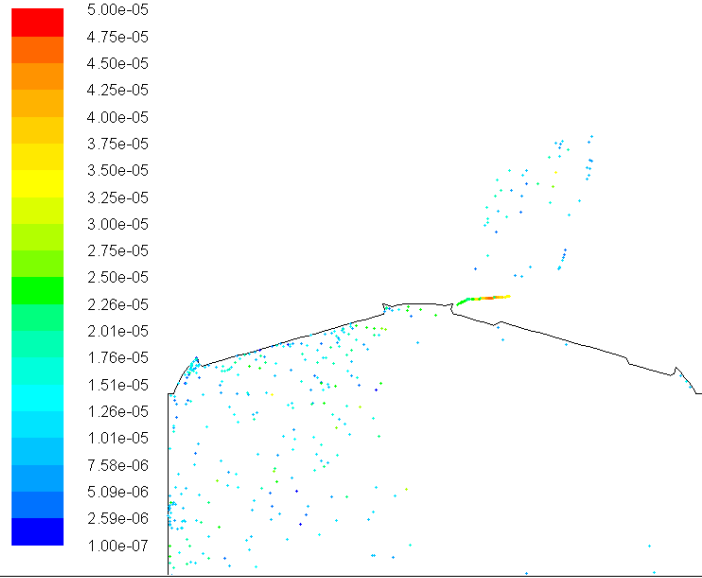
Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=1.5000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.72. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi hız dağılımı



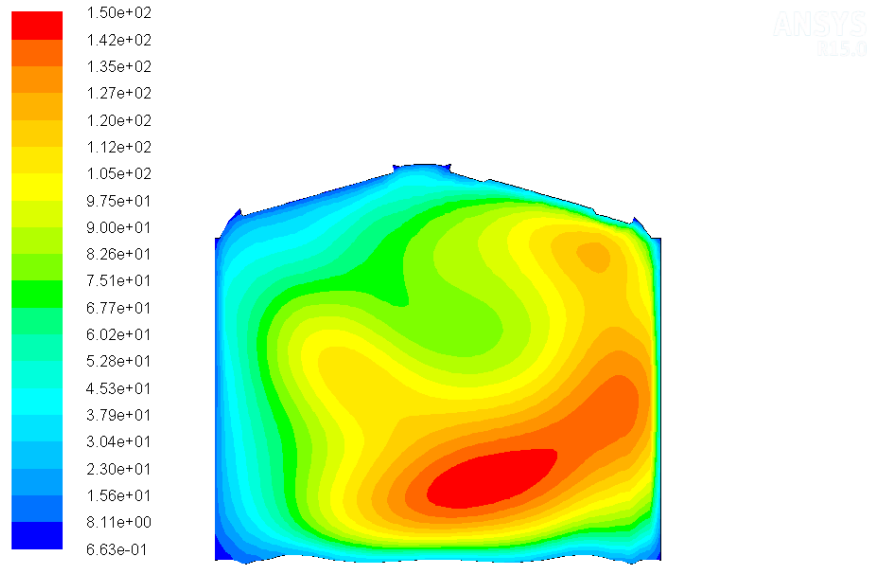
Contours of Mass fraction of c2h5oh (Time=1.5000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.73. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu



Particle Traces Colored by particle-diameter (m) (Time=1.5000e-02) Apr 22, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

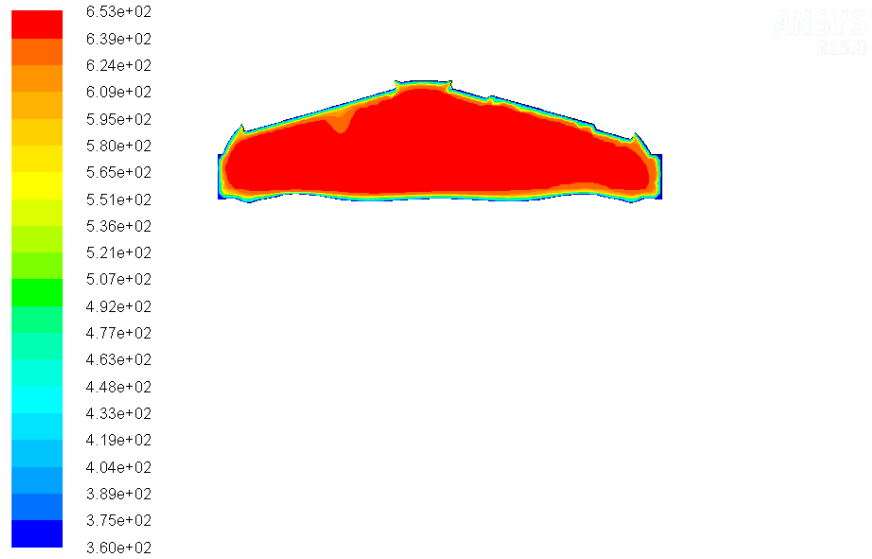
Şekil 4.74. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı



Contours of Turbulent Kinetic Energy (k) (m2/s2) (Time=1.5000e-02) Jul 27, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

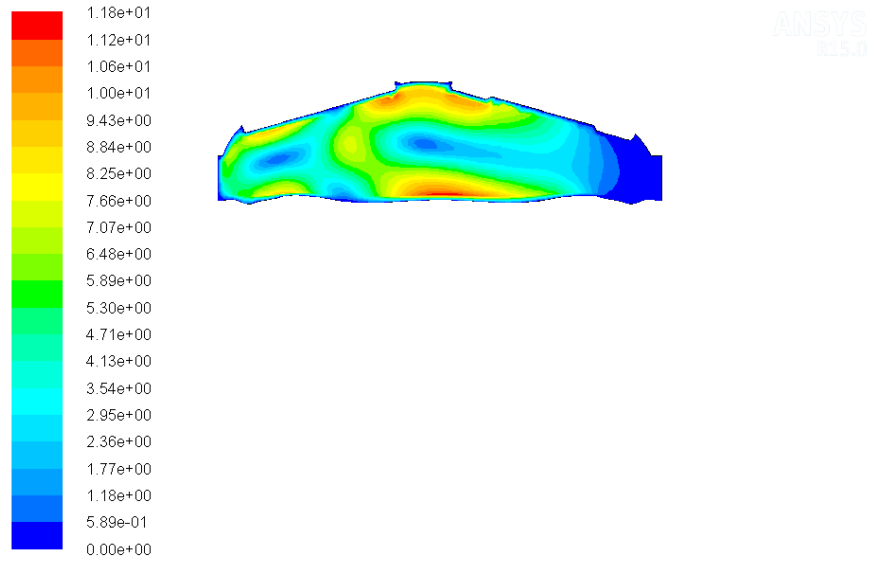
Şekil 4.75. 3000 d/dk ve 630° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

❖ 720 KA için sonuçlar:



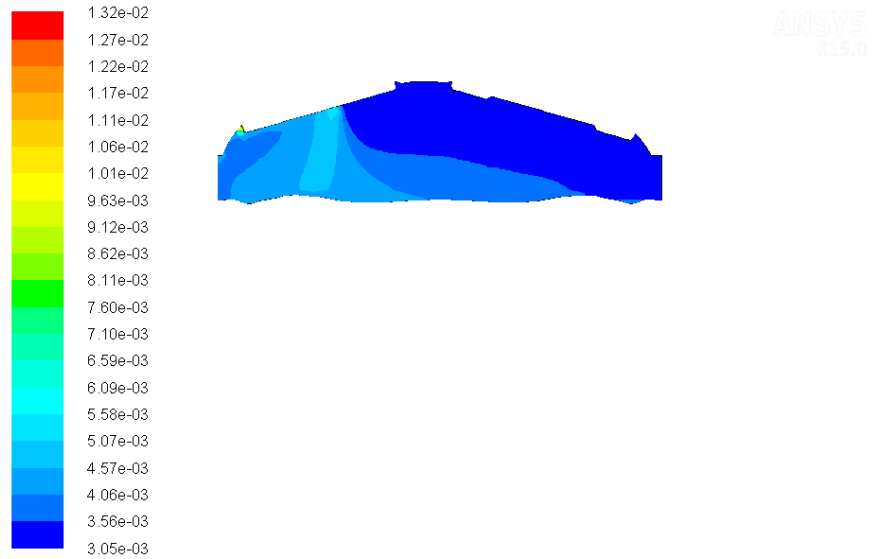
Contours of Static Temperature (k) (Time=2.0000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.76. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



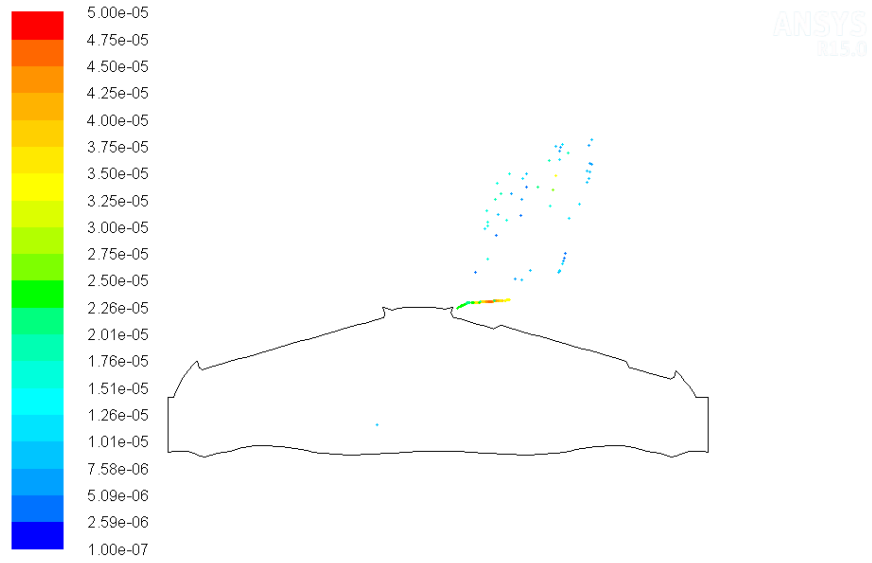
Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=2.0000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.77. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi hız dağılımı

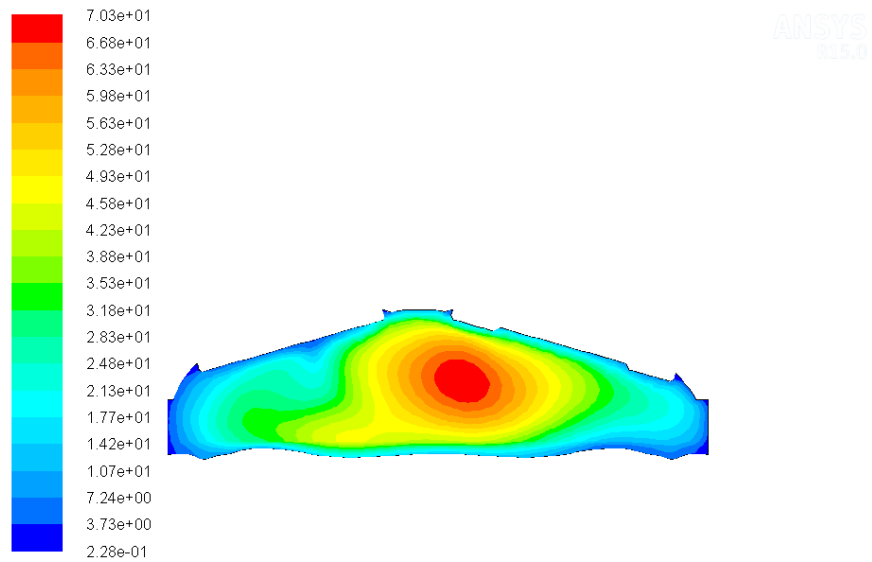


Contours of Mass fraction of c2h5oh (Time=2.0000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.78. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu



Şekil 4.79. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı



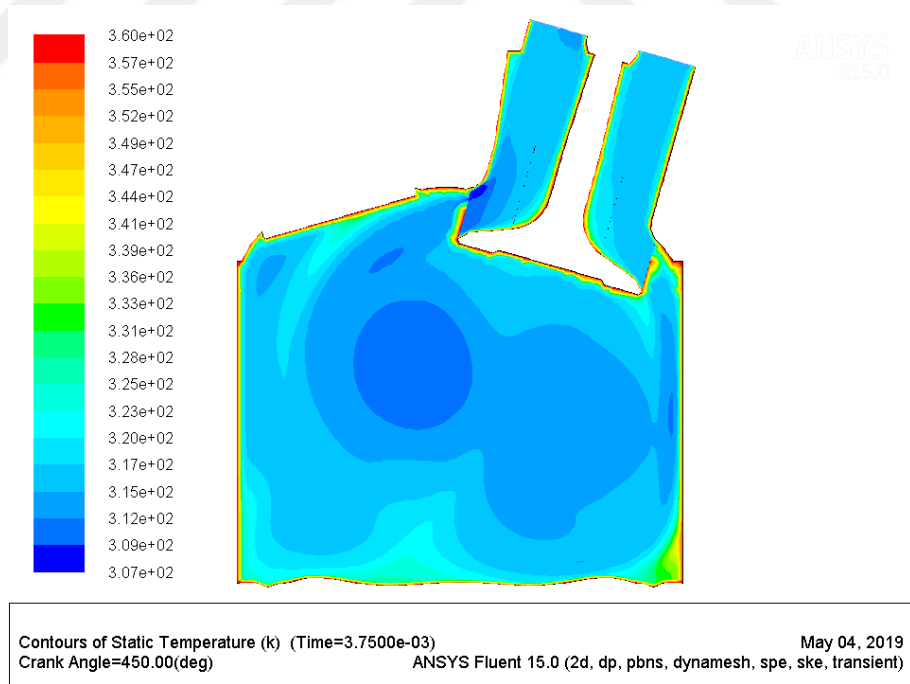
Şekil 4.80. 3000 d/dk ve 720° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

Yukarıdaki şekillerden de görüldüğü üzere silindir içi etanolün de benzine benzer şekilde kütle fraksiyonunun KA ilerledikçe azaldığı fakat daha yavaş bir şekilde azaldığı görülmektedir. Bu azalmaya bağlı olarak silindir içi sıcaklığının ise ters orantılı bir şekilde artış gösterdiği ve artan devir sayısına bağlı olarak daha çok yükseldiği ortaya çıkmaktadır. Ayrıca hız dağılımında da bir önceki analizle karşılaştırıldığında yine artan devir sayısına bağlı olarak gaz hızlarında artış görülmüştür. Püskürtülen yakıtın ise 720 KA gelindiğinde yine tamamen buharlaşmadığı fakat devir sayısının artışına bağlı olarak etanolün daha fazla miktarda buharlaştığı görülmektedir.

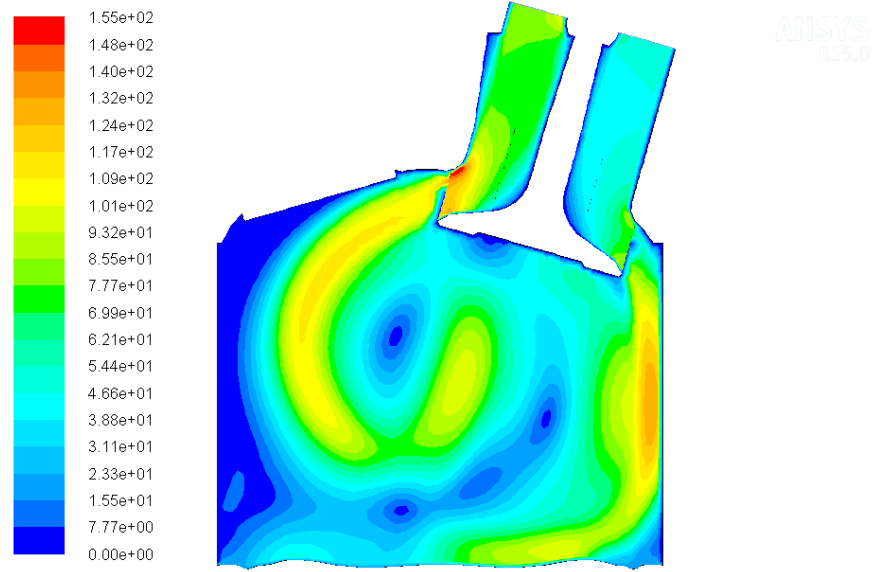
4.1.5. 4000 Devirde Benzinin Silindir İçi Kütle Fraksiyonu, Türbülans, Hız Ve Sıcaklık Değişimi

4000 d/dk devirde benzinin yanma odasına püskürtülmesiyle yapılan analiz sonucunda elde edilen benzinin kütle fraksiyonu, türbülans kinetik enerji, hız dağılımı ve silindir içi sıcaklık değişimi farklı KA değerleri için Şekil 4.81 ile 4.100 arasında gösterilmiştir.

