

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA FARKLI YANMA
ODALARI VE PÜSKÜRTME MODELLERİNDE
PÜSKÜRTME DİNAMİĞİ VE YANMANIN
İNCELENMESİ**

Müjdat FIRAT

**Doktora Tezi
Makine Eğitimi Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Yasin VAROL
HAZİRAN-2014**

**T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA FARKLI YANMA ODALARI VE
PÜSKÜRTME MODELLERİNDE PÜSKÜRTME DİNAMİĞİ VE
YANMANIN İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Müjdat FIRAT

(092119201)

Anabilim Dalı: Makina Eğitimi

Programı: Enerji Eğitimi

Danışman: Prof. Dr. Yasin VAROL

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 27.05.2014

ELAZIĞ-2014

ÖNSÖZ

Doktora tezi olarak hazırlamış olduğum bu çalışma, içten yanmalı motorlarda püskürtme dinamiği ve yanma olayını deneysel ve sayısal olarak inceleyen araştırmalar içermektedir. Çalışma sonucunda elde ettiğim verilerin ve dolayısıyla hazırlamış olduğum bu tezin gelecek çalışmalara katkı sağlamasını temenni ederim.

Kendisiyle çalışmaya başladığımdan beri, bana her konuda destek olan, örnek kişiliği ve son derece mütevazı tavrı ile her araştırmacının çalışmayı hayal ettiği akademik danışman kimliğine sahip danışman hocam Sayın Prof. Dr. Yasin VAROL' a, bu tezin başlamasından tamamlanmasına kadar verdiği sınırsız destek ve esirgemediği tüm bilgi birikimi için derin saygı ve teşekkürlerimi arz ederim.

Deney setinin kurulması ve deneylerin yapılması aşamalarında yardımlarını esirgemeyen değerli arkadaşlarım Arş. Gör. Burak TANYERİ ve Arş. Gör. Mutlu OKCU' ya teşekkürlerimi sunarım.

Doktora ders aşamasından, tezimi tamamladığım döneme kadar geçirdiğim yoğun çalışma süresinde, her zaman anlayış ve sabırla beni destekleyen, tüm sıkıntı ve güçlüklerde yanımda olan çok kıymetli aileme saygılarımı sunar, dostlarıma ve sevdiklerime teşekkür ederim.

Ayrıca bu tez için yazılım desteği sağlayarak AVL-FIRE yazılımını kullanmamıza imkan veren AVL firmasına ve deneysel çalışmanın gerçekleşmesi için finansal destek sağlayan Fırat Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü (FÜBAP)' ne teşekkür ederim.

Müjdat FIRAT

Elazığ-2014

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	II
İÇİNDEKİLER.....	III
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
ŞEKİLLER LİSTESİ	IX
TABLolar LİSTESİ	XIV
SEMBOLLER LİSTESİ	XV
1. GİRİŞ	1
2. MATERYAL VE METOD.....	22
2.1. Deneysel Yöntem	22
2.1.1. Deney Setinin Tanıtılması	22
2.1.2. Alternatif Yakıt Çalışması	28
2.1.3. Ölçüm Ara Yüzünün Tanıtılması ve Hesaplanan Parametreler	29
2.2. Sayısal Yöntem	34
2.2.1. Yönetici Denklemler	34
2.2.2. Türbülans Modelleri.....	35
2.2.2.1. k- ϵ Türbülans Model	35
2.2.2.2. k-zeta(ζ)-f Türbülans Model	36
2.2.3. Püskürtme Modelleri	38
2.2.3.1. Püskürtme Analizi alt modelleri.....	40
2.2.4. Dağılma (Break up) Modelleri	42
2.2.5. Buharlaşma.....	47
2.2.5.1. Isı ve Kütle Transferi Benzeşimi	47

2.2.5.2.	Çok Bileşenli Buharlaştırma Modeli	49
2.2.6.	Türbülans Dağılımı	51
2.2.7.	Duvar Etkileşimi Modeli	51
2.2.8.	Yanma	53
2.2.8.1.	Coherent Flame Model (CFM)	53
2.2.8.2.	Extended Coherent Flame Model (ECFM)	53
2.2.8.2.1.	Kimyasal Kinetik Reaksiyonlar	54
2.2.8.2.2.	Termodinamik Özellikler	54
2.2.8.2.3.	Kirletici Modeli	55
2.2.8.3.	ECFM-3Z Model	56
2.2.8.3.1.	Genel Tür Denklemleri	57
2.2.9.	Emisyon	59
2.2.9.1.	NO Oluşumu	59
2.2.9.2.	İs (Soot) Oluşumu	60
2.2.9.2.1.	Kinetik İs Modeli	60
2.2.10.	Model Tanıtımı ve Temel Sınır Şartları	62
3.	BULGULAR	63
3.1.	Sayısal Sonuçlar ve Tartışma	63
3.2.	Ağ Yapısının Sonuçlara Etkisi ve Ağ Yapısından Bağımsız Çözüm	63
3.3.	Devir Sayısının Püskürtme Dinamiği ve Yanma Üzerindeki Etkisi	68
3.3.1.	Devir Sayısına Göre Elde Edilen Deneysel Sonuçlar ve Sayısal Sonuçlarla Kıyaslanması	69
3.3.2.	Farklı Devir Sayıları İçin Sayısal Çalışmalar	75
3.4.	Yanma Odası Şeklinin Püskürtme Dinamiği ve Yanma Üzerindeki Etkisi	85
3.4.1.	Farklı Yanma Odalarında Silindir İçi Basınç Değişimi	88
3.4.2.	Farklı Yanma Odalarında Silindir İçi Sıcaklık Değişimi	90
3.4.3.	Farklı Yanma Odalarında Isı Salınımı Oranı	91