❖ 450 KA için sonuçlar:

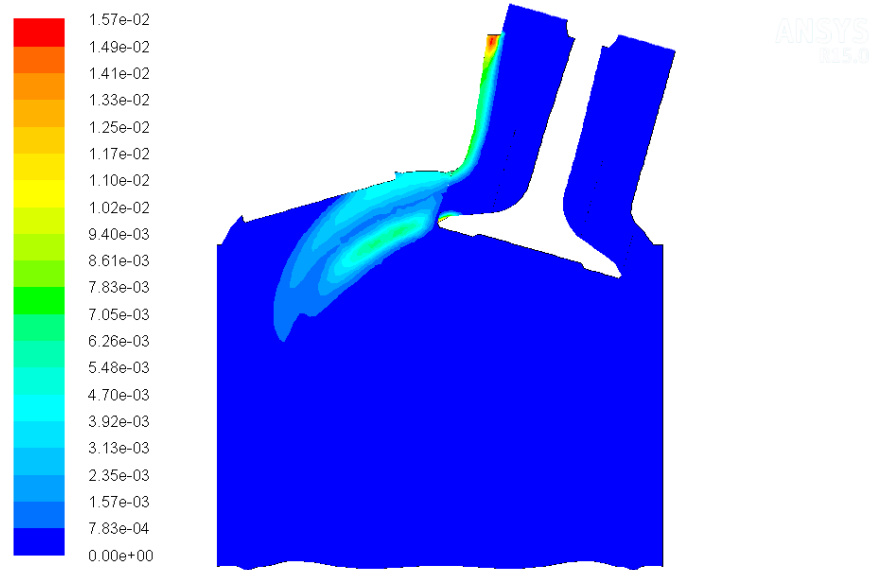


Şekil 4.81. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi hız dağılımı



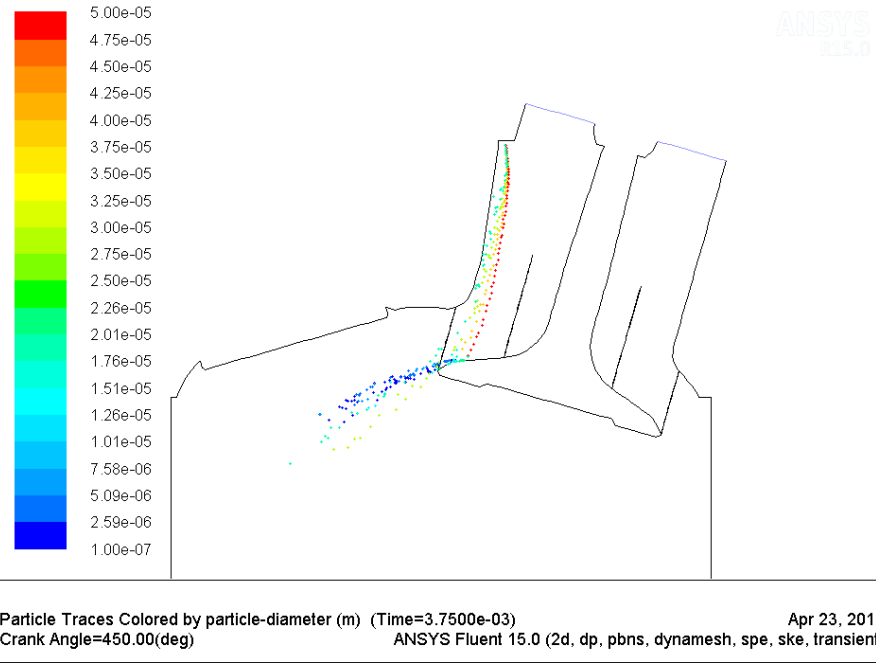
Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=3.7500e-03) May 04, 2019
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.82. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi hız dağılımı

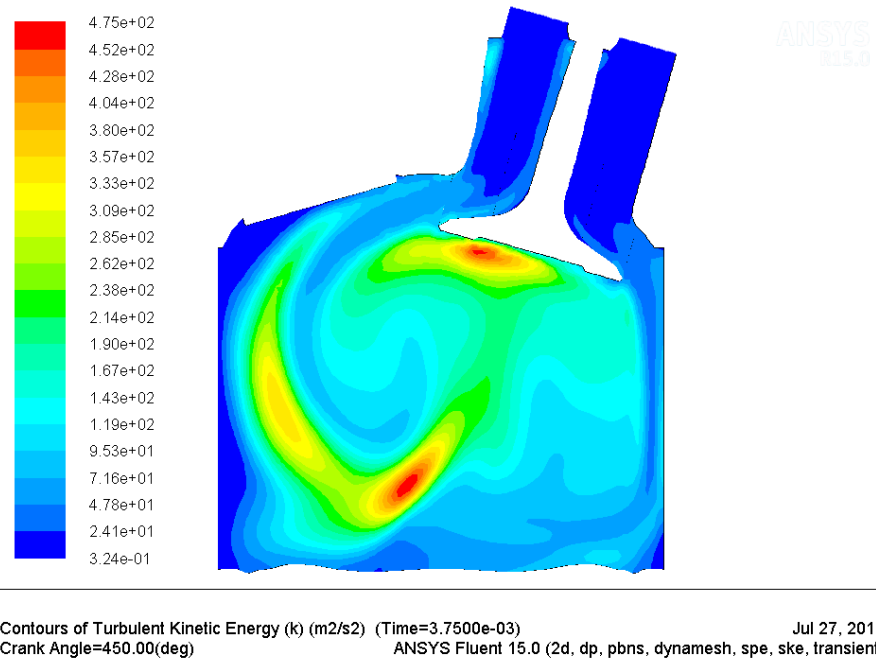


Contours of Mass fraction of c7h16 (Time=3.7500e-03) May 04, 2019
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.83. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu

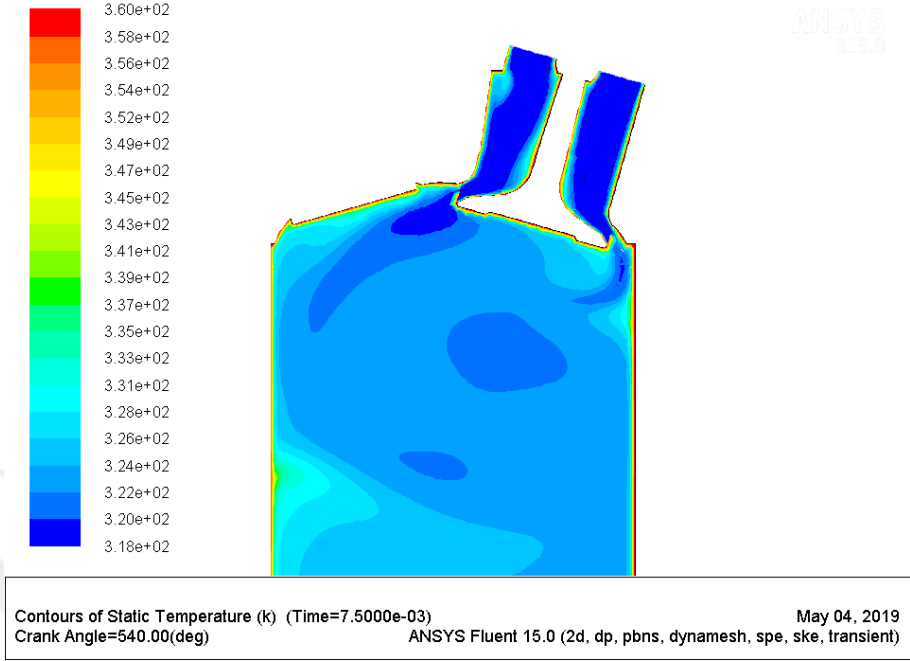


Şekil 4.84. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı

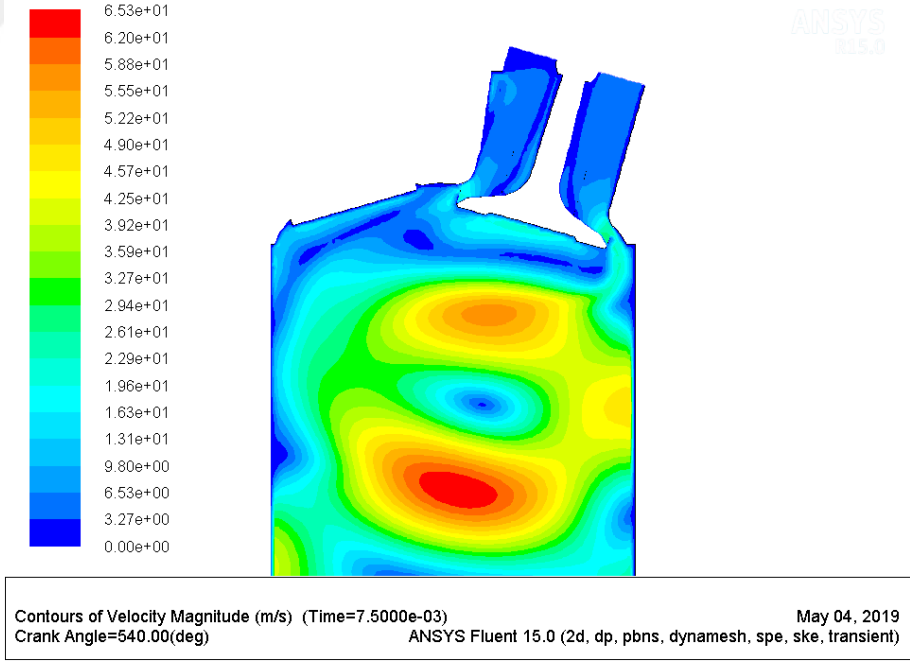


Şekil 4.85. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

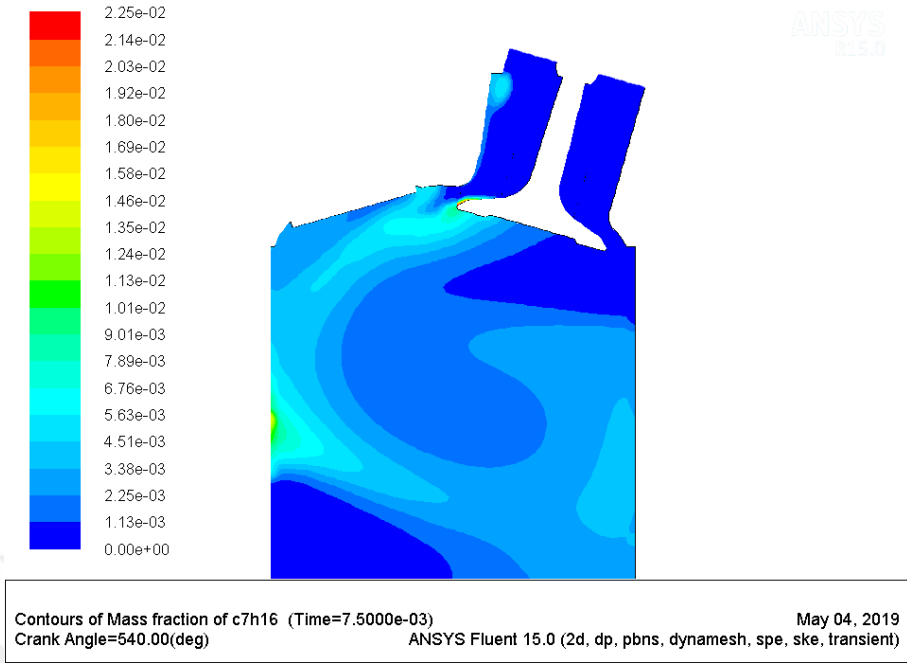
❖ 540 KA için sonuçlar:



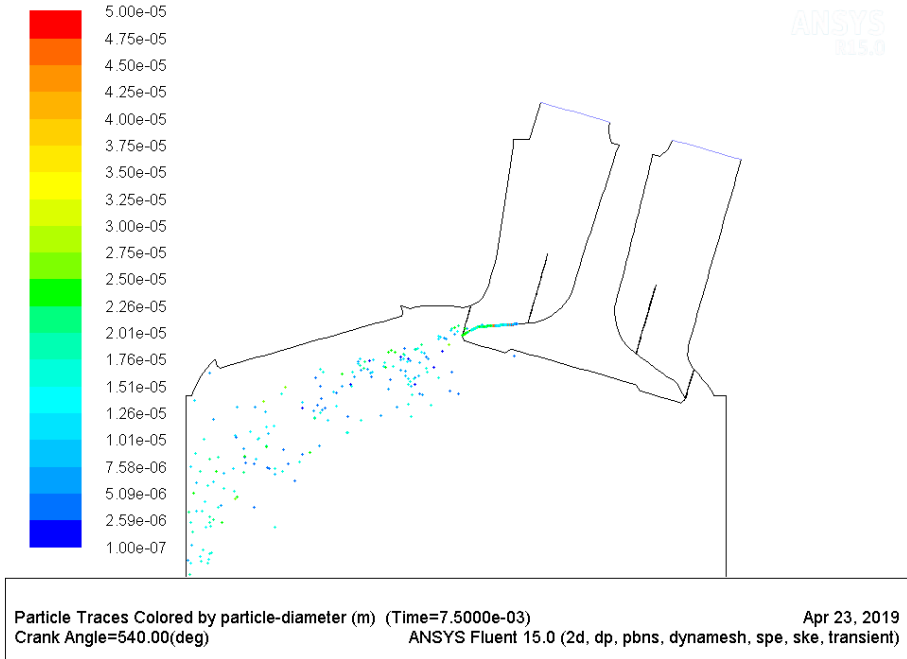
Şekil 4.86. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



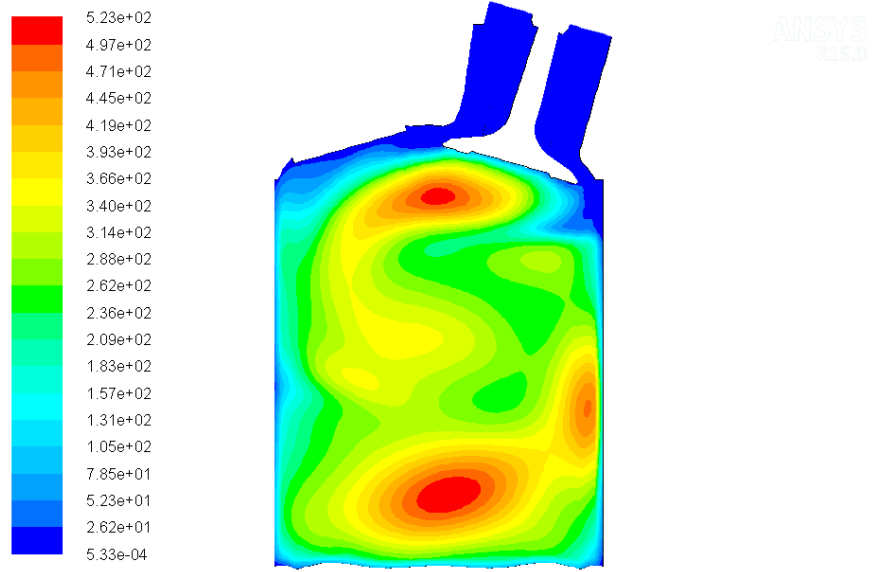
Şekil 4.87. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi hız dağılımı



Şekil 4.88. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu



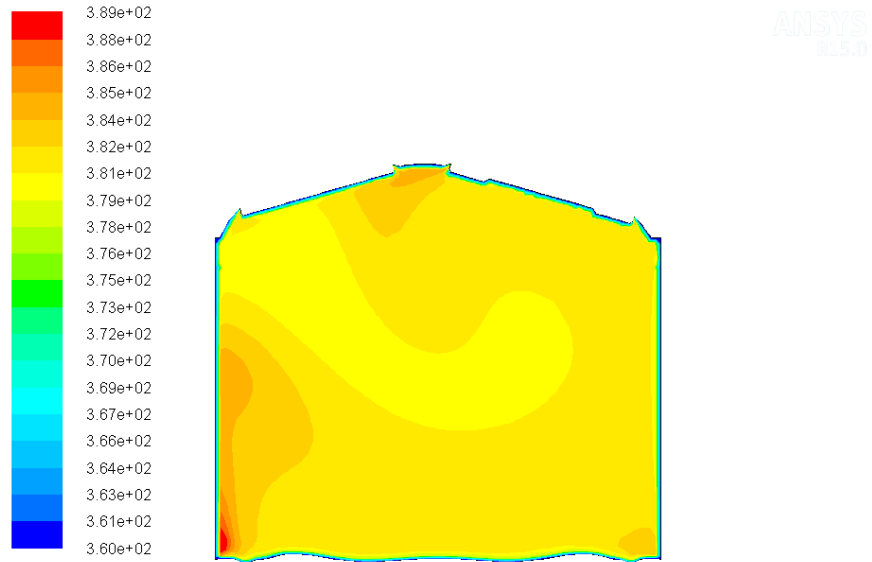
Şekil 4.89. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı



Contours of Turbulent Kinetic Energy (k) (m2/s2) (Time=7.5000e-03) Jul 27, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

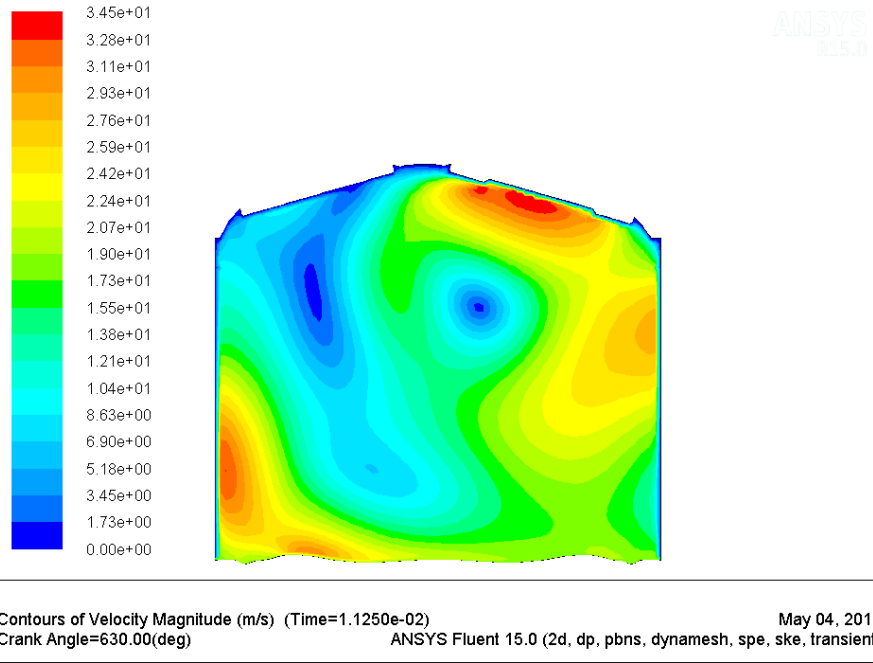
Şekil 4.90. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

❖ 630 KA için sonuçlar:

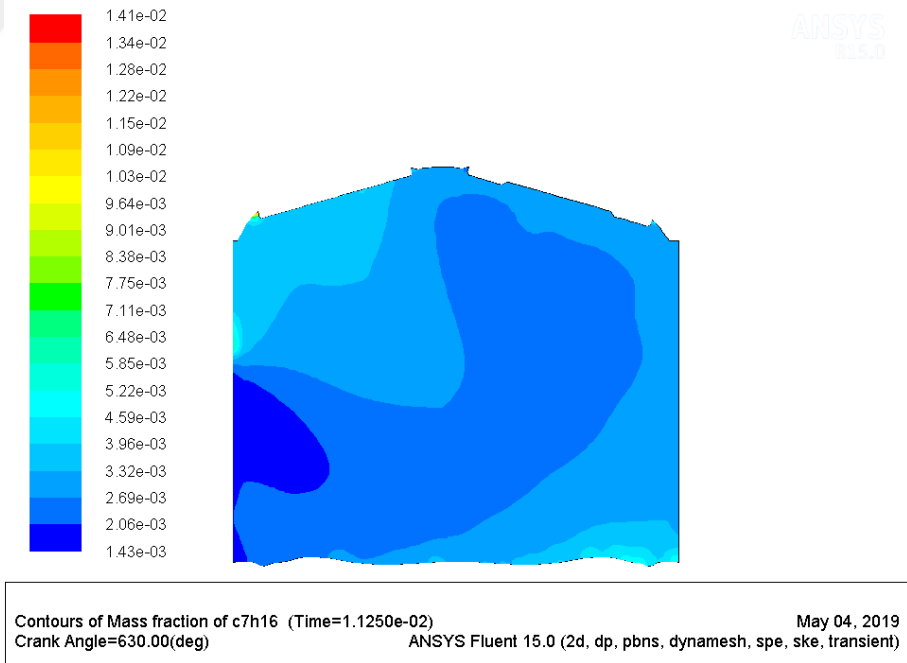


Contours of Static Temperature (k) (Time=1.1250e-02) May 04, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