3.4.4.	Farklı Yanma Odalarında Türbülans Kinetik Enerji Değişimi	93
3.4.5.	Farklı Yanma Odalarında Emisyon Oluşumu	94
3.4.6.	Farklı Yanma Odalarında Eşdeğerlik Oranı ve Püskürtme Oluşumu .	98
3.4.7.	Farklı Yanma Odalarında Püskürtme Oluşumu ve Sıcaklık Değişimi	106
3.4.8.	Farklı Yanma Odalarında Alev Yapısı	113
3.4.9.	Farklı Yanma Odalarında Yerel NO ve İs Oluşumları	117
3.5.	Püskürtme Açısının Püskürtme Dinamiği Ve Yanmaya Etkisi	127
3.5.1.	Püskürtme Açısının Silindir İçi Basınca Etkisi	128
3.5.2.	Püskürtme Açısının Silindir İçi Sıcaklığa Etkisi	129
3.5.3.	Püskürtme Açısının Damlacık Çapına Etkisi	130
3.5.4.	Püskürtme Açısının Püskürtme ve Buhar İlerlemesine Etkisi	132
3.5.5.	Püskürtme Açısının Türbülans Kinetik Enerjiye Etkisi	136
3.5.6.	Püskürtme Açısının Isı Salınım Oranına Etkisi	137
3.5.7.	Püskürtme Açısının Emisyon Oluşumuna Etkisi	138
3.5.8.	Püskürtme Açısına Göre Damlacık Dağılımı	141
3.5.9.	Püskürtme Açısına Göre Sıcaklık Dağılımı	145
3.5.10.	Püskürtme Açısının Yanma Başlangıcına Etkisi	148
3.6.	Alternatif Yakıt (Biyodizel) Kullanımının Püskürtme Dinamiği ve Yanmaya Etkisi	150
3.6.1.	Soya Yağı Metil Esteri (SME) Kullanımı	150
3.6.1.1.	%10 SME %90 Dizel Yakıtı Karışımı İçin Deneysel Sonuçlar	150
3.6.1.2.	%20 SME %80 Dizel Yakıtı Karışımı İçin Deneysel ve Sonuçlar	153
3.6.1.3.	%30 SME %70 Dizel Yakıtı Karışımı İçin Deneysel Sonuçlar	156
3.6.1.4.	SME Karışımlarının Dizel Yakıtla Kıyaslanması	158
3.6.1.5.	Soya Yağı Metil Esteri İçin Sayısal Çalışmalar	160
3.6.1.6.	SME ve Saf Dizel Yakıtı İçin Püskürtme Oluşumu ve Silindir İçi Sıcaklık Değişimleri	166

3.6.2.	Kanola Yağı Metil Esteri (KME) Kullanımı	169
3.6.2.1.	%10 KME %90 Dizel Yakıtı Karışımı İçin Deneysel Sonuçlar	169
3.6.2.2.	%20 KME %80 Dizel Yakıtı Karışımı İçin Deneysel Sonuçlar	173
3.6.2.3.	%30 KME %70 Dizel Yakıtı Karışımı İçin Deneysel Sonuçlar	175
3.6.2.4.	KME Karışımlarının Dizel Yakıtla Kıyaslanması	178
3.6.2.5.	Kanola Yağı Metil Esteri İçin Sayısal Çalışmalar	180
3.6.2.6.	KME ve Saf Dizel Yakıtı İçin Püskürtme Oluşumu ve Silindir İçi Sıcaklık Değişimleri	186
4.	SONUÇLAR VE TARTIŞMA	190
5.	ÖNERİLER	192
6.	KAYNAKLAR	193
	ÖZGEÇMİŞ	202

ÖZET

Son yıllarda motor performansı ve artan emisyon ürünlerinin farkındalığı sonucunda her geçen gün geliştirilen düşük emisyon standartları araştırmacıları düşük emisyon stratejileri geliştirmek için zorlamaktadır. Yakıt enjeksiyonu boyunca hava hareketleri, hava yakıt karışımı, püskürtme dinamiği, yanma ve emisyon oluşumu özellikle silindir içerisinde üst ölü nokta (ÜÖN) bölgesinde önem kazanmaktadır. Hava hareketlerinin yanında motor devri, yanma odası şekli, püskürtme dinamiği ve alternatif yakıt kullanımı da dizel motorlarda yanma üzerine önemli etki etmektedir. Araştırmacılar silindir içersin de gerçekleşen bu süreçleri deneysel ve sayısal olarak inceleyerek teknolojiye katkı sağlamaktadır.

Bu çalışmada, motor performansı ve emisyon oluşumları, püskürtme stratejileri, motor devri, farklı yanma odası geometrileri ve alternatif yakıtlar kullanılarak, çok püskürtmeli (multijet) direk enjeksiyonlu bir dizel motorda hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD)yöntemleri ve deneysel yöntemler kullanılarak araştırılmıştır. Sayısal çalışma AVL-FIRE yazılımının ESE-Diesel kısmında gerçekleştirilmiştir. Çalışmada püskürtme modeli olarak WAVE model, türbülans modeli olarak k-zeta-f model ve yanma modeli olarak EFCM-3Z model kullanılmıştır. Bu şekilde gerçek çalışma şartlarına yakın bir sayısal çalışma yapılmıştır. Deneysel çalışmalar, dört silindirli ve dört zamanlı çok püskürtmeli bir dizel motorda gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada silindir basıncı, silindir tepesine bağlanan bir basınç sensörüyle ölçülürken aynı zamanda krank miline bağlanan bir enkoderle krank açısı elde edilmiştir. Deneysel çalışmanın amacı motora ait iç veriler elde etmektir. Bu kapsamda silindir içi basınç, sıcaklık, ısı salınımı, püskürtme dağılımı, alev gelişimi, kirletici emisyonlar ve motor momenti elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Çok püskürtmeli enjeksiyon, Püskürtme dinamiği, Yanma, HAD, Kirletici emisyon

SUMMARY

Investigation of spray dynamics and combustion on different combustion chambers and spray models in internal combustion engines

In recent years, both engine performance and increased pollution awareness and the consequent introduction of stringent emission norms throughout world are forcing researchers to continue to investigate for strategies for reducing emissions. During fuel injection in diesel engines, the air motion plays a very important role in fuel-air mixing, spray dynamics and emission formation, especially around the compression TDC. Along with air motion, engine speed, combustion chamber shape, spray characteristics and alternative fuels also have a significant effect on diesel engine combustion. Several researchers have studied the in-cylinder processes, experimentally and computationally, to understand combustion in diesel engines.

In the current study, it was of investigate to determine the emission reduction capability and engine performance of the combined effect of advanced injection strategies, engine speed, different combustion chamber geometry and alternative fuels in a multiple fuel injection diesel engine through Computational Fluid Dynamics (CFD) simulation and experimental methods. The numerical study was created using AVL-FIRE ESE Diesel Tool. Exhaust and intake ports are not included in the computational study by concentrating this study on in-cylinder flow and combustion processes. Numerical study has been used WAVE model for spray break-up, K-F model for solved of turbulence characteristics and ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-3 Zone) combustion model for combustion. The experiments were performed on a four cylinder and four stroke multiple fuel injection diesel engine. The cylinder pressure was measured at a pressure transducer which was mounted on the cylinder head. And the same time was measured crank angle through a crank shaft encoder. This experiment aims at the internal characteristics of this engine, during which the combustion pressure, temperature, heat release rate, spray propagation, flame development, pollutant emissions and engine torque are studied.

Keywords: Multiple injections, Spray Dynamics, Combustion, CFD, Pollutant emissions

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1. Deney seti ve motor-dinamometre bağlantısının genel görünümü	23
Şekil 2.2. Deney sisteminin şematik gösterimi	24
Şekil 2.3. Enkoder, basınç sensörü ve veri kartının montajdan önceki görünümleri.....	26
Şekil 2.4. Hazır deney sistemi a) Deney sistemi genel görünümü, b) Ölçüm ekranı, c) Enkoder bağlantısı	27
Şekil 2.5. Alternatif yakıtların üretimden sonraki görünümü	28
Şekil 2.6. Yanma analiz sistemi ara yüzü.....	29
Şekil 2.7. Yanma analiz sistemi sensör ayarları.....	30
Şekil 2.8. Yanma analiz sistemi ölçüm ekranı	31
Şekil 2.9. Yanma analiz sistemi veri inceleme ekranı.....	32
Şekil 2.10. Yanma analiz sisteminde hesaplanabilen parametreler.....	33
Şekil 2.11. Sıvı püskürtmesinin basit şeması	39
Şekil 2.12. Dağılma rejimleri	43
Şekil 2.13. Birinci dağılma rejimleri a) Rayleigh rejim, b) Rüzgar kaynaklı rejimler, c) Atomizasyon rejimi.	44
Şekil 2.14. Weber sayısına bağlı olarak damlacık dağılmaları	45
Şekil 2.15. Çok bileşenli damlacık için ısı ve kütle transferi	49
Şekil 2.16. Damlacık duvar etkileşimi	52
Şekil 2.17. ECFM-3Z Modelin bölgeleri.	57
Şekil 2.18. Model ve sınır şartları	62
Şekil 3.1. Farklı hücre sayılarında ağ yapıları.....	64
Şekil 3.2. Sayısal çalışmalarda kullanılan ağ yapısının farklı krank açılarında görünümü	65
Şekil 3.3. Hücre sayısına bağlı olarak bazı parametrelerin değişimi	68
Şekil 3.4. Farklı devir sayılarında piston hızının krank açısına bağlı değişimi (deneysel).	69
Şekil 3.5. 1000 d/d motor devrinde a) basınç, b)ısı salınım oranı.....	70
Şekil 3.6. 2000 d/d motor devrinde a) basınç, b)ısı salınım oranı.....	72
Şekil 3.7. 3000 d/d motor devrinde a) basınç, b)ısı salınım oranı.....	73
Şekil 3.8. Farklı devir sayılarında a) basınç, b) ısı salınım oranları.....	75
Şekil 3.9. Farklı devir sayılarında silindir içi basınç değişimleri.....	76

Şekil 3.10. Farklı devir sayılarında silindir içi sıcaklık değişimleri.....	77
Şekil 3.11. Farklı devir sayılarında ısı salınım oranı değişimleri.....	78
Şekil 3.12. Farklı devir sayılarında silindir içi CO ve CO ₂ emisyonları	79
Şekil 3.13. Farklı devir sayılarında silindir içi NO emisyon değişimleri.....	80
Şekil 3.14. Farklı devir sayılarında silindir içi is emisyonu değişimleri	81
Şekil 3.15. -10° krank açısında püskürtme ve sıcaklık dağılımları	83
Şekil 3.16. 0° krank açısında püskürtme ve sıcaklık dağılımları	83
Şekil 3.17. 10° krank açısında püskürtme ve sıcaklık dağılımları.....	84
Şekil 3.18. 20° krank açısında püskürtme ve sıcaklık dağılımları.....	84
Şekil 3.19. Farklı piston şekillerine bağlı olarak yanma odaları	87
Şekil 3.20. Piston şekline göre silindir içi basınç değişimleri.....	89
Şekil 3.21. Piston şekline göre silindir içi sıcaklıkların değişimi	91
Şekil 3.22. Piston şekline göre ısı salınım oranının değişimi.....	92
Şekil 3.23. Piston şekline göre türbülans kinetik enerjinin değişimi	93
Şekil 3.24. Farklı piston şekillerinde CO emisyonlarının değişimi	95
Şekil 3.25. Farklı piston şekillerinde CO ₂ emisyonlarının değişimi	96
Şekil 3.26. Farklı piston şekillerinde NO emisyonlarının değişimi	97
Şekil 3.27. Farklı piston şekillerinde is emisyonlarının değişimi	98
Şekil 3.28. Referans piston için eşdeğerlik oranı (-) ve damlacık dağılımı	100
Şekil 3.29. 1. piston için eşdeğerlik oranı (-) ve damlacık dağılımı.....	101
Şekil 3.30. 2. piston için eşdeğerlik oranı (-) ve damlacık dağılımı.....	102
Şekil 3.31. 3. piston için eşdeğerlik oranı (-) ve damlacık dağılımı.....	103
Şekil 3.32. 4. piston için eşdeğerlik oranı (-) ve damlacık dağılımı.....	104
Şekil 3.33. 5. piston için eşdeğerlik oranı (-) ve damlacık dağılımı	105
Şekil 3.34. Referans piston için sıcaklık dağılımı (K) ve damlacık dağılımı.....	107
Şekil 3.35. 1. piston için sıcaklık dağılımı (K) ve damlacık dağılımı.....	108
Şekil 3.36. 2. piston için sıcaklık dağılımı (K) ve damlacık dağılımı.....	109
Şekil 3.37. 3. piston için sıcaklık dağılımı (K) ve damlacık dağılımı.....	110
Şekil 3.38. 4. piston için sıcaklık dağılımı (K) ve damlacık dağılımı.....	111
Şekil 3.39. 5. piston için sıcaklık dağılımı (K) ve damlacık dağılımı	112
Şekil 3.40. Referans piston için alev yapıları.....	114
Şekil 3.41. 1. piston için alev yapıları	114
Şekil 3.42. 2. piston için alev yapıları	115