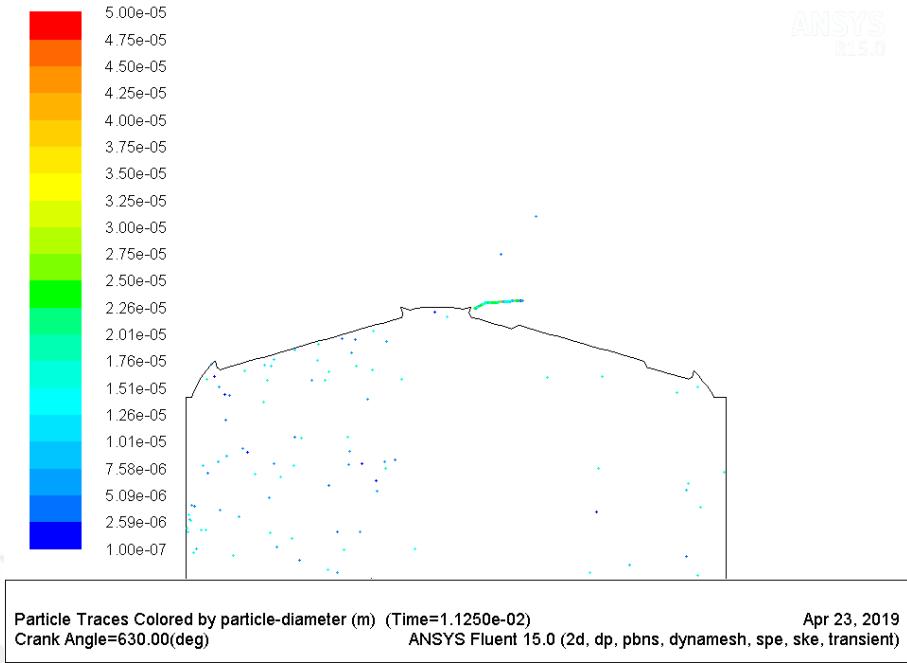
Şekil 4.91. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



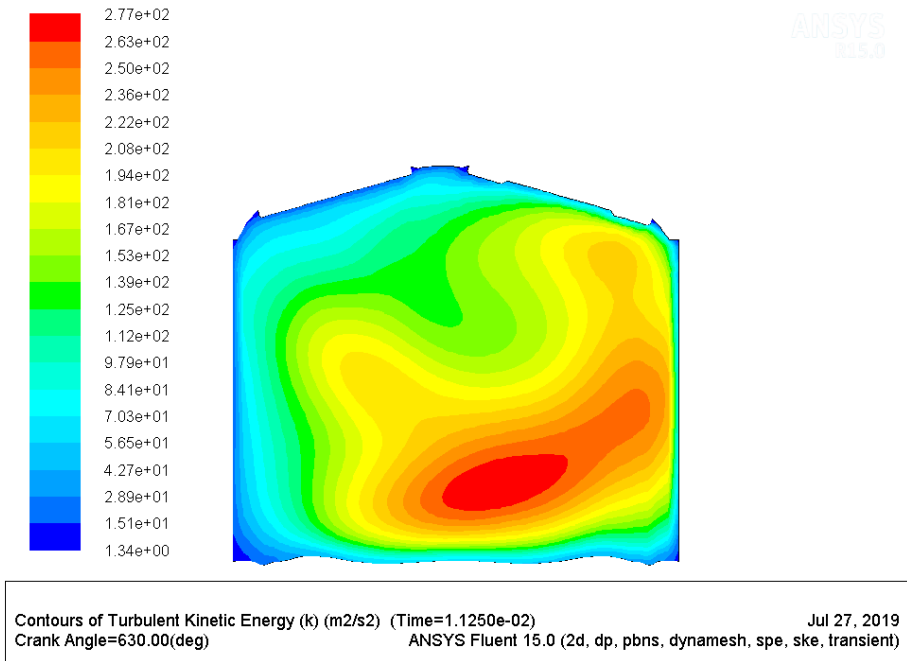
Şekil 4.92. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi hız dağılımı



Şekil 4.93. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu

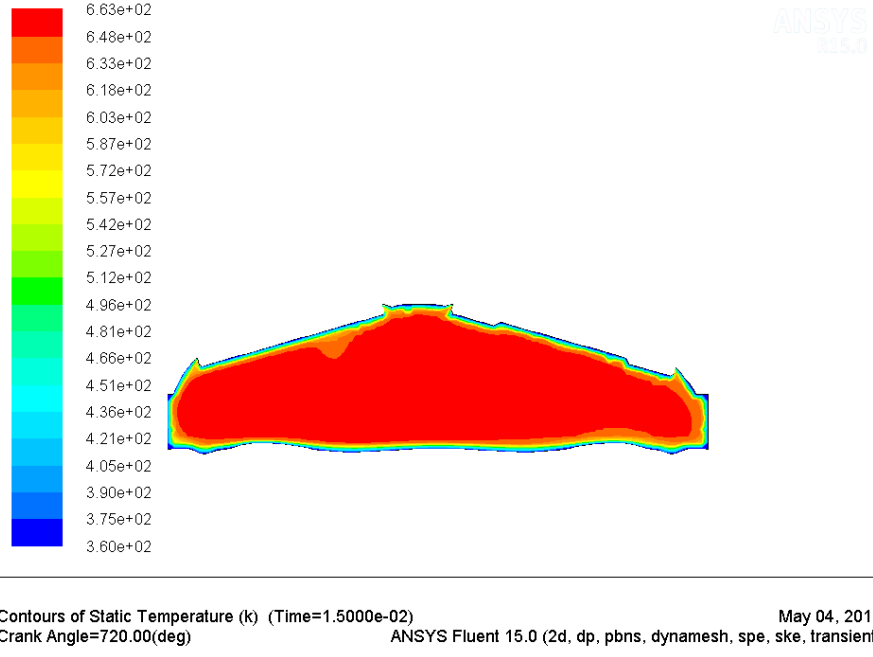


Şekil 4.94. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı

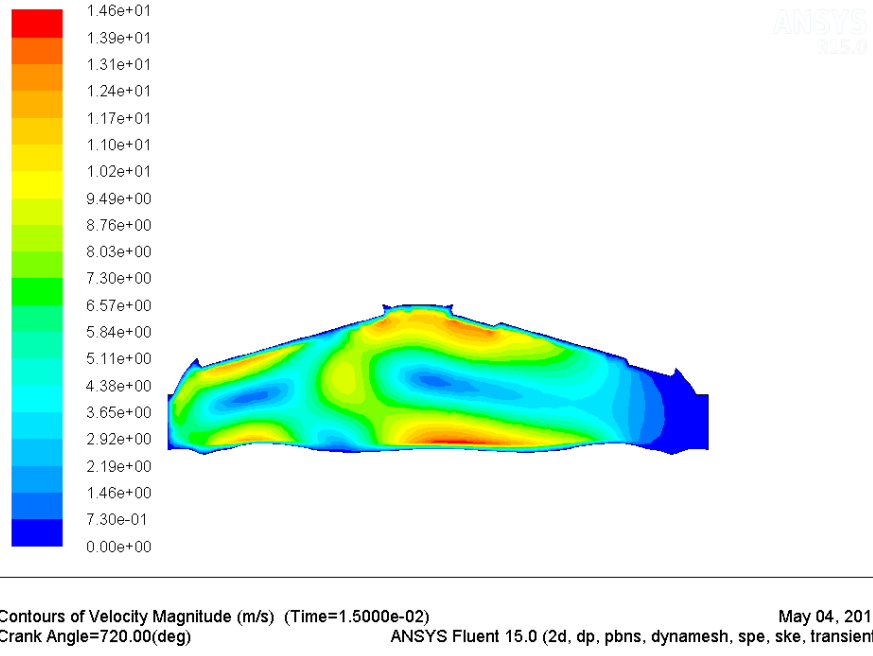


Şekil 4.95. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

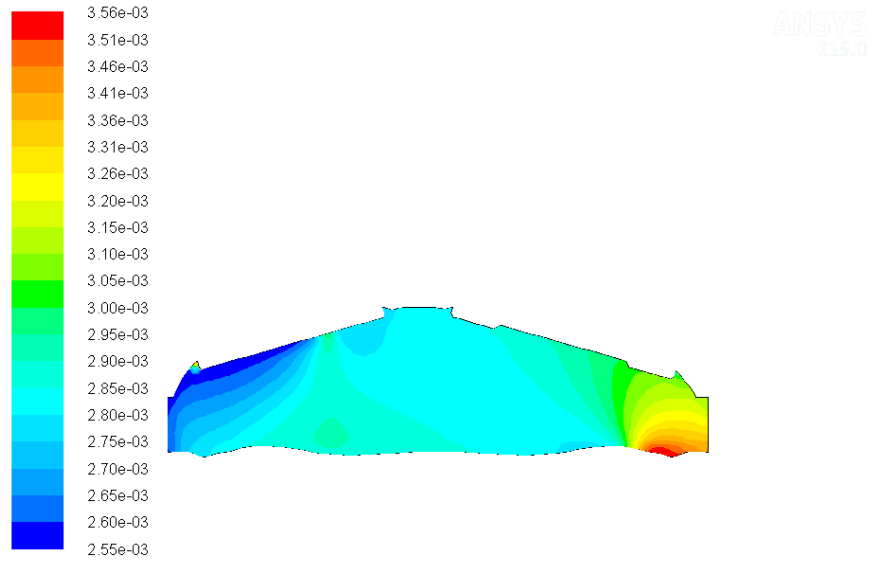
❖ 720 KA için sonuçlar:



Şekil 4.96. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi sıcaklık değişimi

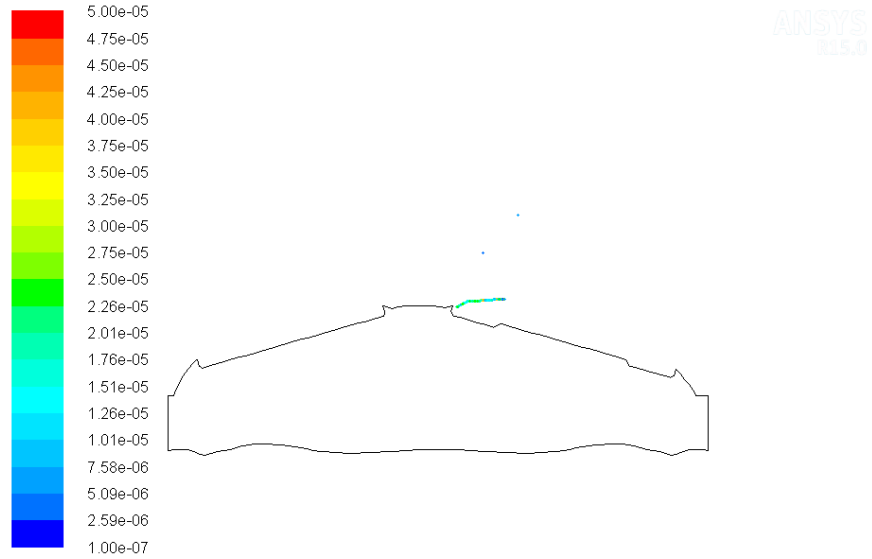


Şekil 4.97. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi hız dağılımı



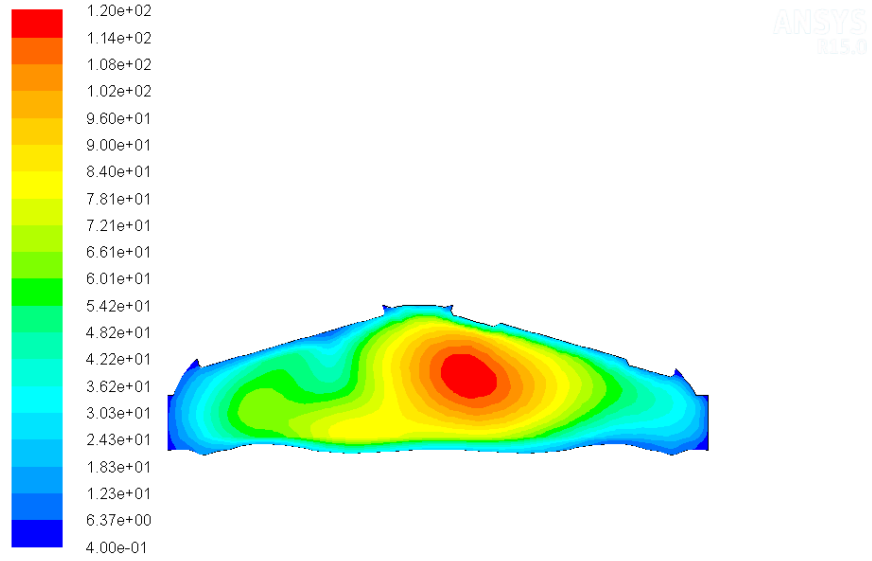
Contours of Mass fraction of c7h16 (Time=1.5000e-02) May 04, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.98. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi benzinin kütle fraksiyonu



Particle Traces Colored by particle-diameter (m) (Time=1.5000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.99. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi püskürtülen benzin parçacıklarının dağılımı



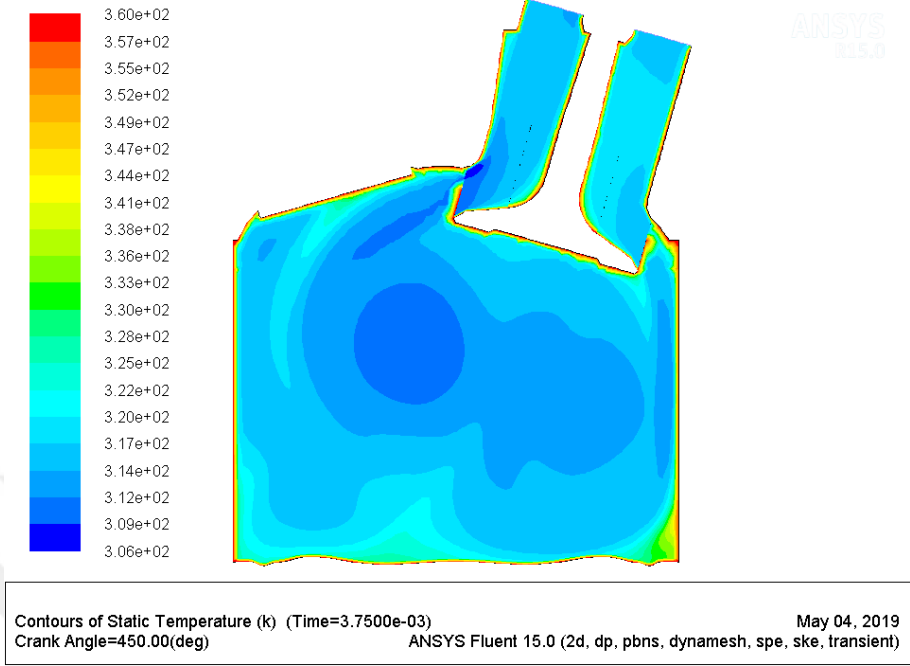
Şekil 4.100. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

Yukarıdaki şekillerden de görüldüğü üzere bu devirde de silindir içi benzinin kütle fraksiyonunun KA ilerledikçe azaldığı görülmektedir. Benzer olarak bu azalmaya bağlı olarak silindir içi sıcaklığının ise ters orantılı bir şekilde artış gösterdiği ve daha yüksek değere çıktığı ortaya çıkmaktadır. Ayrıca hız dağılımında da bir önceki analizlerle karşılaştırıldığında artan devir sayısına bağlı olarak gaz hızlarında artış görülmüştür. Püskürtülen yakıtın ise 720 KA gelindiğinde yine buharlaştığı görülmektedir.

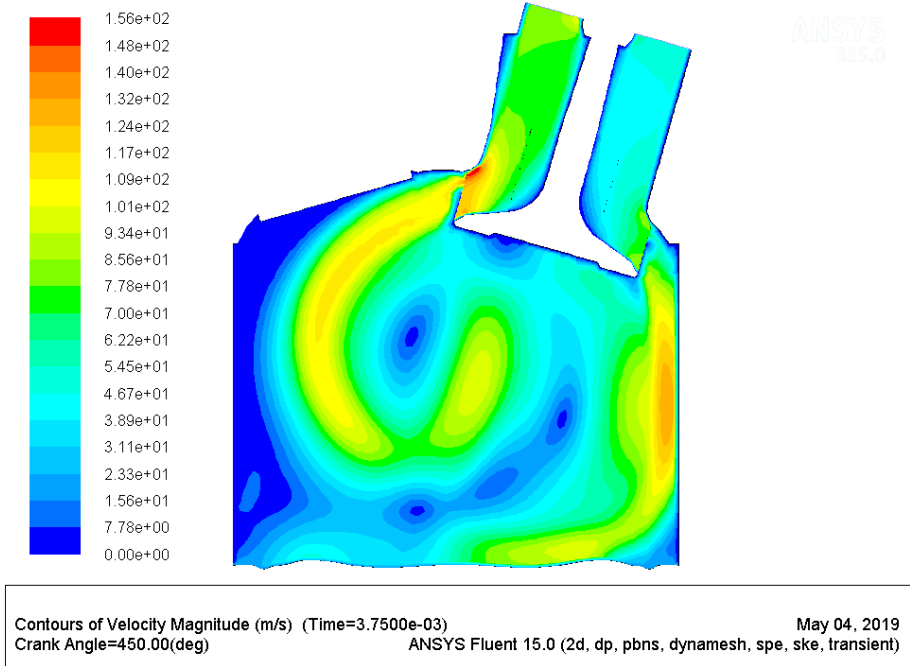
4.1.6. 4000 Devirde Etanolün Silindir İçi Kütle Fraksiyonu, Türbülans, Hız Ve Sıcaklık Değişimi

4000 d/dk devirde etanolün yanma odasına püskürtülmesiyle yapılan analiz sonucunda elde edilen etanolün kütle fraksiyonu, türbülans kinetik enerji, hız dağılımı ve silindir içi sıcaklık değişimi farklı KA değerleri için Şekil 4.101 ile 4.120 arasında gösterilmiştir.