Şekil 3.43. 3. piston için alev yapıları	115
Şekil 3.44. 4. piston için alev yapıları	116
Şekil 3.45. 5. piston için alev yapıları	116
Şekil 3.46. Farklı piston şekillerinde -10° krank açısında yerel NO oluşumları	118
Şekil 3.47. Farklı piston şekillerinde 0° krank açısında yerel NO oluşumları	119
Şekil 3.48. Farklı piston şekillerinde 10° krank açısında yerel NO oluşumları	120
Şekil 3.49. Farklı piston şekillerinde 20° krank açısında yerel NO oluşumları	121
Şekil 3.50. Farklı piston şekillerinde -10° krank açısında yerel is oluşumları	123
Şekil 3.51. Farklı piston şekillerinde 0° krank açısında yerel is oluşumları	124
Şekil 3.52. Farklı piston şekillerinde 10° krank açısında yerel is oluşumları	125
Şekil 3.53. Farklı piston şekillerinde 20° krank açısında yerel is oluşumları	126
Şekil 3.54. Farklı püskürtme açılarında silindir içi basınç değişimi	129
Şekil 3.55. Farklı püskürtme açılarında silindir içi sıcaklık değişimi	130
Şekil 3.56. Püskürtme açısına bağlı olarak damlacık çapı	131
Şekil 3.57. Püskürtme açısına bağlı olarak püskürtme ilerlemesi	134
Şekil 3.58. Farklı püskürtme açılarında buhar ilerlemesi	135
Şekil 3.59. Farklı püskürtme açılarında silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi	136
Şekil 3.60. Farklı püskürtme açılarında ısı salınım oranı değişimi	138
Şekil 3.61. Farklı püskürtme açılarında silindir içi CO ve CO ₂ emisyonları	139
Şekil 3.62. Farklı püskürtme açılarında silindir içi NO ve is emisyonları	141
Şekil 3.63. 120° püskürtme açısında püskürtme dağılımı	142
Şekil 3.64. 130° püskürtme açısında püskürtme dağılımı	143
Şekil 3.65. 140° püskürtme açısında püskürtme dağılımı	143
Şekil 3.66. 150° püskürtme açısında püskürtme dağılımı	144
Şekil 3.67. 160° püskürtme açısında püskürtme dağılımı	144
Şekil 3.68. Farklı püskürtme açılarında sıcaklık dağılımı (K) (-10°KA)	146
Şekil 3.69. Farklı püskürtme açılarında sıcaklık dağılımı (K) (0°KA)	146
Şekil 3.70. Farklı püskürtme açılarında sıcaklık dağılımı (K) (10°KA)	147
Şekil 3.71. Farklı püskürtme açılarında sıcaklık dağılımı (K) (20°KA)	148
Şekil 3.72. Farklı püskürtme açılarında alev yapısı (-5° KA)	149
Şekil 3.73. %10 SME ve %90 dizel karışımı için farklı devir sayılarında a) basınç ve b) ısı salınımı değişimleri	151

Şekil 3.74. %10 SME ve %90 dizel karışımı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması. a) basınç, b) ısı salınım oranı	153
Şekil 3.75. %20 SME ve %80 dizel karışımı için farklı devir sayılarında a) basınç ve b) ısı salınımı değişimleri	154
Şekil 3.76. %20 SME ve %80 dizel karışımı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması. a) basınç, b) ısı salınım oranı	155
Şekil 3.77. %30 SME ve %70 dizel karışımı için farklı devir sayılarında a) basınç ve b) ısı salınımı değişimleri	157
Şekil 3.78. %30 SME ve %70 dizel karışımı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması. a) basınç, b) ısı salınım oranı	158
Şekil 3.79. Dizel yakıtı ve SME karışımlarının deneysel olarak karşılaştırılması a) basınç, b) ısı salınım oranı.....	159
Şekil 3.80. Farklı SME karışımlarında motor torku değişimi (deneysel çalışma)	160
Şekil 3.81. Dizel yakıtı ve SME karışımları için yanma basınçlarının sayısal olarak karşılaştırılması	161
Şekil 3.82. Dizel yakıtı ve SME karışımları için yanma sıcaklıklarının sayısal olarak karşılaştırılması	162
Şekil 3.83. Dizel yakıtı ve SME karışımları için ısı salınım oranlarının sayısal olarak karşılaştırılması	163
Şekil 3.84. Dizel yakıtı ve SME karışımları için CO ve CO ₂ emisyonlarının sayısal olarak karşılaştırılması	164
Şekil 3.85. Dizel yakıtı ve SME karışımları için NO ve is emisyonlarının sayısal olarak karşılaştırılması	166
Şekil 3.86. Dizel yakıtı ve SME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (-10°)	167
Şekil 3.87. Dizel yakıtı ve SME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (0°).....	168
Şekil 3.88. Dizel yakıtı ve SME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (10°).....	168
Şekil 3.89. Dizel yakıtı ve SME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (20°).....	169
Şekil 3.90. %10 KME ve %90 dizel karışımı için farklı devir sayılarında a) basınç ve b) ısı salınımı değişimleri.....	171

Şekil 3.91. %10 KME ve %90 dizel karışımı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması. a) basınç, b) ısı salınım oranı.....	172
Şekil 3.92. %20 KME ve %80 dizel karışımı için farklı devir sayılarında a) basınç ve b) ısı salınımı değişimleri	174
Şekil 3.93. %20 KME ve %80 dizel karışımı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması. a) basınç, b) ısı salınım oranı	175
Şekil 3.94. %30 KME ve %70 dizel karışımı için farklı devir sayılarında a) basınç ve b) ısı salınımı değişimleri	176
Şekil 3.95. %30 KME ve %70 dizel karışımı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması. a) basınç, b) ısı salınım oranı	177
Şekil 3.96. Dizel yakıtı ve KME karışımlarının deneysel olarak karşılaştırılması a) basınç, b) ısı salınım oranı	179
Şekil 3.97. Farklı KME karışımlarında motor torku değişimi (deneysel çalışma).....	180
Şekil 3.98. Dizel yakıtı ve KME karışımları için yanma basınçlarının sayısal olarak karşılaştırılması.....	181
Şekil 3.99. Dizel yakıtı ve KME karışımları için yanma sıcaklıklarının sayısal olarak karşılaştırılması.....	182
Şekil 3.100. Dizel yakıtı ve KME karışımları için ısı salınım oranlarının sayısal olarak karşılaştırılması.....	183
Şekil 3.101. Dizel yakıtı ve KME karışımları için CO ve CO ₂ emisyonlarının sayısal olarak karşılaştırılması.....	184
Şekil 3.102. Dizel yakıtı ve KME karışımları için NO ve is emisyonlarının sayısal olarak karşılaştırılması.....	186
Şekil 3.103. Dizel yakıtı ve KME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (-10°KA)	187
Şekil 3.104. Dizel yakıtı ve KME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (0°KA)	188
Şekil 3.105. Dizel yakıtı ve KME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (10°KA)	188
Şekil 3.106. Dizel yakıtı ve KME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (20°KA)	189

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 2.1. Deneyisel ve sayısal çalışmalarda kullanılan motorun teknik özellikleri	25
Tablo 2.2. Dağılma modellerine genel bakış.....	46
Tablo 2.3. Temel Sınır Şartları.....	62

SEMBOLLER LİSTESİ

A_s	:Parçacık yüzey alanı [m ²]
B_y	:Kütle transfer sayısı [-]
C	:Karbon atom, düzeltme fonksiyonu
C₁, C₂, C₃	:Tübülans model sabiti
C_D	:Direnç katsayısı [-]
C_{fu}, C_{Pr}	:Yanma model sabiti
c_h	:Kimyasal
C_m	:Karışım oranı sabiti
CO	:Karbon monoksit
CO₂	:Karbondioksit
D	:Yayınım katsayısı [m ² /s]
D_d	:Parçacık çapı [m]
H	:Hidrojen atomu
H₂	:Hidrojen molekülü
H₂O	:Su
k	:Tübülans kinetik enerji tepkime oranı
N₂	:Nitrojen
NO	:Nitrojen monoksit
O	:Oksijen atomu
O₂	:Oksijen
OH	:Hidroksit kökü
c_{pd}	:Akışkanın özgül ısısı [J/kgK]
F_i	:Kaynak vektörü [N]
f_{vs}	:Püskürtme buharı kütle akısı [kg/(m ² s)]
g_i	:Yerçekimi ivmesi vektörü [m/s ²]
h	:Entalpi [J/kg]

k_b	:Boltzmann sabiti [J/kg]
K_n	:Knudsen sayısı [-]
L	:Buharlaşma gizli ısısı [J/kg]
Le	:Lewis sayısı [-]
m_d	:Parçacık kütlesi [kg]
Nu	:Nusselt sayısı [-]
p_h	:Fiziksel
Pr	:Prandtl sayısı [-]
r_d	:Parçacık yarıçapı [m]
Re	:Reynolds sayısı [-]
Sc	:Schmidt sayısı [-]
Sh	:Sherwood sayısı [-]
t	:Zaman (s)
T	:Sıcaklık [K]
u_{id}	:Parçacık hız vektörü [m/s]
u_{ig}	:Akış hızı alanı
u, v, w	:Hız (m/s)
Y	:Kütle oranı [-]
x_{id}	:Parçacık konum vektörü [m]
$\dot{q}_s$	:Parçacık ısı akısı [W/m ²]
Q	:Taşınım ısı akısı [W]
ρ	:Yoğunluk [kg/m ³]
η	:Gözenek etkinlik faktörü [-]
λ	:Isı iletkenlięi [W/mK]
α	:Isı transfer katsayısı [W/m ² K]
β	:İkili difüzyon katsayısı [m ² /s]
σ	:Yüzey gerilimi [N/m]
α, β	:CFM sabitleri
μ	:Dinamik viskozite

KISALTMALAR

AÖN	:Alt ölü nokta
EGR	:Egzoz gazı geri dönüşümü
HAD	:Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
KA	:Krank Açısı
KME	:Kanola metil esteri
SME	:Soya metil esteri
ÜÖN	:Üst ölü nokta