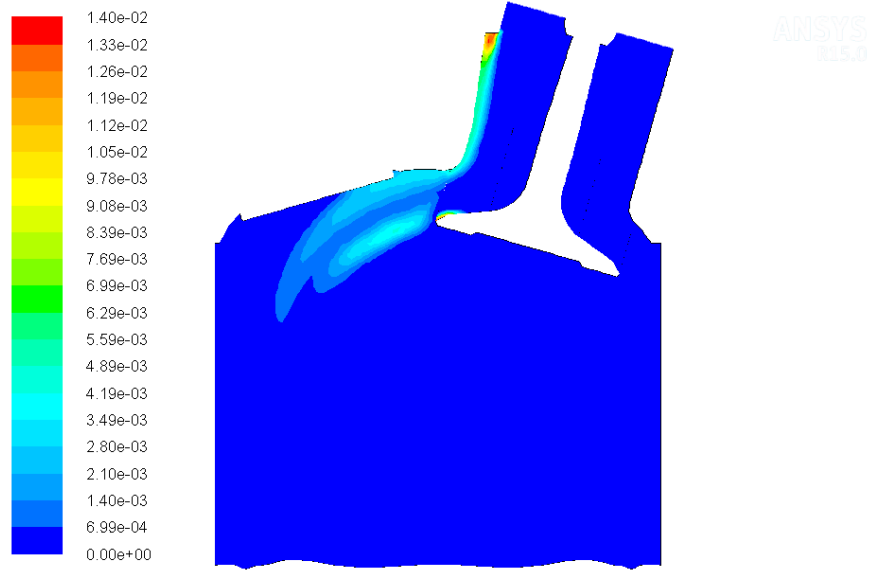
❖ 450 KA için sonuçlar:



Şekil 4.101. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi sıcaklık değişimi

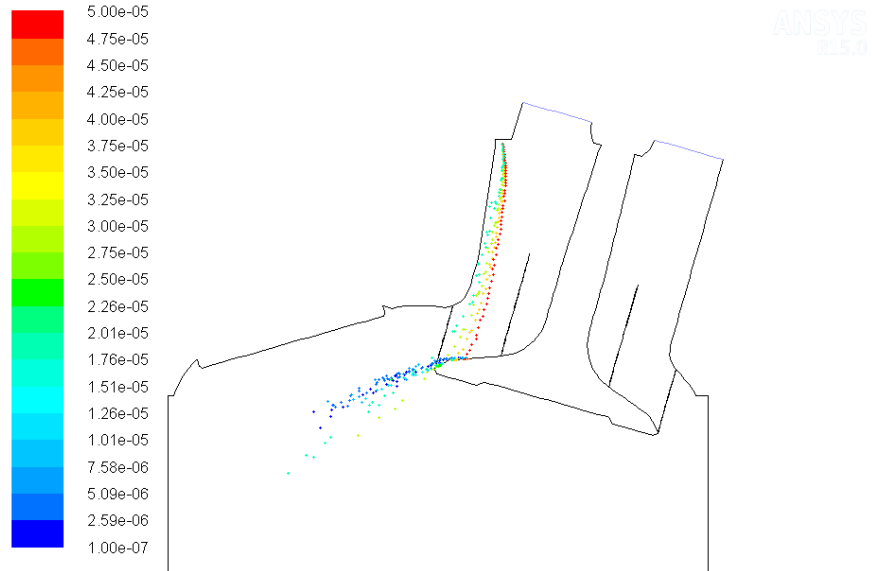


Şekil 4.102. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi hız dağılımı



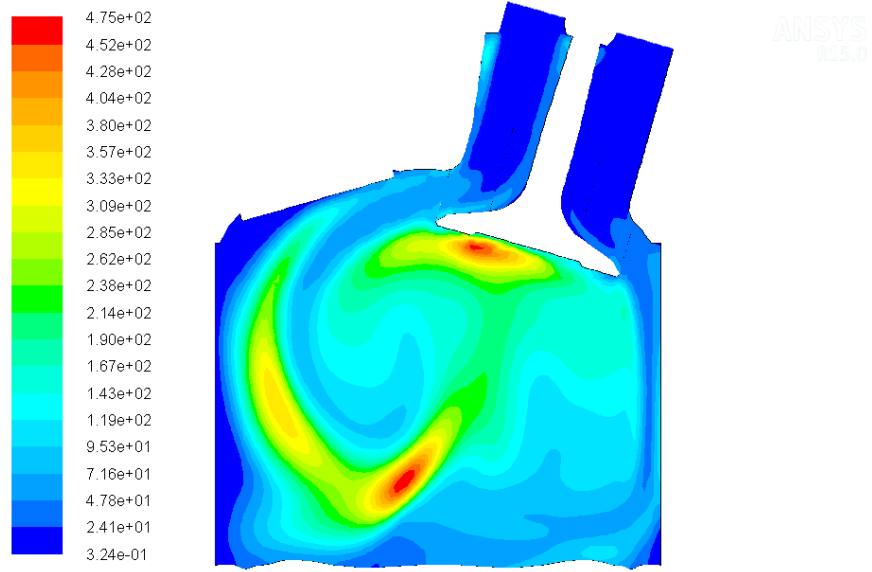
Contours of Mass fraction of c2h5oh (Time=3.7500e-03) May 04, 2019
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.103. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu



Particle Traces Colored by particle-diameter (m) (Time=3.7500e-03) Apr 23, 2019
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

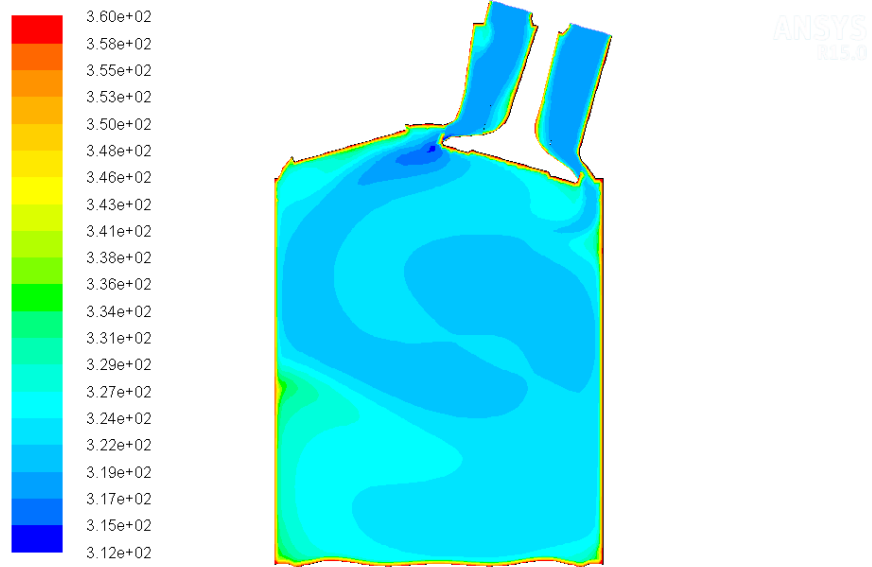
Şekil 4.104. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı



Contours of Turbulent Kinetic Energy (k) (m2/s2) (Time=3.7500e-03) Jul 27, 2019
Crank Angle=450.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

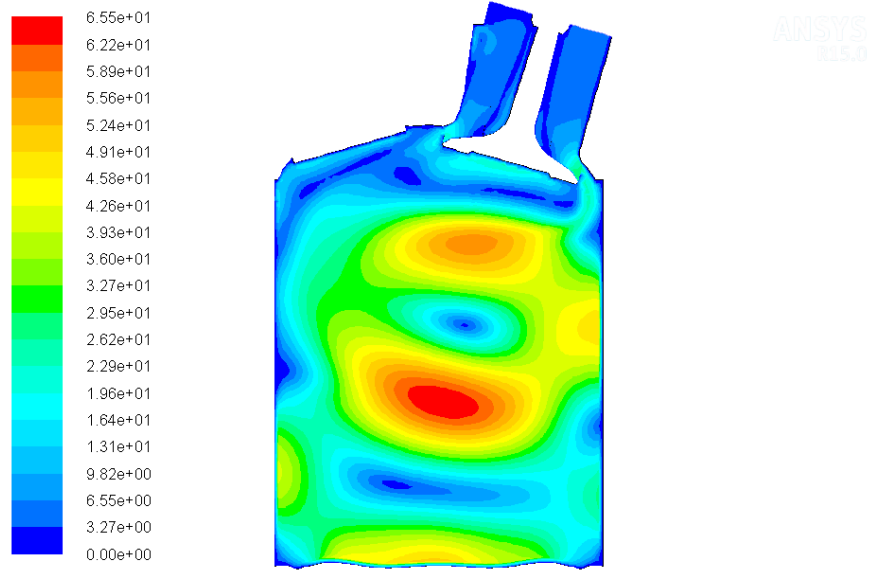
Şekil 4.105. 4000 d/dk ve 450° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

❖ 540 KA için sonuçlar:



Contours of Static Temperature (k) (Time=7.5000e-03) May 04, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.106. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



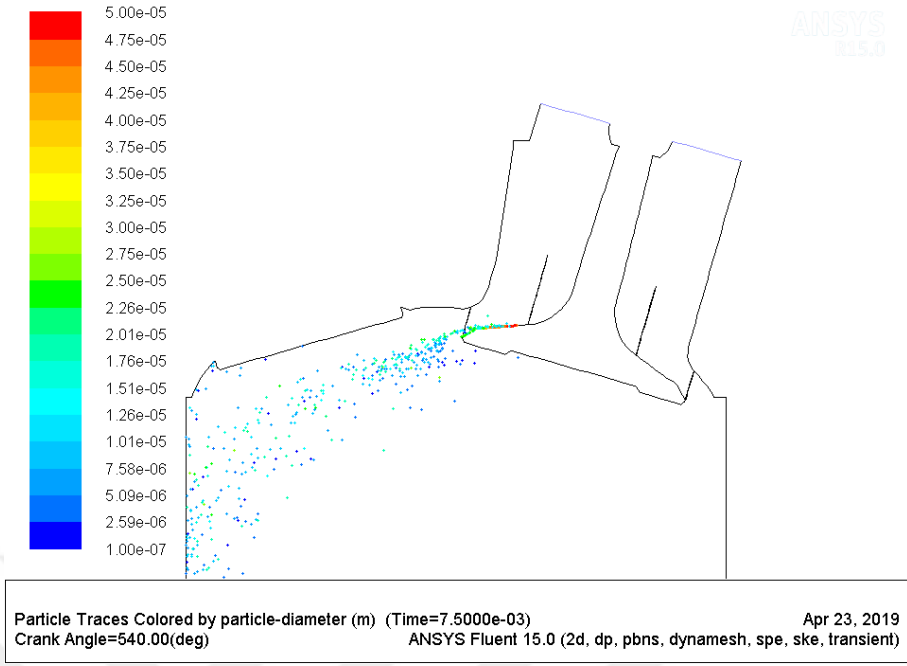
Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=7.5000e-03) May 04, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.107. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi hız dağılımı

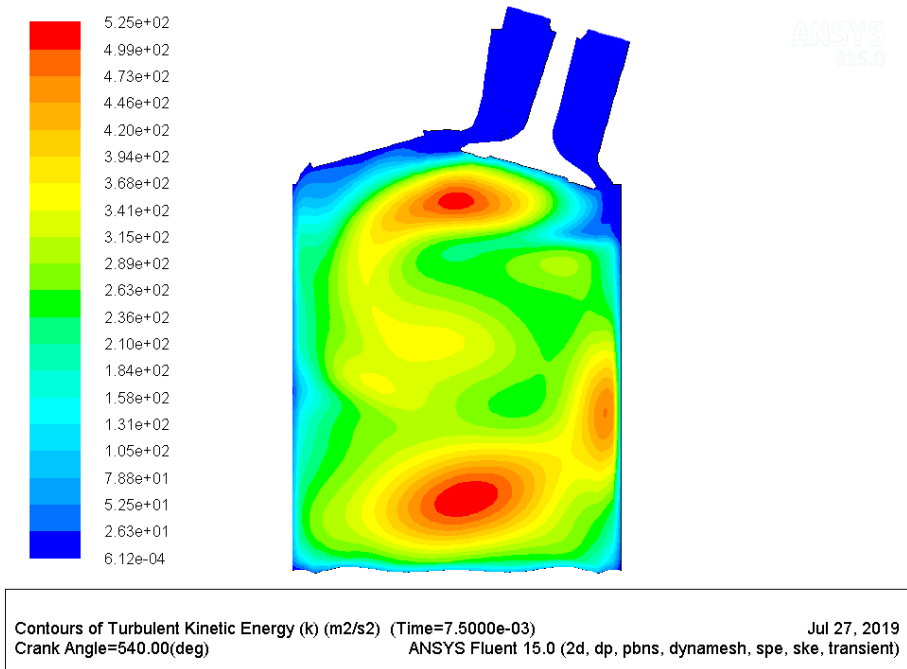


Contours of Mass fraction of c2h5oh (Time=7.5000e-03) May 04, 2019
Crank Angle=540.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.108. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu

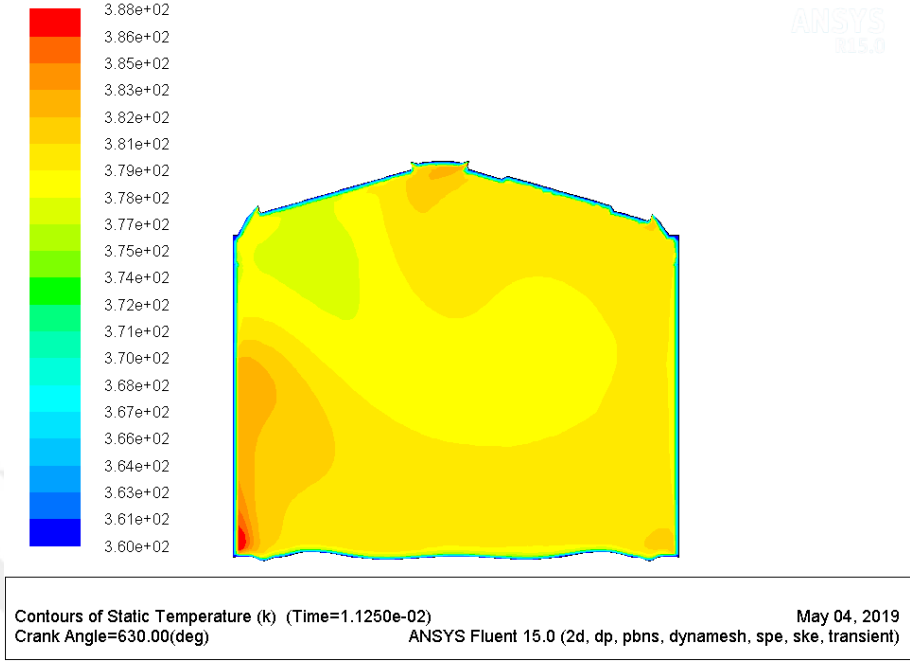


Şekil 4.109. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı

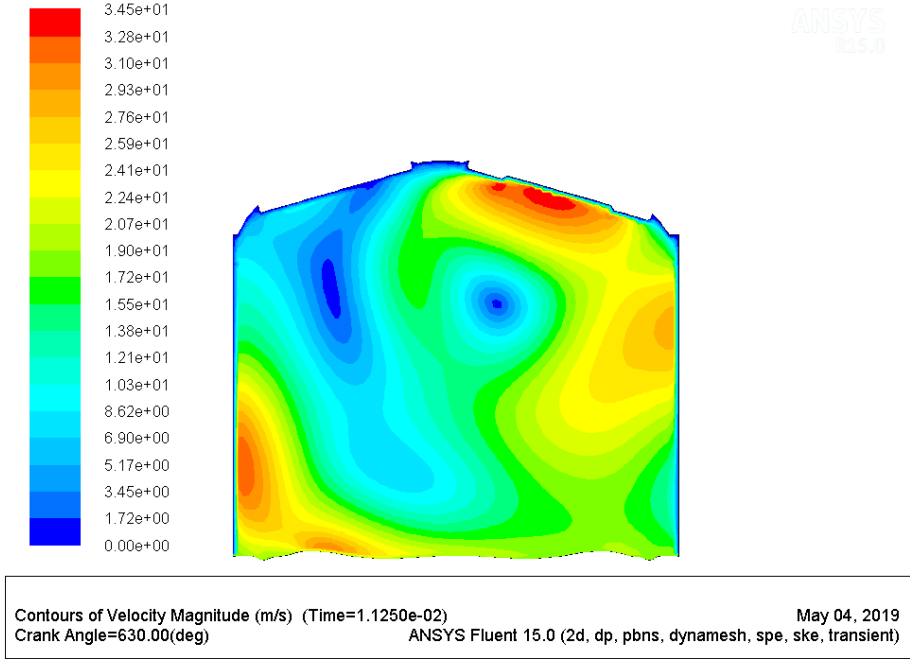


Şekil 4.110. 4000 d/dk ve 540° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

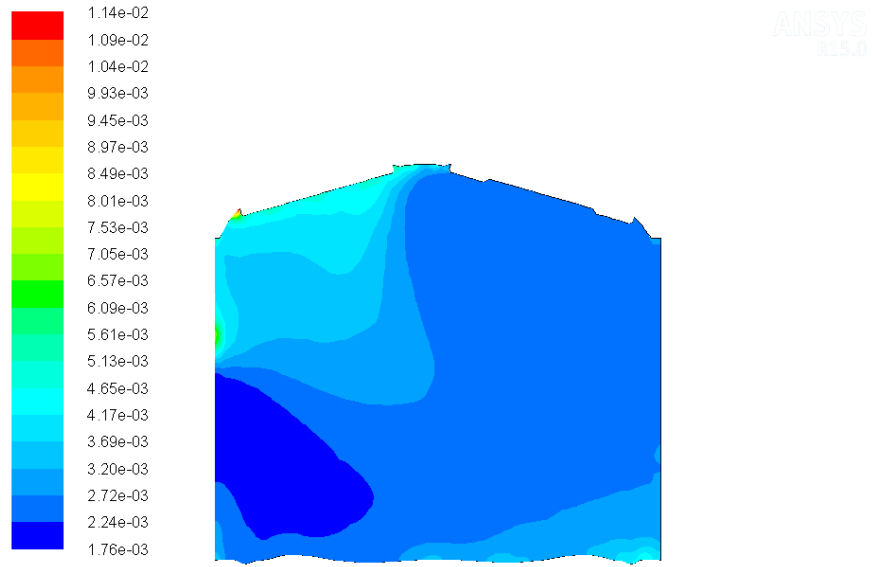
❖ 630 KA için sonuçlar:



Şekil 4.111. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi sıcaklık değişimi

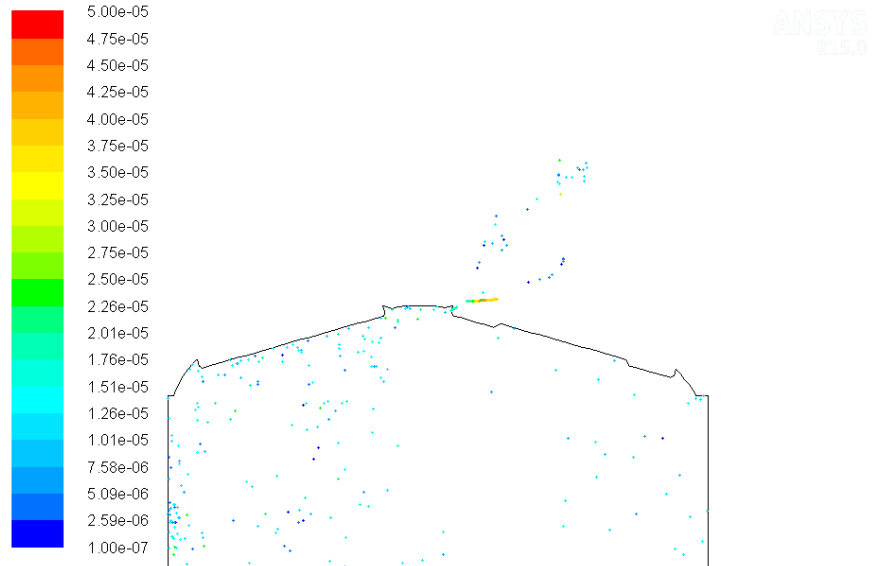


Şekil 4.112. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi hız dağılımı



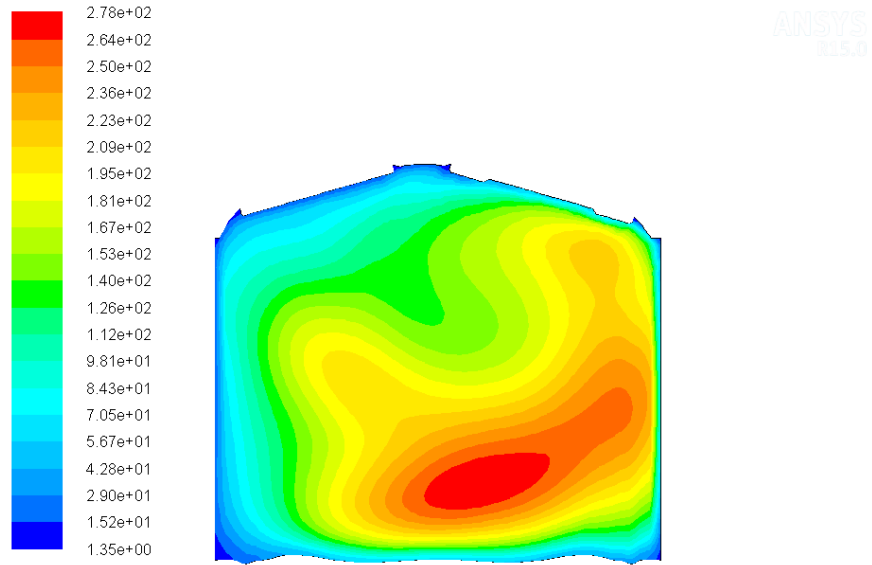
Contours of Mass fraction of c2h5oh (Time=1.1250e-02) May 04, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.113. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu



Particle Traces Colored by particle-diameter (m) (Time=1.1250e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

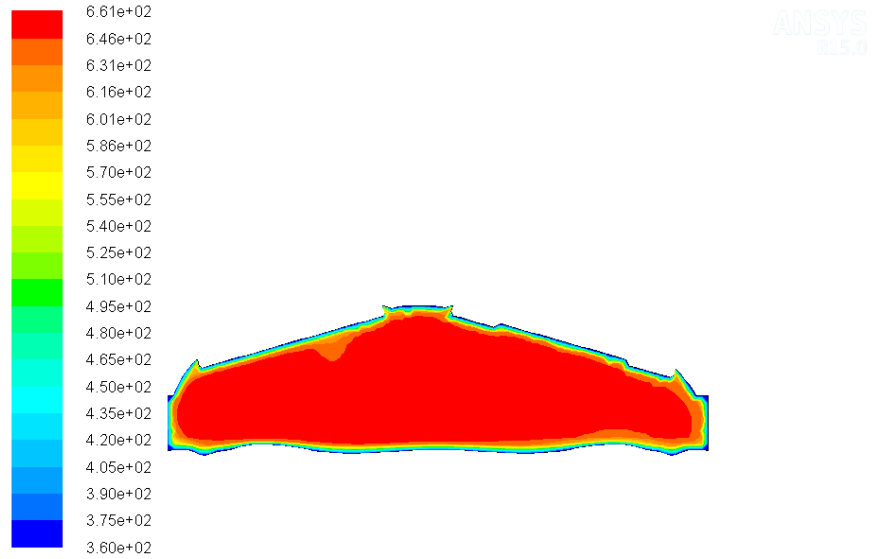
Şekil 4.114. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı



Contours of Turbulent Kinetic Energy (k) (m2/s2) (Time=1.1250e-02) Jul 27, 2019
Crank Angle=630.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

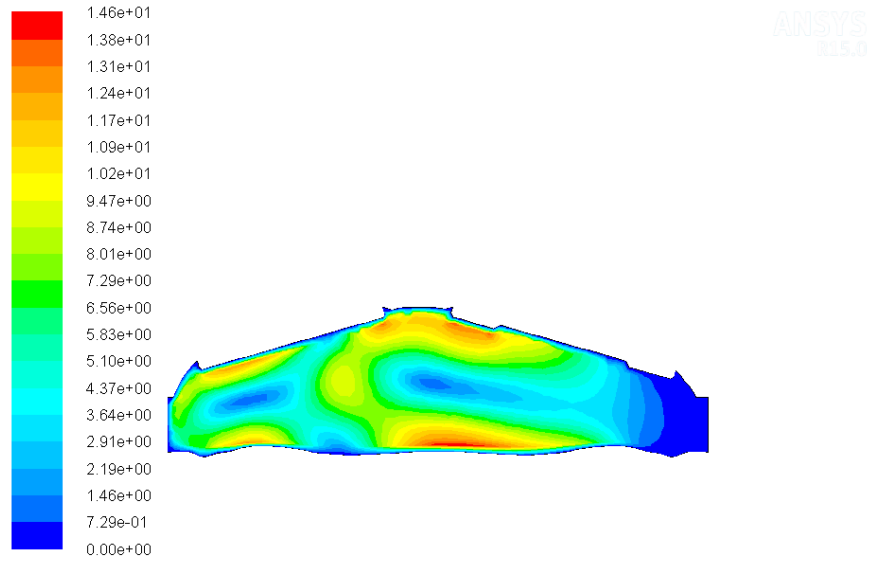
Şekil 4.115. 4000 d/dk ve 630° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

❖ 720 KA için sonuçlar:



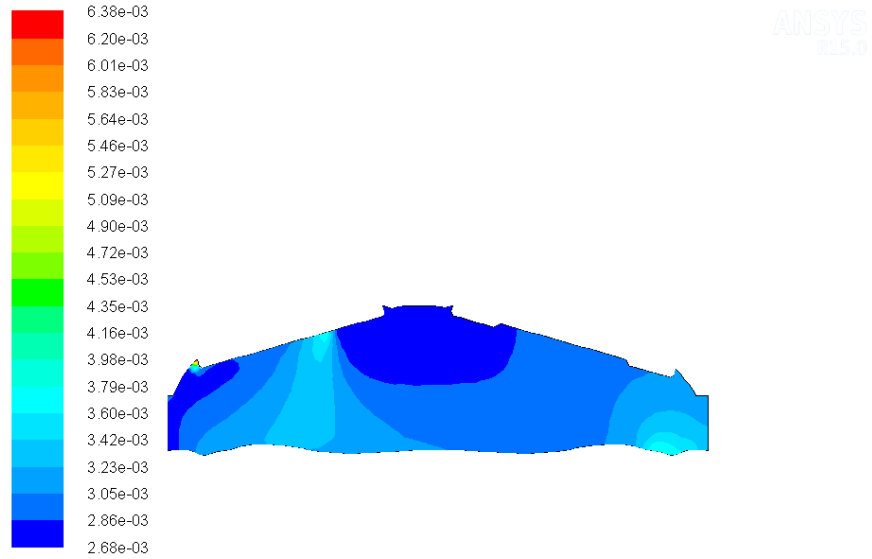
Contours of Static Temperature (k) (Time=1.5000e-02) May 04, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.116. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi sıcaklık değişimi



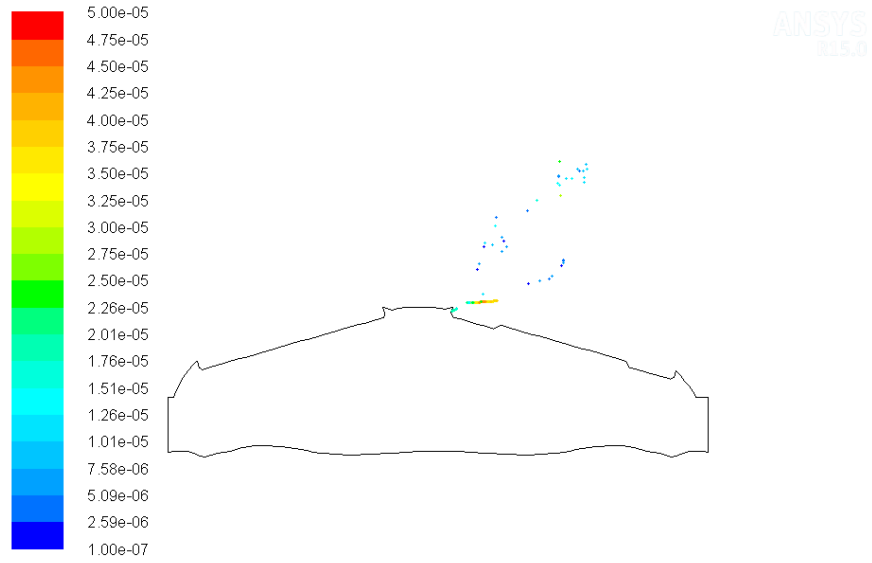
Contours of Velocity Magnitude (m/s) (Time=1.5000e-02) May 04, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dymesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.117. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi hız dağılımı



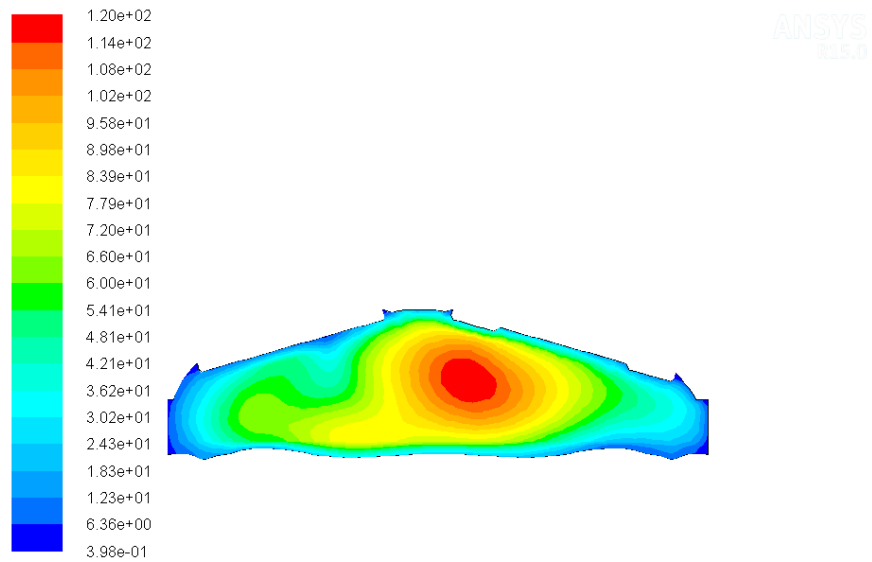
Contours of Mass fraction of c2h5oh (Time=1.5000e-02) May 04, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dymesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.118. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi etanolün kütle fraksiyonu



Particle Traces Colored by particle-diameter (m) (Time=1.5000e-02) Apr 23, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.119. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi püskürtülen etanol parçacıklarının dağılımı



Contours of Turbulent Kinetic Energy (k) (m2/s2) (Time=1.5000e-02) Jul 27, 2019
Crank Angle=720.00(deg) ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.120. 4000 d/dk ve 720° KA için silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

Yukarıdaki şekillerden de görüldüğü üzere silindir içi etanolün kütle fraksiyonunun KA ilerledikçe benzine göre daha yavaş bir şekilde azaldığı fakat artan devir sayısına göre ise daha hızlı bir şekilde azaldığı görülmektedir. Bu azalmaya bağlı olarak silindir içi sıcaklığının ise ters orantılı bir şekilde artış gösterdiği ve artan devir sayısına bağlı olarak daha çok yükseldiği ortaya çıkmaktadır. Ayrıca hız dağılımında da bir önceki analizle karşılaştırıldığında yine artan devir sayısına bağlı olarak gaz hızlarında artış görülmüştür. Püskürtülen yakıtın ise 720 KA gelindiğinde yine tamamen buharlaşmadığı fakat devir sayısının artmasına bağlı olarak etanolün daha fazla miktarda buharlaştığı görülmektedir.

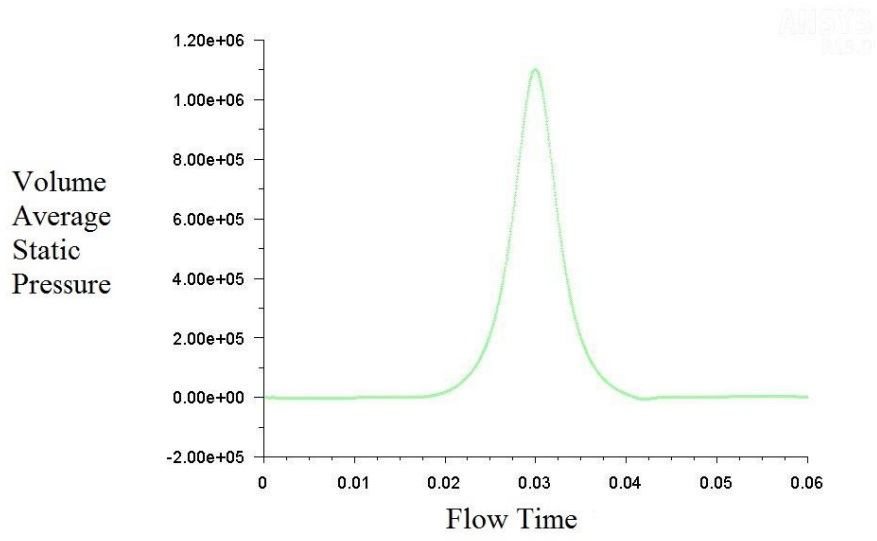
4.2. Değişen Devir Sayısına Göre Benzin Ve Etanolün Silindir İçi Basınç, Sıcaklık, Buharlaşma Miktarı Değişimi

Bu bölümde yapılan analizler sonucunda elde edilen veriler yardımıyla sırasıyla 2000, 3000, ve 4000 d/dk motor devirleri sabit tutularak benzin ve etanol için silindir içi sıcaklık, basınç ve buharlaşma miktarı parametrelerinin değişimini gösteren grafikler çizilmiştir.

4.2.1. 2000 Devirde Benzin Ve Etanolün Silindir İçi Basınç, Sıcaklık Ve Buharlaşma Miktarı Değişimi

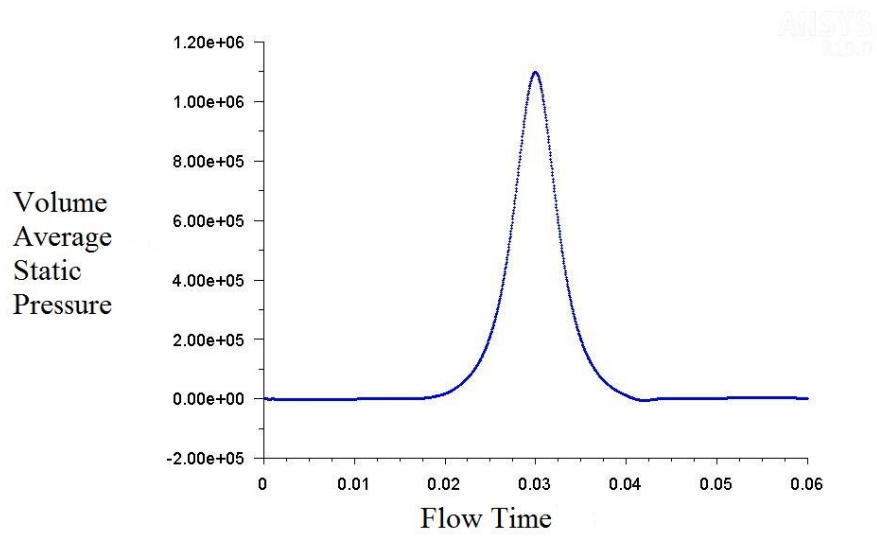
❖ Basınç değişimi

2000 d/dk motor devri için yapılan analizler sonucunda silindir içine yakıtların püskürtülmesiyle oluşan silindir içi basınç değerinin akış zamanına bağlı olarak değişimini gösteren grafikler Şekil 4.121 ve 4.122'de gösterilmiştir.