1. GİRİŞ

Taşıtlar tarafından atmosfer ortamına salınan kirletici emisyon ürünlerinin taşıt sayısına bağlı olarak sürekli artış göstermesi, bunun yanında bu ürünlerin çeşitli yönetmeliklerle sınırlandırılması ve emisyon sınır değerlerinin giderek daha düşük değerlere çekilmesi sonucunda emisyon değerleri daha düşük olan motor tasarımlarını zorunlu hale getirmiştir. Gerek dizel gerekse benzinli motorlarda katalitik konvertörler ve partikül filtreleri yardımıyla motor dışı kirletici emisyon azaltma yöntemleri kullanılmaktadır. Bu yöntemlerinin yanında asıl amaç yüksek yanma performansına sahip yeni nesil motorlar geliştirerek kirletici emisyonların oluşum mekanizmasını, dolayısıyla kaynağını kontrol etmektir. Bu sebeplerden dolayı içten yanmalı motorlarda silindir içi karışım oluşumu, püskürtme dinamiği ve yanma sürecinin karmaşık yapısının incelenmesi ve olaya müdahil tüm parametrelerin etkisinin belirlenmesi büyük önem taşımaktadır [1].

İçten yanmalı motorlarda hava yakıt karışımı, yanma süreci ve emisyon oluşumunu detaylı olarak araştırmak ve bu süreçlere etkiyen tüm parametreleri deneysel yöntemler kullanarak incelemek hem oldukça zor hem de oldukça pahalıdır. Özellikle bu süreçlerin incelenmesinde kullanılan optik yöntemler ve görüntüleme teknikleri oldukça net sonuçlar vermelerine ve birçok parametreyi inceleme fırsatı sunmalarına rağmen, özellikle maliyetlerinden dolayı çok az kullanılabilmektedir. Bunun dışında sensörlerle ölçümler yapmak ve elde edilen ölçümleri parametrelere bağlı olarak anlamlı hale getirmek günümüzde daha çok tercih edilen deneysel yöntemler olmaktadır. Deneysel yöntemlerin bu zorluklarından dolayı son yıllarda araştırmacılar matematiksel modelleme yaklaşımı üzerinde yoğunlaşmıştır. İçten yanmalı motorlarda matematiksel modelleme yapmak, deneysel yöntemlere kıyasla hem daha ucuz hem de çok daha hızlı sonuç elde edilebilmesiyle gittikçe kabul gören ve rağbet edilen bir yöntemdir. Matematiksel modeller, termodinamik modeller ve çok boyutlu modeller olarak detaylandırılabilir. Termodinamik modeller daha çok çevrim analizde kullanılan teoriye dayalı yaklaşımlar olmakla birlikte çok boyutlu modeller yanma sürecinde hava yakıt karışımından emisyon oluşumuna kadar tüm davranışları zamana bağlı yada zamandan bağımsız olarak inceleme fırsatı sunmaktadır.

İçten yanmalı motorlar için çok boyutlu modellerin kullanılması oldukça kompleks bir iş olmasına rağmen kısa sürede geçerli sonuçlar elde etmesi bakımından önemlidir.

Karışık yanma odası geometrileri, enjeksiyon sistemleri ve enjektör yapıları, yakıt ve alternatif yakıt sistemleri ve bunların hem akış hem de kimyasal yapılarının çözümü çok boyutlu modellerle mümkün olabilmektedir. Bu sebeple günümüzde geçerli deneysel çalışmaların yapılmasının yanında, araştırmacılar bu problemler için daha çok sayısal yöntemlerden faydalanmakta ve bu şekilde sonuçlar elde etmektedirler. Gelişen teknolojiyle çok boyutlu analiz yapabilen yazılımların artması da araştırmacılara kolaylık sağlamaktadır.

Sayısal çalışmalarda akışı ve ısı transferini yöneten denklemlerin çözümü için HAD kodları Fortran, C++, Pascal gibi yazılım tabanları ile yapılabileceği gibi, yaygın olarak kullanılan STAR-CD, ANSYS, KIVA, FIRE, CFDRC ve VECTIS gibi ticari yazılımlarla da yapılabilir. Bu yazılımlar aynı zamanda akış ve ısı transferi konularında yaygın olarak kullanılmaktadır [2,3].

İçten yanmalı motorlarda yanma olayı detaylı olarak incelenmek istenirse, farklı bölümlere ayrılarak detaylandırılmalıdır. Çünkü, motorlarda yanmaya sebep olan hava ve yakıt karışımının oluşması ve bunları etkileyen faktörlerden, yanma sonu emisyonları oluşuncaya kadar gerçekleşen her olay yanma olayını doğrudan etkilemektedir. Bu tez kapsamında gerçekleştirilen literatür araştırmasında bu kademelerin tamamının incelenmesine özen gösterilmiştir. İlk olarak yanma olmaksızın soğuk hava yakıt karışımları ve bunların incelenmesi ele alınmıştır. Bu konuda da yine hem deneysel hem de sayısal çalışmalar göze çarpmaktadır. Bu kapsamda, Payri vd. [4], tek silindirli, dört zamanlı, direk enjeksiyonlu bir dizel motorunda farklı yanma odaları kullanarak emme ve sıkıştırma zamanlarında akış karakteristiklerini incelemiştir. Çalışmada, sonlu hacim yöntemi kullanan ticari bir programda, beş farklı piston tipi için silindir içerisindeki akış karakteristiklerini birbirleriyle ve gerçek çalışma şartlarıyla karşılaştırmışlardır. Çalışmanın neticesinde, piston geometrisinin emme ve sıkıştırma zamanının başlangıcında akışı etkilediğini belirlenmiştir. Bunun sonucu olarak yanmanın etkileneceği vurgulanmıştır.