Convergence history of Static Pressure on cylinder-qurd etc. (in SI units) May 20, 2019
ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, lam)

Şekil 4.121. 2000 d/dk benzin için silindir içi basınç değişimi



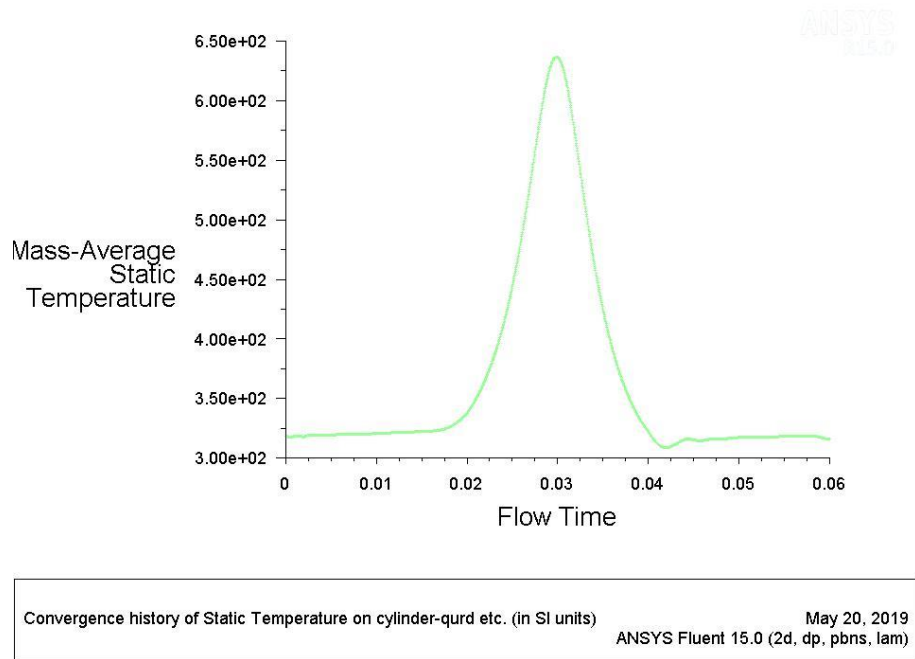
Convergence history of Static Pressure on cylinder-qurd etc. (in SI units) May 20, 2019
ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, lam)

Şekil 4.122. 2000 d/dk etanol için silindir içi basınç değişimi

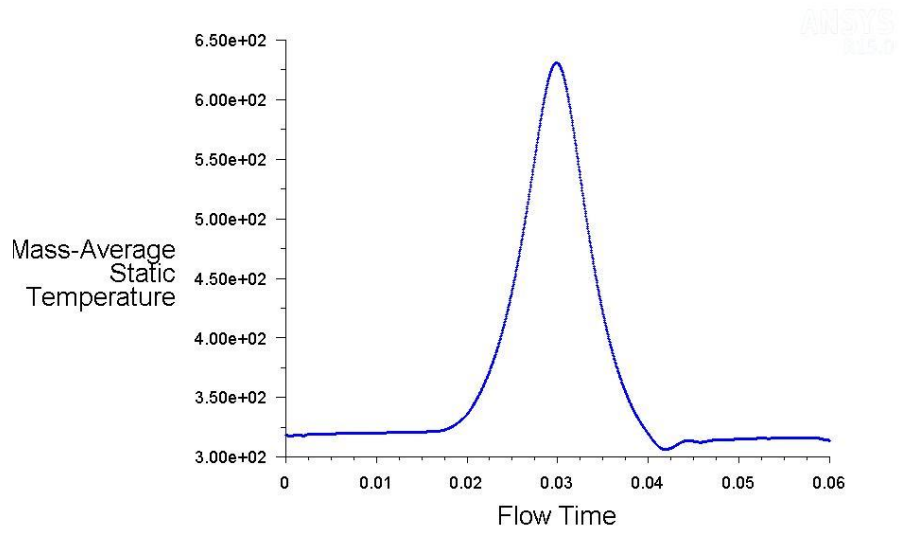
Grafiklerden de görüldüğü gibi her iki yakıt türü için de silindir içi basınç değişimi benzer şekilde çıkmıştır. Emme stroğunda basınç az miktarda yükselmiş, sıkıştırma stroğunda ise basınç kademeli olarak maksimum değerine ulaşmıştır. Güç stroğunda basınç yine kademeli olarak düşmüş, egzoz stroğunda ise az miktarda basınç değişimi gerçekleşmiştir. Benzin püskürtülen silindirde maksimum basınç değeri 1102373 Pa , etanol püskürtülen silindirde ise maksimum basınç değeri 1098250 Pa ölçülmüştür.

❖ Sıcaklık değişimi

2000 d/dk motor devri için yapılan analizler sonucunda silindir içine yakıtların püskürtülmesiyle oluşan silindir içi sıcaklık değerinin akış zamanına bağlı olarak değişimini gösteren grafikler Şekil 4.123 ve 4.124’de gösterilmiştir.



Şekil 4.123. 2000 d/dk benzin için silindir içi sıcaklık değişimi

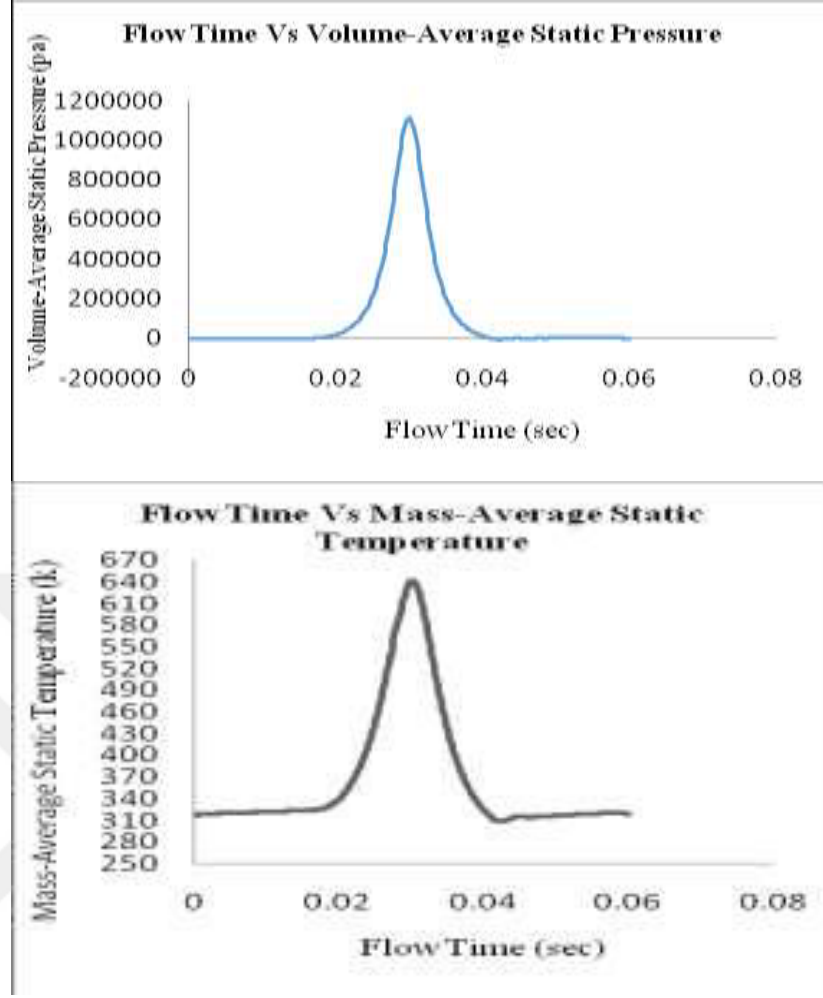


Convergence history of Static Temperature on cylinder-qurd etc. (in SI units) May 20, 2019
ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, lam)

Şekil 4.124. 2000 d/dk etanol için silindir içi sıcaklık değişimi

Grafiklerden de görüldüğü gibi her iki yakıt türü için de silindir içi sıcaklık değişimi yine basınç değişimine benzer şekilde çıkmıştır. Benzin püskürtülen silindirde maksimum sıcaklık değeri 650 K, etanol püskürtülen silindirde ise maksimum sıcaklık değeri 643 K ölçülmüştür. Bunu yorumlayacak olursak; etanolün buharlaşırken ortamdan çektiği ısı daha fazla olduğundan dolayı silindir içi sıcaklık ve basınç değerleri benzine göre daha düşük çıkmıştır.

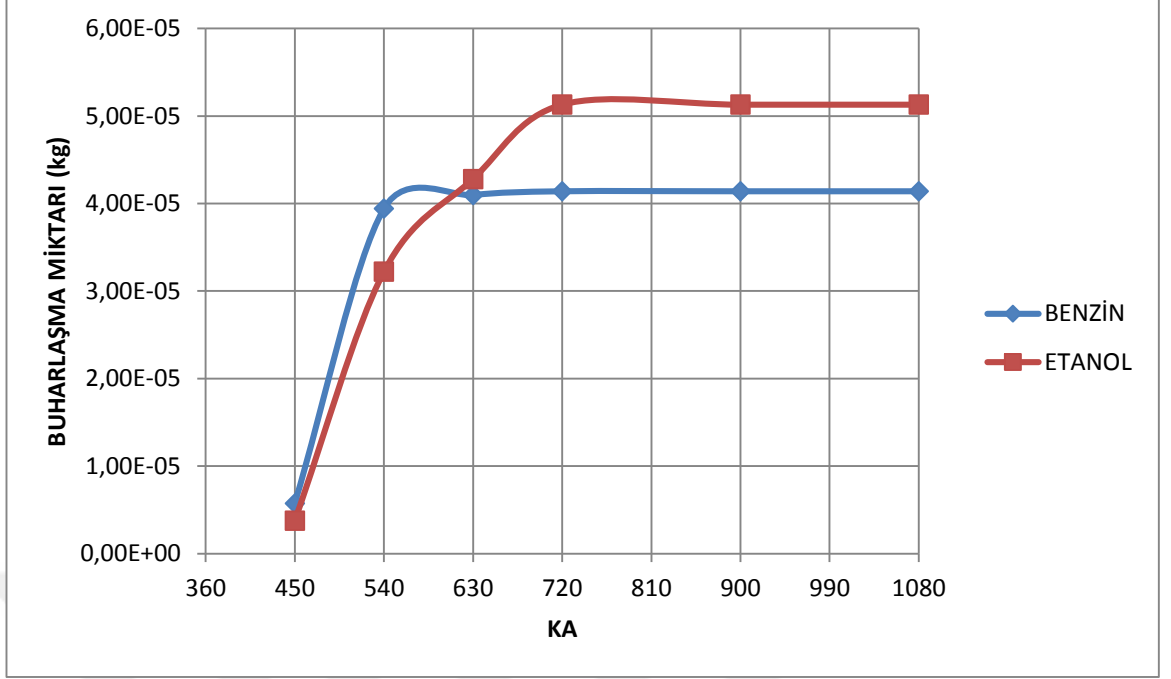
Bu çalışmada elde edilen silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi grafikleri, literatürdeki farklı bir çalışma olan (Sridhar 2013) ve Şekil 4.125’de grafikleri gösterilen çalışma ile kıyaslandığında sonuçların büyük oranda benzer olduğu görülmektedir. Böylece bu çalışmada bulunan sonuçların doğruluğunun ve güvenilirliğinin kabul edilebilir olduğu bu şekilde de ispatlanmıştır.



Şekil 4.125. 2000 d/dk hekzan için silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi(Sridhar 2013)

❖ Buharlaşma miktarı değişimi

2000 d/dk motor devri için yapılan analizler sonucunda silindir içine yakıtların püskürtülmesiyle oluşan silindir içi yakıtların buharlaşma miktarının KA'na bağlı olarak değişimini gösteren grafikler Şekil 4.126'da gösterilmiştir.



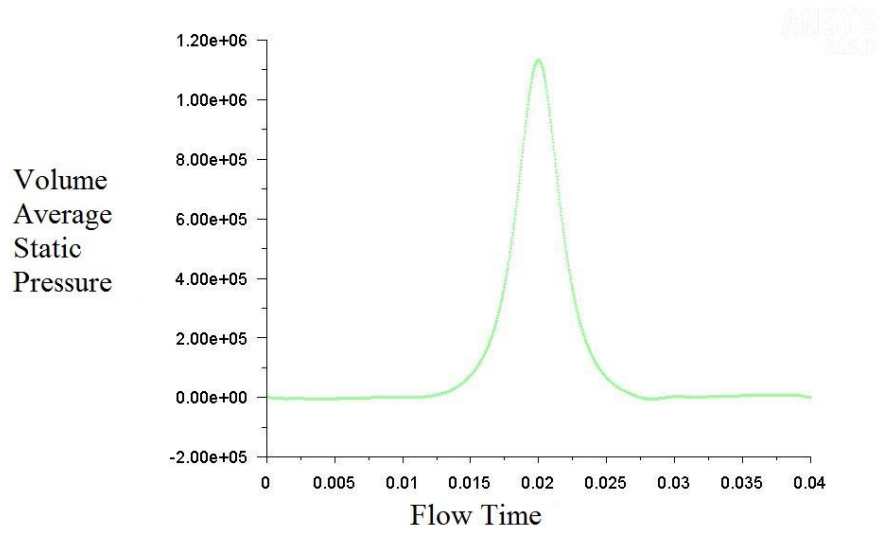
Şekil 4.126. 2000 d/dk benzin ve etanolün silindir içi buharlaşma miktarları değişimi

Grafikten görüldüğü şekilde benzin etanole göre daha çabuk bir şekilde buharlaşmaktadır. Bunun sebebi olarak da etanolün buharlaşma ısısının benzine göre daha yüksek olması söylenebilir. Yani etanolün buharlaşabilmesi için daha fazla enerjiye ihtiyacı vardır. Bu nedenle soğuk havalarda yakıt olarak etanol kullanılması durumda ilk harekete geçirme zorlaşmaktadır.

4.2.2. 3000 Devirde Benzin Ve Etanolün Silindir İçi Basınç, Sıcaklık Ve Buharlaşma Miktarı Değişimi

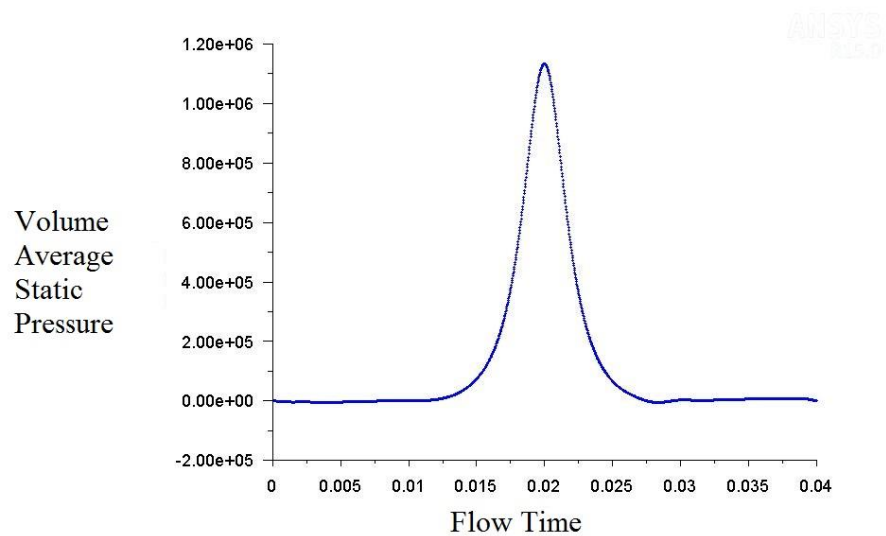
❖ Basınç değişimi

3000 d/dk motor devri için yapılan analizler sonucunda silindir içine yakıtların püskürtülmesiyle oluşan silindir içi basınç değerinin akış zamanına bağlı olarak değişimini gösteren grafikler Şekil 4.127 ve 4.128'de gösterilmiştir.



Convergence history of Static Pressure on cylinder-qurd etc. (in SI units) May 20, 2019
ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, lam)

Şekil 4.127. 3000 d/dk benzin için silindir içi basınç değişimi



Convergence history of Static Pressure on cylinder-qurd etc. (in SI units) May 20, 2019
ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, lam)

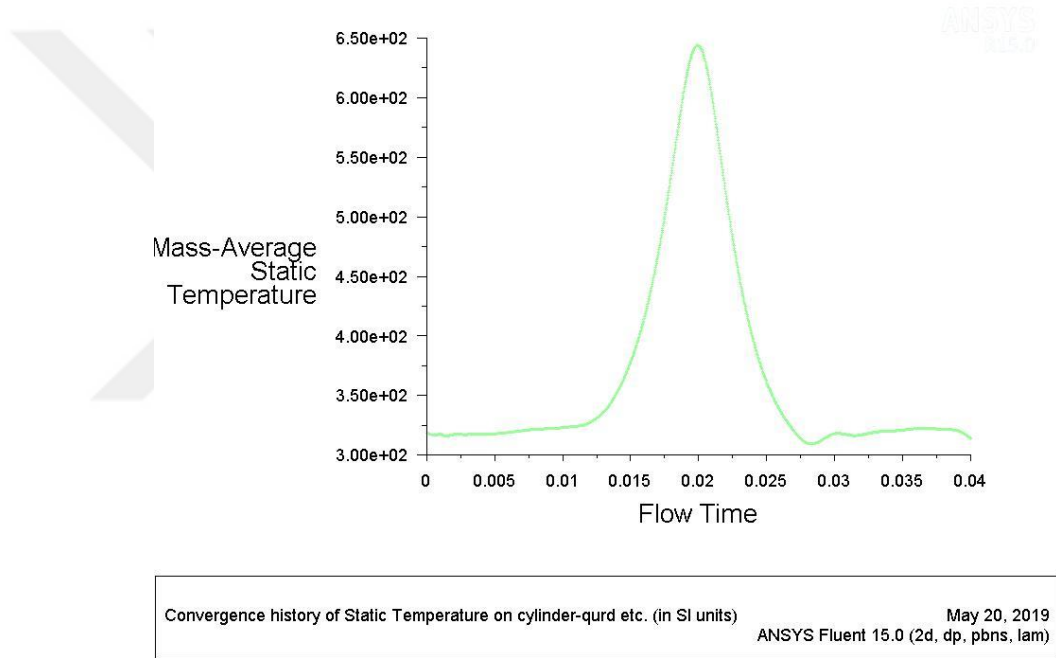
Şekil 4.128. 3000 d/dk etanol için silindir içi basınç değişimi

Grafiklerden de görüldüğü gibi her iki yakıt türü için de silindir içi basınç değişimi yine benzer şekilde çıkmıştır. Emme stroğunda basınç az miktarda yükselmiş, sıkıştırma

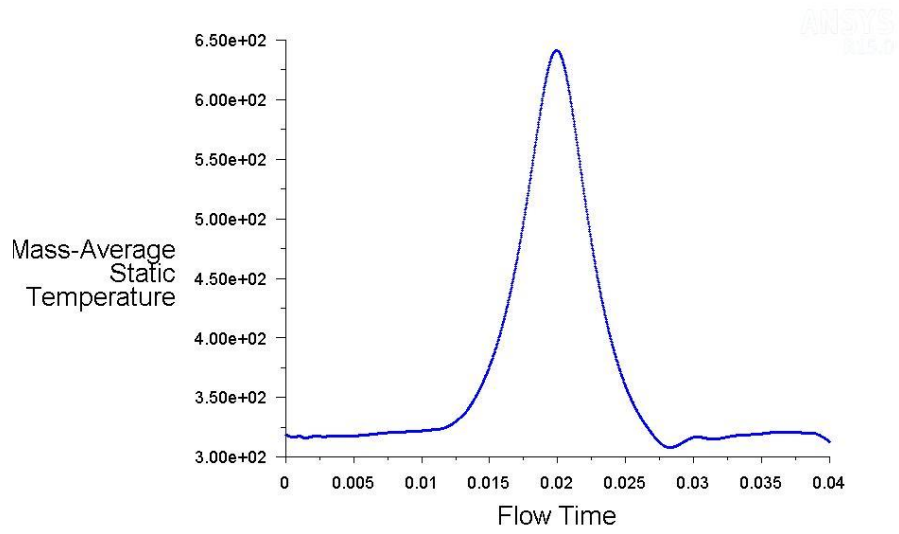
stroğunda ise basınç kademeli olarak maksimum değerine ulaşmıştır. Gç stroğunda basınç yine kademeli olarak düşmüş, egzoz stroğunda ise az miktarda basınç değişimi gerçekleşmiştir. Benzin püskürtülen silindirde maksimum basınç değeri 1133550 Pa ,etanol püskürtülen silindirde ise Maksimum basınç değeri 1133320 Pa llmştr.