Liu vd. [5] yaptıkları çalışmada, iki bölge halinde modellenmiş bir gözenekli ortam motorunda hava yakıt karışım dağılımı, silindir duvarlarındaki ısı transferi, iki bölge arasındaki kütle değişimi ve gözenekli ortamda ısı transferi incelemiştir. Gözenekli ortam kullanımının gerek hava yakıt karışımına gerekse püskürtme aşamasında buharlaşmaya etki edeceği düşünülmüştür. Parametre olarak giriş sıcaklık ve basıncı, sıkıştırma oranı ve motor performansı kullanılmıştır.

Stansfield vd. [6], dört supaplı tek silindirli benzinli bir motorda silindir içerisinde PIV ölçümleri gerçekleştirmişlerdir. Silindir içi akış yapıları, farklı krank açıları ve periyodik zaman aralıklarıyla üç farklı devirde incelenmiştir. Deneyler, emme zamanı yarıyı geçtikten sonra sıkıştırma zamanının hemen öncesinde yapılmıştır. Motor devrindeki artışın silindir içindeki hız değişimlerine sebep olduğu, akış yapılarının motor devriyle değiştiği ve silindir içinde oluşan girdap merkezinin krank açısının bir fonksiyonu olduğu tespit edilmiştir.

Dört supaplı bir motorda türbülans karakteristiklerini lazer taramalı hız ölçüm yöntemi kullanarak araştıran Kang ve Baek [7], şeffaf bir motorda türbülans uzunluğunu, yoğunluğunu ve oluşma zamanlarını incelemişlerdir. Çalışmada, iki farklı giriş portu şekli kullanılmıştır. Bunlardan biri, geleneksel giriş portu diğeri ise karışık akış oluşmasını sağlayacak şekildedir. Bu iki şeklin akıştaki karışıklığa ve oluşan türbülansın homojen karışım oluşumuna etki ettiği görülmüştür. Çalışmada, homojen karışım vasıtasıyla yanmanın iyileşeceği tespiti yapılmıştır.

Hong ve Tarng [8] yaptıkları çalışmada, içten yanmalı motorlarda silindir içi akışta meydana gelen türbülans uzunluğunu HAD ve direk ölçüm yöntemi kullanarak hesaplamışlardır. Ölçümleri iki problu lazer taramalı hız görüntüleme yöntemi (LDV) kullanarak yapmış ve eş zamanlı olarak iki noktadan ölçüm almışlardır. 500 d/d yapılan ölçümlerde bulunan değerler KIVA-3 motor simülasyon koduyla hesaplanan değerlerle karşılaştırılmıştır. Çeşitli krank açılarındaki yapılan ölçümlerde emme zamanında üst ölü nokta (ÜÖN) yakınında meydana gelen türbülansın, sonrasındaki yanma sürecine etkisi olduğu belirlenmiştir.

Saad vd.[9] bir dizel motorun silindir içi karışımı ve türbülans oluşumunu biyodizel yakıt kullanımı durumunda incelemişlerdir. Çalışmada ANSYS-CFX yazılımı kullanarak üç boyutlu sayısal model oluşturulmuş aynı zamanda deneysel çalışmada gerçek bir dizel motorda gerçekleştirilmiştir. Türbülans oluşturan bir giriş portunun parametre olarak kullanıldığı çalışmada silindir içi basınç, türbülans kinetik enerji ve hız değişimleri gösterilmiştir. Karışımın iyileşmesinin biyodizel yakıtların yanma verimini yükselteceği gösterilmiştir. Benzer bir çalışmayı Bari ve Saad [10] yine benzer bir yöntemle gerçekleştirerek biyodizel ve hava karışımını incelemişlerdir.

Silindir içi türbülanslı akışlarının modellenmesi için bir çok türbülans modeli kullanılmakla birlikte LES modelin daha geçerli sonuç verdiği görülmektedir. Bu kapsamda Banaeizadeh vd. [11] LES türbülans modeli kullanarak içten yanmalı motorlarda silindir içi akışları incelemişlerdir. Çalışmada sıcaklık, hız, eksenel hız, türbülans viskozitesi ve girdaplılık gösterilmiş olup genel bir akış analizi yapılmıştır.

Bunların yanında silindir içi akış analizi yıllardır çalışılmaya devam edilmekte ve farklı parametrelerin yanmaya olan etkisi araştırılmaktadır. Birçok farklı deneysel ve sayısal yöntem kullanan araştırmacılar, içten yanmalı motorlarda silindir içi akış ve hava yakıt karışımı hakkında fikir vermekte ve bu sonuçların yanmayı etkilediğini öne sürmektedir [12-16].

İçten yanmalı motorlarda yanma olayını etkileyen birinci bölüm silindir içi akış oluşumu ve hava-yakıt karışımı yukarıdaki literatür araştırması ile özetlenmiştir. Bu kapsamda ikinci bölüm olarak silindir içi püskürtme oluşu, atomizasyon, püskürtme ilerlemesi, buharlaşma ve püskürtmeyi etkileyen faktörler incelenecektir. Bilindiği üzere bu konular yanmayı doğrudan etkilemekte olup motor performansı ve emisyon oluşumunu belirlemektedir. Konu üzerinde hem benzinli hem de dizel motorlar için püskürtme olayı detaylı olarak incelenmiştir. Rotondi ve Bella [17] yaptıkları çalışmada, direk enjeksiyonlu benzinli bir motorda karışım oluşum parametrelerini analiz etmişlerdir. Yüksek basınçlı swirl enjektörlerin kullanıldığı çalışmada konik boşluklarda atomizasyon yapılarını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada değişen Weber sayılarında ve farklı püskürtme mekanizmalarında atomizasyon karakteristikleri belirlenmiştir. Çalışmanın ilk kısmında durgun ve atmosfer şartlarındaki bir ortam için püskürtme olayı modellenmiştir. Daha sonra 4 zamanlı ve 4 silindirli bir motor işletme şartları için, hem stokiyometrik hem de değişen karışım şartları için sayısal simülasyonlar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar deneysel çalışmalarla karşılaştırılmış ve yakıt püskürtme sistemin atomizasyon, karışım oluşumu ve yanmayı etkilediği belirtilmiştir.