❖ Sıcaklık değişimi

3000 d/dk motor devri için yapılan analizler sonucunda silindir içine yakıtların püskürtülmesiyle oluşan silindir içi sıcaklık değerinin akış zamanına bağlı olarak değişimini gösteren grafikler şekil 4.129 ve 4.130'da gösterilmiştir.



şekil 4.129. 3000 d/dk benzin için silindir içi sıcaklık değişimi



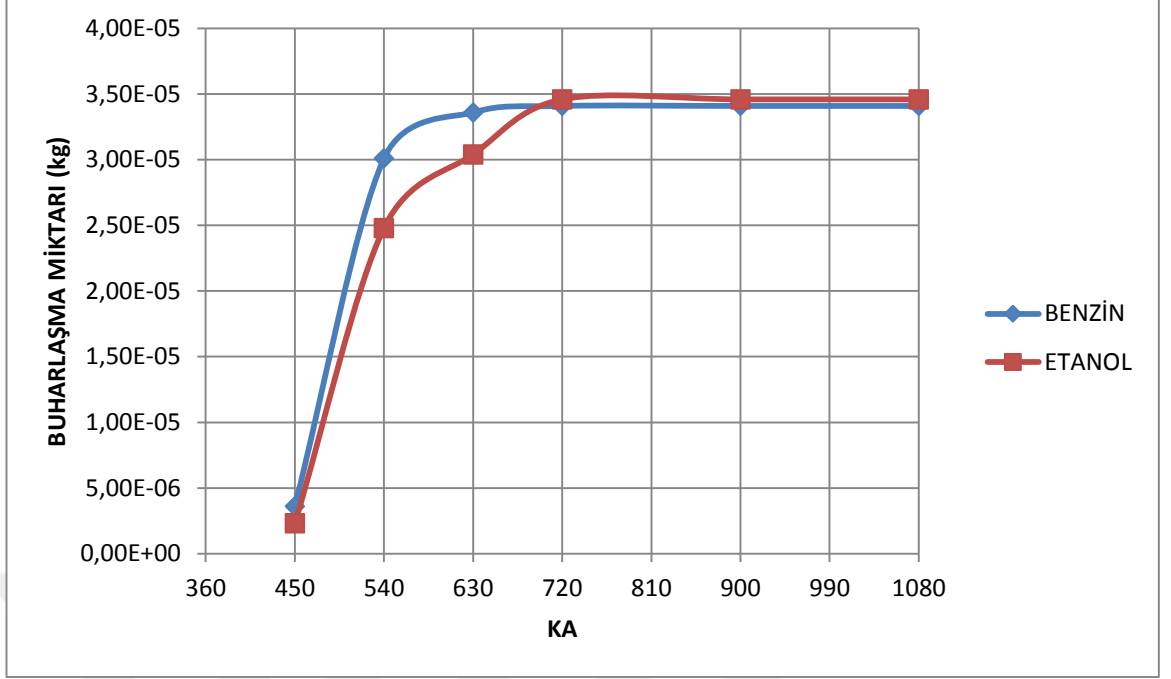
Convergence history of Static Temperature on cylinder-qurd etc. (in SI units) May 20, 2019
ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, lam)

Şekil 4.130. 3000 d/dk etanol için silindir içi sıcaklık değişimi

Grafiklerden de görüldüğü üzere her iki yakıt türü için de silindir içi sıcaklık değişimi yine basınç değişimine benzer şekilde çıkmıştır. Benzin püskürtülen silindirde maksimum sıcaklık değeri 657 K, etanol püskürtülen silindirde ise maksimum sıcaklık değeri 653 K ölçülmüştür. Etanolün buharlaşırken ortamdan çektiği ısı daha fazla olduğundan dolayı silindir içi sıcaklık ve basınç değerleri yine önceki devirde olduğu gibi benzine göre daha düşük çıkmıştır. Ayrıca artan devir sayısı ile birlikte sıcaklık ve basınç değerleri doğru orantılı bir şekilde artmıştır.

❖ Buharlaşma miktarı değişimi

3000 d/dk motor devri için yapılan analizler sonucunda silindir içine yakıtların püskürtülmesiyle oluşan silindir içi yakıtların buharlaşma miktarının KA'na bağlı olarak değişimini gösteren grafikler Şekil 4.131'de gösterilmiştir.



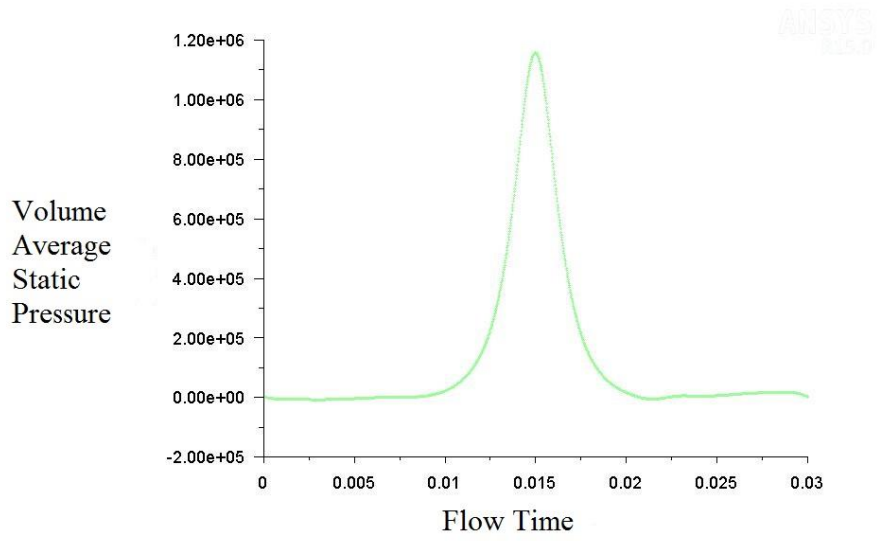
Şekil 4.131. 3000 d/dk benzin ve etanolün silindir içi buharlaşma miktarları değişimi

Grafikten görüldüğü şekilde bu devirde de yine benzin etanole göre daha çabuk bir şekilde buharlaşmaktadır. Fakat 2000 d/dk ile kıyasladığımızda artan devirle birlikte benzin ve etanolün buharlaşma miktarları yaklaşmıştır.

4.2.3. 4000 Devirde Benzin Ve Etanolün Silindir İçi Basınç, Sıcaklık Ve Buharlaşma Miktarı Değişimi

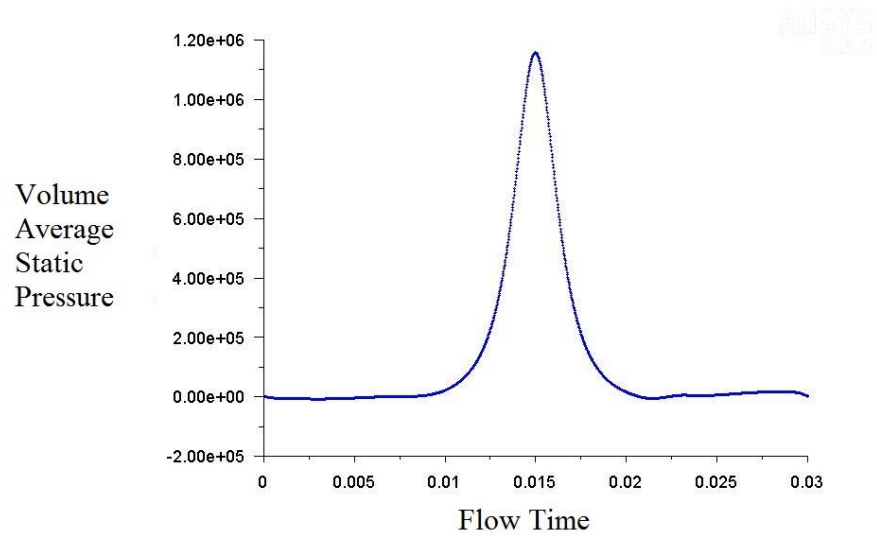
❖ Basınç değişimi

4000 d/dk motor devri için yapılan analizler sonucunda silindir içine yakıtların püskürtülmesiyle oluşan silindir içi basınç değerinin akış zamanına bağlı olarak değişimini gösteren grafikler Şekil 4.132 ve 4.133'de gösterilmiştir.



Convergence history of Static Pressure on cylinder-qurd etc. (in SI units) May 20, 2019
ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, lam)

Şekil 4.132. 4000 d/dk benzin için silindir içi basınç değişimi



Convergence history of Static Pressure on cylinder-qurd etc. (in SI units) May 20, 2019
ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, lam)

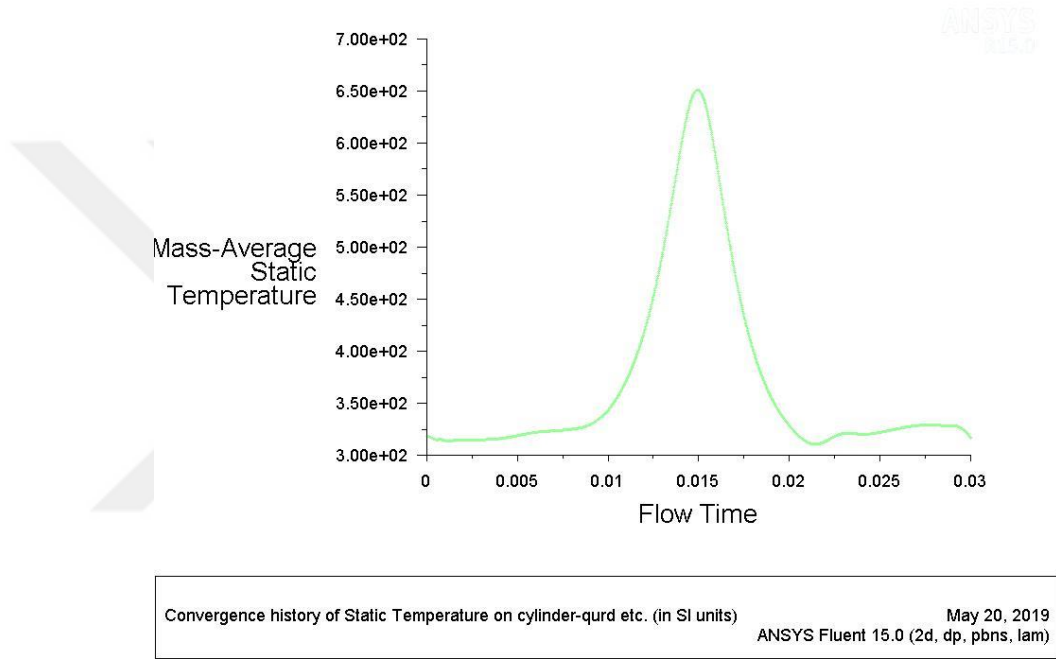
Şekil 4.133. 4000 d/dk etanol için silindir içi basınç değişimi

Grafiklerden de görüldüğü üzere her iki yakıt türü için de silindir içi basınç değişimi yine benzer şekilde çıkmıştır. Benzin püskürtülen silindirde maksimum basınç değeri

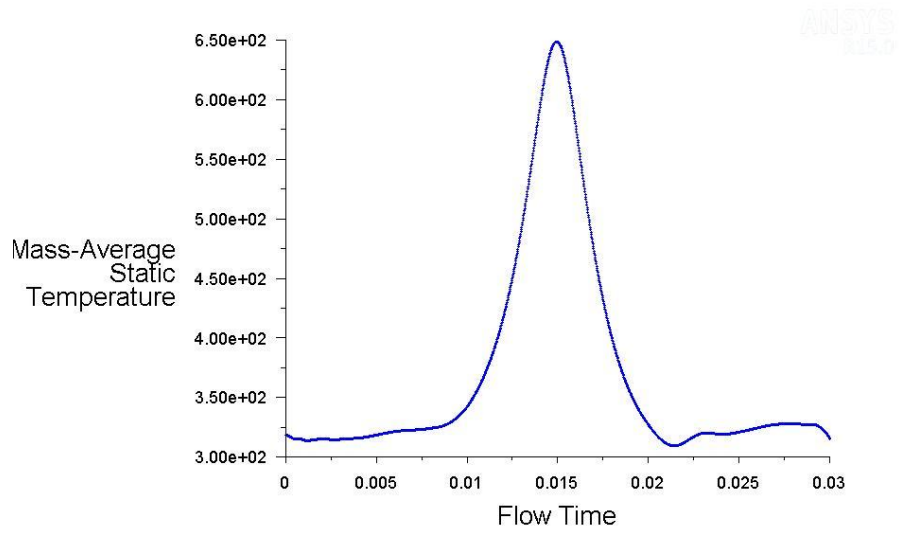
1157782 Pa, etanol püskürtülen silindirde ise maksimum basınç değeri 1157753 Pa olarak ölçülmüştür.

❖ Sıcaklık değişimi

4000 d/dk motor devri için yapılan analizler sonucunda silindir içine yakıtların püskürtülmesiyle oluşan silindir içi sıcaklık değerinin akış zamanına bağlı olarak değişimini gösteren grafikler Şekil 4.134 ve 4.135’de gösterilmiştir.



Şekil 4.134. 4000 d/dk benzin için silindir içi sıcaklık değişimi



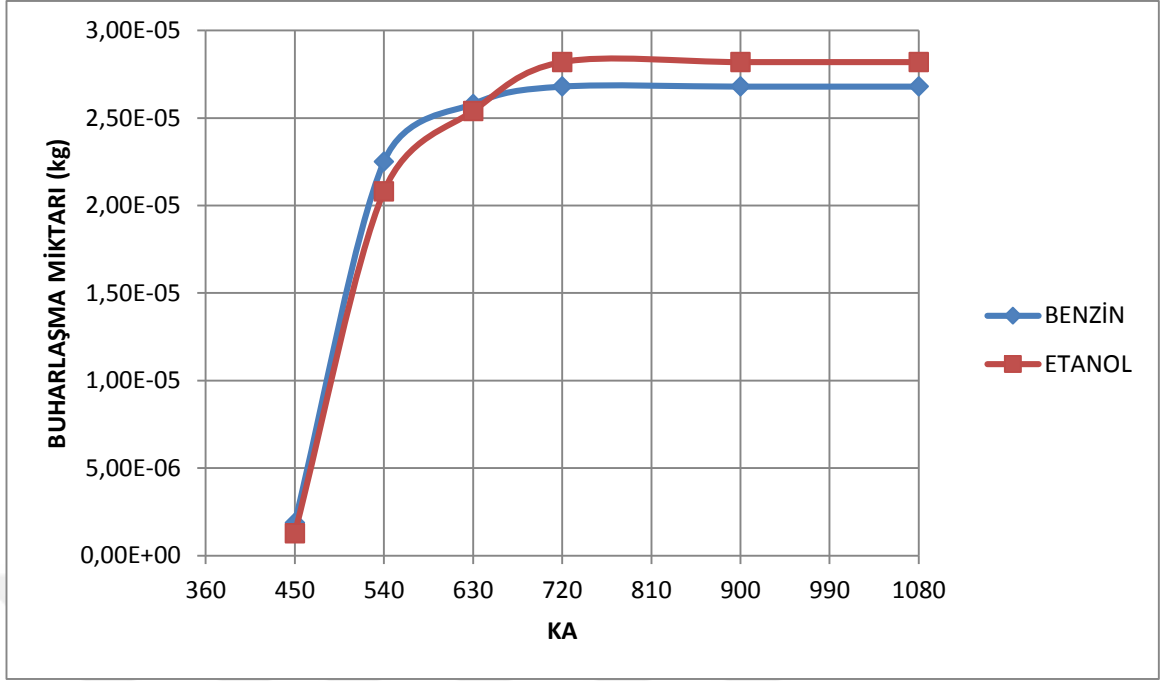
Convergence history of Static Temperature on cylinder-qurd etc. (in SI units) May 20, 2019
ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, lam)

Şekil 4.135. 4000 d/dk etanol için silindir içi sıcaklık değişimi

Grafiklerden de görüldüğü gibi her iki yakıt türü için de silindir içi sıcaklık değişimi yine basınç değişimine benzer şekilde çıkmıştır. Benzin püskürtülen silindirde maksimum sıcaklık değeri 663 K, etanol püskürtülen silindirde ise maksimum sıcaklık değeri 660 K olarak ölçülmüştür. Etanolün buharlaşırken ortamdan çektiği ısı daha fazla olduğundan dolayı silindir içi sıcaklık ve basınç değerleri yine benzer şekilde benzine göre daha düşük çıkmıştır. Ayrıca artan devir sayısı ile birlikte sıcaklık ve basınç değerleri yine doğru orantılı bir şekilde artmıştır.

❖ Buharlaşma miktarı değişimi

4000 d/dk motor devri için yapılan analizler sonucunda silindir içine yakıtların püskürtülmesiyle oluşan silindir içi yakıtların buharlaşma miktarının KA'na bağlı olarak değişimini gösteren grafikler Şekil 4.136'da gösterilmiştir.



Şekil 4.136. 4000 d/dk benzin ve etanolün silindir içi buharlaşma miktarları değişimi

Grafikten görüldüğü şekilde bu devirde de yine benzin etanole göre daha çabuk bir şekilde buharlaşmaktadır. Fakat önceki devirler ile kıyasladığımızda artan devirle birlikte benzin ve etanolün buharlaşma miktarları daha da yakın çıkmıştır.

5.SONUÇ

Bu çalışmada ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak 4 zamanlı, buji ateşlemeli, içten yanmalı bir motorun iki boyutlu yanma odası modelinde analizler yapılmıştır. Analiz, 4 zamanlı motorların emme, sıkıştırma, genişleme ve egzoz olmak üzere tüm stroklarını içermektedir.360 KA'da başlayan analizler 720 KA boyunca devam ederek motorun bir tam çevrimi tamamlanmıştır.

Analizler sırasında kullanılan yanma odası modeli iki boyutlu, tek silindir, tek emme ve egzoz sübabından oluşmaktadır. Analizler benzin ve etanol yakıtlarının yanma odasına püskürtülmesi ve yakıt damlacıklarının buharlaşmasını içermektedir. Analizler esnasında yanma ihmal edilmiştir. Değişen motor devir sayılarına göre benzin ve etanol yakıtlarının yanma odasına püskürtülüp buharlaşması sonucu silindir içerisinde oluşan hız, kütle fraksiyonu, statik sıcaklık ve basınç ve buharlaşma miktarı parametrelerindeki değişim KA değerine bağlı olarak incelenmiştir.

Analizler sonucunda yakıtların kütle fraksiyonlarına baktığımızda her iki yakıt için de KA ilerledikçe kütle fraksiyonlarının azaldığı ortaya çıkmıştır. Silindir içi benzin kütle fraksiyonu ve etanol kütle fraksiyonu karşılaştırıldığında ise KA ilerledikçe benzinin etanole göre daha hızlı bir şekilde azaldığı görülmüştür. Motor devir sayısına göre baktığımızda her iki yakıt da artan devir sayısı ile birlikte kütle fraksiyonları ters orantılı olarak azalmıştır.

Yakıtların buharlaşma miktarlarına baktığımızda benzin etanole göre daha hızlı bir şekilde buharlaşmaktadır. Bunun nedeni etanolün buharlaşabilmesi için benzine göre daha yüksek bir ısı enerjisine ihtiyacı vardır. Bu nedenle etanol benzine göre daha geç buharlaşmaktadır. Hatta 720 KA'na gelindiğinde benzinin tamamen buharlaştığı fakat etanol damlacıklarının halen silindirde bulunduğu gözlemlenmiştir. Bunun sonucu olarak etanol kullanımında motorun soğukta ilk çalıştırma problemi ortaya çıkmaktadır. Literatürdeki diğer çalışmalarda da buna benzer sonuçlar ortaya çıkmıştır(Topgül 2006).

Yapılan analizlerde silindir içi sıcaklık değişimi her iki yakıt için de benzer bir grafik göstermiştir. Fakat her iki yakıtı aynı devir için kıyasladığımızda etanol püskürtülen silindir için sıcaklığın benzin püskürtülen silindire göre daha düşük olduğu görülmüştür. Bunu şöyle açıklayabiliriz; etanolün buharlaşma ısısı daha yüksek olduğundan dolayı

buharlaşırken benzine göre ortamdan daha fazla ısı çekmektedir. Bu nedenle silindirde sıkıştırma sonu sıcaklığı etanolün olduğu silindirde daha düşük olmaktadır. Artan devir sayısı ile birlikte de yanma odası sıcaklığı doğru orantılı olarak artmaktadır. Silindir içi basınç değişimi de yine sıcaklık değişimine benzer şekilde çıkmıştır. Benzin püskürtülen silindirin sıkıştırma sonu basıncı, etanole göre daha yüksek olduğu görülmüştür.

Ayrıca hız dağılımında ve türbülans kinetik enerji değişiminde de her iki yakıt için de çok fazla bir fark gözlenmemiştir. Pistonun ÜÖN'dan hareket etmesiyle beraber önce artmakta fakat piston AÖN' ya yaklaştıkça silindir içindeki artan basınca bağlı olarak gaz hızları azalmaktadır. Artan devir sayısı ile birlikte de silindir içi gaz hızları da artmaktadır.

Yapılan analizler bilgisayar donanımının yetersizliğinden dolayı iki boyutlu olarak ve yanma ihmal edilerek yapılmıştır. Daha donanımlı bilgisayar ile birlikte analizler üç boyutlu olarak ve yanma dahil edilerek yapılabilir.

Bu çalışma Fluent programı kullanılarak yapılmıştır. Aynı çalışma farklı bir programda da tekrarlanarak silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri karşılaştırılabilir. Ayrıca deneysel olarak da bu çalışmadaki kurgu oluşturularak sonuçlar kıyaslanabilir.

Alternatif yakıt olarak etanol kullanılmıştır yine buna benzer olarak farklı alternatif yakıtlar olan metanol, doğalgaz veya hidrojen ile bu analizler yapılabilir.

Mevcut çalışmada incelenen değişkenler dışında emme valfi lifti, hava fazlalık katsayısı, silindir özelliklerinin değiştirilmesi sonuçları nasıl etkilediği gözlemlenebilir. Ayrıca analize yanmanın dahil edilmesiyle birlikte emisyonlar da incelenebilir.

KAYNAKLAR

- Abdel-Rahman A., Osman M. 1997.** Experimental Investigation on Varying the Compression Ratio of SI Engine Working Under Different Ethanol–gasoline Fuel Blends, *International Journal of Energy Research*, Vol.21, 31-40.
- Acaroğlu, M. 2007.** Alternatif Enerji Kaynakları, Genişletilmiş İkinci Baskı, Nobel Yayın Dağıtım Ltd.Şti. , ISBN 978-605-395-047-9.
- Açıkgöz, A., Gelişli, M.Ö., Öztürk, E. 2005.** Otomotiv Endüstrisinde Hesaplamalı Uygulamaları. http://www.anova.com.tr/dynamicContent/file/makale_otomotiv.pdf - (Erişim tarihi: 04.11.2017)
- Akar, R. 2005.** Combustion chamber design with computational fluid dynamic. *Msc Thesis*, Ç.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana.
- Al-Hasan, M. 2003.** Effect of ethanol-unleaded gasoline blends on engine performans and exhaust emission, *Energy Conversion and Management*, 44: 1547-1561.
- Anonim,2004.** Science Fair Projects Encyclopedia, Alcohol fuel. http://www.all-science-fairprojects.com/science_fair_projects_encyclopedia/Alcohol_fuel - (Erişim tarihi: 11.02.2017)
- Anonim, 1988.** Alcohols and Ethers, American Petroleum Institute, API Publication 4261,USA.
- Anonim,2006.** www.konyaseker.com.tr - (Erişim tarihi: 18.02.2017)
- Anonim, 2012.** Enerji Raporu 2012, Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi, Yayın No : 0021/2012, Ankara.
- Anonim,2018.** http://www.anova.com.tr/main/68/ansys_fluent.aspx - (Erişim tarihi: 05.11.2017)
- Ar, F.F. 2012.** Biyoetanol Kullanım Zorunluluğunun Türk Ekonomisinde Yaratacağı Etkiler, Türkiye 12. Enerji Kongresi, Kasım 14-16, Ankara.
- Atay, O. 2009.** 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, İstanbul.
- Balat, M., Balat, H., Oz, C. 2008.** Progress in Bioethanol Processing. *Progress in Energy and Combustion Science*, 34:551-573.
- Basha, S. A., Gopal, K. R., 2009.** In-cylinder fluid flow, turbulence and spray models-A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 1620-1627.
- Bayındır, H. 1998.** Etanol-benzin karışımlarının benzinli motorlarda motor karakteristikleri ve hava kirliliğine etkileri. *Doktora Tezi*, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Bayrakçı, A.G. 2009.** Değişik biyokütle kaynaklarından biyoetanolün elde edilmesi üzerine bir araştırma. *Yüksek Lisans Tezi* (Basılmamış), Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü. İzmir.
- Bayraktar, H. 1991.** Motorlarda benzin-etil alkol-izopropanal karışımlarının kullanılması. *Makine Yüksek Mühendisi Unvan Tezi*. Karadeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- Bayraktar, H. 2005.** Experimental and theoretical investigation of using gasoline ethanol blends in spark-ignition engines, *Renewable Energy*, 30: 1733-1747.
- Bayraktar, H. 2007.** Theoretical investigation of flame propagation process in an SI engine running on gasoline-ethanol blends, *Renewable Energy*, 32:758-771.

- Beba, A. 1986.** Etanol Benzin Karışımı Yakıtların Karakteristiklerinin İncelenmesi, *I Yanma Sempozyumu*, s.183-202, Bursa.
- Bedford, F., Hu, X., Schmidt, U. 2004.** In-cylinder combustion modeling and validation using Fluent. 14th Annual International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting, Detroit.
- Berg, C., Licht, F.O. 2010.** World Fuel Ethanol Analysis and Outlook. <https://cannasystems.ca/pdf/EthanolReport.pdf> - (Erişim tarihi: 11.03.2017)
- Cengel, Y.A., Cimbala, J.M. 2008.** Akışkanlar Mekaniği : Temelleri ve Uygulamaları-Birinci Baskıdan Çeviri, Çeviri Editörü: Engin T, Güven Bilimsel, İzmir.
- Ceviz, M.A., Yüksel, F. 2005.** Effects of ethanol-unleaded gasoline blends on cyclic variability and emissions in an SI engine, *Applied Thermal Engineering*, 25: 917-925.
- Colucci, P. J., Lee, D., Lim, C. K., Goldin, G. 2002.** In-Cylinder Engine Modeling Developments at Fluent, Fluent Incorporated Lebanon, NH.
- Crookes, R. J. 2006.** Comparative bio-fuel performance in internal combustion engines, *Biomass and Bioenergy*, 30: 461-468.
- Çelik, M.B. 1994.** Metanol-Benzin Karışımlarının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi. *Yüksek Lisans Tezi*. G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Çelikten, H. 2007.** Otto Motorlarında Biyoetanol Kullanımı Ve Biyoetanol Özellikleri, *Yüksek Lisans Semineri*. Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Çelik, M.B. 2008.** Experimental determination of suitable ethanol-gasoline blend rate at high compression ratio for gasoline engine, *Applied Thermal Engineering*, 28 (2008) 396-404.
- Çelik, M.,B., Çolak, A. 2008.** Buji ateşlemeli bir motorda alternatif yakıt olarak saf etanolün kullanılması, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der. Cilt 23, No 3*, 619-626.
- Çolak, A. 2006.** Buji ateşlemeli bir motorda farklı sıkıştırma oranlarında etanol kullanımının performans ve emisyonlara etkileri. *Bilim Uzmanlığı Tezi*, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- Demirtaş, V. 2012.** İçten yanmalı motorlarda silindir içi gaz hareketlerinin incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyon.
- Erkoca, M.C. 2010.** Alternatif Yakıt Olarak Etanol Kullanılan buji ile Ateşlemeli Bir Motorda Vuruntu Sınırının Deneysel Olarak Belirlenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Fırat, M. 2010.** Yeni nesil yanma odalarında akış ve ısı transferinin sayısal olarak modellenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Gülde, Ö.L. 1981.** Etanol ve Etanol-Benzin Karışımlarının Otomobil Yakıtı Olarak Teknik Yönleri, TÜBİTAK-MAG, Proje No:526, Ankara.
- Gülde, Ö.L. 1982.** Benzin-Etanol , Etanol-Su Karışımlarının ve Saf Etanolün Motor Performansına Etkileri, TÜBİTAK VIII. *Bilim Kongresi*, 29 Eylül-3 Ekim 1980, Aydın.
- Gürbüz, Ö. 2006.** Petrolden ikinci kaçış seferberliği, 04.04.2006 Tarihli Referans Gazetesi.
- He, B., Wang, J., Hao, J., Yan, X., Xiao, J. 2003.** A study on emission characteristics of an EFI engine with ethanol blended gasoline fuels, *Atmospheric Environment*, 37: 949-957.
- Hsieh, W., Chen, R., Wu, T., Lin, T. 2002.** Engine performans and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels, *Atmospheric Environment*, 36: 403-410.

- İmrağ, H. 2006.** Benzinli Motorlarda Biyoetanol Kullanımının Motor Karakteristik Değerlerine ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin Araştırılması. *Yüksek Lisans Tezi*, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir.
- Jie WanG, 2009.** Simulation of combustion in spark-ignition engine fuelled with natural gas-hydrogen blends combined with EGR Front, *Energy Power Eng. China*, 3(2): 204–211.
- Johan, Z., Moraes, A. C. M., Buell, J. C., Ferencz, R. M. 2001.** In-cylinder cold flow simulation using a finite element method, *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.*, 190, 3069-3080.
- Karaosmanoğlu, F. 1990.** Alkollü Benzinlerin Alternatif Motor Yakıtı Olarak Değerlendirilmesi. *Doktora tezi*, İ.T.Ü. İstanbul.
- Kızıltan, E.E.1988.** Motor Yakıtlarına Alkol Katılmasının Motor performansına Etkisi, *Yüksek Lisans Tezi*, K.T.Ü. , Trabzon.
- Koç, M. 2006.** E85 Ve E50 Kullanımının Yüksek Sıkıştırma Oranlarında Benzin Motoru Performansına Etkisinin Deneysel İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Koç, M., Sekmen, Y., Topgöl, T., Yücesu, H.S. 2009.** The effects of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine, *Renewable Energy*, 34 (2009) 2101–2106.
- Korematsu, K., Yuo, K. 1989.** Effects of Fuel Absorbed in Oil Film Unburnt Hydrocarbon Emissions from Spark Ignition Engines, Transaction, of the Japan Society of Mechanical Eng., Part B, Vol.55, No.519, P.3581-3585.
- Lauder B. E., Spalding D. B. 1972.** Lectures in Mathematical Models of Turbulence Academic Press, London. UK.
- Maher A. R , 2006.** A Simulation Model for a Single Cylinder Four-Stroke Spark Ignition Engine Fueled with Alternative Fuels ,*Turkish J. Eng. Env. Sci.*30, 331 – 350.
- Mantilla, J. M. 2010.** Combustion Model For Spark Ignition Engines Operating On Gasoline-Ethanol Blends *Ciencia/Science*.
- Melikoğlu, M., Albostan, A. 2011.** Türkiye’de biyoetanol üretimi ve potansiyeli. Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi, 26 (1) : 151-160.
- Murad, NM., Naser, J., Alam F, Watkins S. 2004.** Simulation of vehicle A-pillar aerodynamics using various turbulence models. SAE Paper No. 2004-01-0231.
- Osama H. Ghazal, 2013.** A Theoretical Study of the SI Engine Performance Operating with Different Fuels, *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering*, Vol:7 No:12.
- Owen, K., Coley, T. 1990.** Automotive Fuels Handbook, *Society of Automotive Engineer*.
- Örs, İ., Tarakçıoğlu, N. Ciniviz, M. 2009.** Bir taşıtta yakıt olarak benzin-etanol karışımlarının kullanımının tekerlek tahrik gücüne ve egzoz emisyonlarına etkisi, *e-Journal of New World Sciences Academy Technological Applied Sciences*, 2A0017, 4, (2), 192-201.
- Pandey, K.M. 2012.** CFD Analysis of Intake Valve for Port Petrol Injection SI Engine, *Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering*, Volume 12 Issue 5 Version 1.0.

- Payri, F., Benajes, J., Margot, X., Gil, A. 2004.** CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines, *Computers & Fluids* Volume 33, Issue 8, September 2004, Pages 995-1021.
- Richard, L., Bechtold, P.E. 1997.** Alternative Fuels Guidebook, Society of Automotive Engineers, Inc. Warrendale, Pa, U.S.A
- Salman, M.S. 1996.** Buji Ateşlemeli Motorlarda Yanma Hızının Performansa Etkileri. *Doktora Tezi*, G.Ü, Ankara.
- Sekmen, P., Sekmen., Y. ve Çınar, C. 2004.** 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.
- Sezer-Uzol, N. 2009.** Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Üç-Boyutlu Karmaşık Akış Problemlerinin Yüksek Başarımlı Hesaplamaları, *1. Ulusal Yüksek Başarım ve Grid Konferansı*, ODTÜ-KKM, Ankara.
- Song, J., Yao, C., Liu, Y., Jiang, Z., 2008.** Investigation on Flow Field in Simplified Piston Blows the DI Diesel Engine, *Eng. Apl. Comp. Fluid Mech.*, Vol. 2, No.3, 354-365.
- Soruşbay, C. 1996.** İçten yanmalı motorlarda yanma performansının belirlenmesi, İ.T.Ü. Araştırma Fonu, İstanbul.
- Sridhar, K. 2013.** Computerized Simulation of Spark Ignition Internal Combustion Engine, *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, e-ISSN: 2278-1684 Volume 5, Issue 3 , PP 05-14.
- Sümer, M. 1999.** Buji ateşlemeli motorlarda etanol kullanımı-performans ve maliyet analiz. *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Sürmen, A., Karamangil, M.İ., Arslan, R. 2004.** Motor termodinamiği, Aktüel yayınları.
- Topgül, T. 2006.** Buji ile ateşlemeli motorlarda etil alkol-benzin karışımı kullanımında optimum çalışma parametrelerinin araştırılması. *Doktora Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Tu J., Yeoh G.H., Liu C. 2008.** Computational Fluid Dynamics., Elsevier Inc.,1st ed., USA.
- Tüzün, C.1996.** Organik Kimya, *Palme Yayın Dağıtım*, Ankara, 135-142.
- Verhelst, S. 2000.** Simulation of the combustion of alternative fuels in spark ignition engines, *Proceedings First RUG-FTW Ph. D. Symposium*.
- Versteeg, H. K. and Malalasekera, W. 1995.** An introduction to computational fluid Dynamics, The finite volume method, *Longman Scientific & Technical*, 1th Edition, Newyork.
- Wu, C., Chen, R., Pu, J., Lin, T. 2004.** The influence of air-fuel ratio on engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels, *Atmospheric Environment*, 38: 7093-7100.
- Wu H. W., Perng, S. W. 2002.** LES analysis of turbulent flow and heat transfer in motored engines with various SGS models, *Int. Heat Mass Transfer*, 45, 2315-2328.
- Yılmaz, B. 2013.** Metan-Hava yanmasının HAD analizleri ile incelenmesi, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 134: 5-12.
- Yığıtoğlu, M., İnal, M., Gökgöz, M. 2014.** Alternatif Bir Enerji Kaynağı Olarak Biyoetanol, Kırıkkale Üniversitesi Fen Edebiyat Fakültesi Kimya Bölümü, Bilimde Gelişmeler Dergisi, 1: 11-21.

Yousef S.H. Najjar, 2009. Alternative Fuels for Spark Ignition Engines, *The Open Fuels & Energy Science Journal*, 2: 1-9.

Yücesu, H.S., Topgül, T., Çınar, C., Okur, M. 2006. Effect of ethanol-gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in different compression ratios, *Applied Thermal Engineering*, 26: 2272-2278.

Yücesu, H.S., Sözen, A., Topgül, T., Arcaklıoğlu, E. 2007. Comparative study of mathematical and experimental analysis of spark ignition engine performances used ethanol-gasoline blend fuel, *Applied Thermal Engineering*, 27: 358-368.

Yüksel, F., Yüksel, B. 2004. The use of ethanol-gasoline blend as a fuel in an SI engine, *Renewable Energy*, 29: 1181-1191.

Yüksel, B. 2008. Sürgülü vana kayıp katsayısının sonlu hacimler yöntemiyle ve deneysel olarak belirlenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.

Zuo, W. 2005. Introduction of Computational Fluid Dynamics. http://www14.in.tum.de/konferenzen/Jass05/courses/2/Zuo/Zuo_paper.pdf - (Erişim tarihi: 04.11.2017)

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Mehmet YILMAZ
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa / 25.05.1987
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Bursa Anadolu Kız Lisesi Y.D.A, 2005
Lisans : Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü, 2009

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Durmazlar Makina San. ve Tic. A.Ş. (2012-....)
İletişim (e-posta) : mehmetylmz87@hotmail.com