Ra ve Reitz [18], tek ve çok bileşenli yakıt damlacıkları ve püskürtmenin zamana bağlı buharlaşmasını hem normal hem de kaynama buharlaşma şartlarında incelemişlerdir. Zamana bağlı içten ısı akışı modeli ve sabit yüzey damla sıcaklığı modeli çalışmada formüle edilmiştir. Çalışmada üç boyutlu olarak kullanılan bir HAD kodu (KIVA-3V) yardımı ile tek ve çok bileşenli yakıt damlacıklarının buharlaşmasını değişen ortam sıcaklıkları ve damlacık sıcaklıkları için incelemişlerdir.

Lucchini vd. [19], yüksek basınçlı dizel püskürtme sisteminde, motor çalışma şartlarında yakıtın buharlaşmasını Eulerien- Lagrangian yaklaşımını kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Özel alt modeller oluşturarak sıvı püskürtmesi dağılımını ve nozul bölgesinde türbülans viskozitesinin sıvı jete etkisini incelenmiştir. Önerilen modellerin geçerliliği öncelikle sabit bir kapta ve reaksiyon olmadığı durumda incelenmiştir. Daha sonra gerçek motor çalışma şartlarında yakıt enjeksiyonu ve buharlaşması incelenmiştir. Hesaplanan karışım oranları deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır.

Nouri ve Whitelaw[20] çalışmalarında, farklı enjektör süreleri ve 50 bar enjektör basıncı için damlacık karakteristiklerini ve hızını benzinli direkt enjeksiyon için incelemişlerdir. Çalışmada yüksek çözünürlükte kamera ve lazer yöntemi kullanmışlardır. Değişen zamana bağlı olarak püskürtme açısı ve hız özelliklerini belirlemişlerdir. Damlacık çapının püskürtme açısıyla değişim gösterebileceğini, püskürtme zamanının ise çok az etkili olduğunu belirtmişlerdir.

Wang vd. [21], homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli (HCCI) motorlarda üç boyutlu yanma süreci ile kimyasal kinetiği birlikte incelemişlerdir. HCCI şartları altında ateşlemeyi, yanmayı, emisyon oluşumunu ve yüksek oktanlı yakıtlarda hidrokarbon oksidasyon reaksiyonlarını birlikte analiz etmişlerdir. Sayısal çalışma FIRE yazılımı ile yapılmıştır. Üç boyutlu HAD kodu ile emme, püskürtme, yanma ve kirletici oluşumu benzinli direk enjeksiyonlu HCCI bir motorda kademeli enjeksiyon şartları için elde edilmiştir. Sayısal sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

Ishii vd. [22], hava yakıt simülasyonu ile sıvı-film ayrılması simülasyonunu birleştirerek, otomobil motorlarında çarpışan jetler kullanarak püskürtme davranışlarını incelemişlerdir. Yakıt damlacıklarının hava yakıt bölgesi içerisindeki hareketini damlacık ayırma yöntemi (DDM) ile modellemişlerdir. Modellerde elde edilen sonuçlar ölçümlerle karşılaştırılmıştır. Enjektör çıkışındaki damlacık çapının hava yakıt karışım bölgesini etkilediği görülmüştür. Çalışmada, çarpan jet modelinin otomobil motorlarında kullanımının hava yakıt karışımını iyileştireceği ileri sürülmüştür.

White vd. [23], sundukları çalışmada alternatif olarak kullanılmakta olan çift yakıt sistemlerini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada doğal gaz/ dizel yakıt püskürtmesini FLUENT ticari yazılımı kullanarak incelemişlerdir. Aynı anda yüksek çözünürlükteki fotoğraflama sistemi ile deneysel veriler elde etmişlerdir.

Çalışmada çift yakıtlı sistemler için çift yakıt enjektörünün optimizasyonu amaçlanmıştır. Elde edilen verilerle güçlü hava yakıt karışımının oluştuğu enjektör ve çalışma şartları incelenmiştir. Farklı basınç ve zamanlardaki püskürtme sonuçları sunulmuştur.

Li vd.[24] yaptıkları deneysel çalışmada girdaplı tip enjektöre sahip direk enjeksiyonlu benzinli bir motorda püskürtme işlemini incelemişlerdir. Çalışmada farklı lazer kırınım metotları kullanılarak ayrıntılı sonuçlar verilmiştir. Damlacık boyut dağılımının belirlenmesi için kırınım tabanlı lazer yöntemi, damlacık hız dağılımının belirlenmesi için floresanlı parçacık hızı görüntüleme yöntemi ve ortam içindeki sıvı buhar konsantrasyon dağılımının belirlenmesi için ise absorpsiyon saçılımı lazer tekniği kullanılmıştır. Zamana ve enjektör basıncına bağlı olarak damlacık dağılımları, oluşum bölgeleri, hız dağılımları ve buharlaşma yerleri ve oranları gösterilmiştir. Çalışmada kullanılan optik tekniklerin gelişmesiyle birçok araştırmacı deneysel çalışmalara yönelmiş ve çalışmalarını deneysel çalışmalarla desteklemeye çalışmıştır[25].

Biyodizel/dizel karışımlarının dizel motorlarında kullanımlarını, püskürtme gelişimini, motor performansına ve emisyonlara etkilerini inceleyen Valentino vd.[26], kolza ve soya metil ester karışımlarını, dizel yakıtını referans alarak motorlarda kullanılmışlardır. Ortak basınç hattı (Common- Rail) sistemine sahip direk enjeksiyonlu, 7 delikli elektro enjektöre sahip bir dizel motorda deneyler yapılmıştır. Sonuçlar, yüksek çözünürlükteki bir CCD kamera ile elde edilmiştir. Farklı biyodizel yakıtlarının performans, is oluşumu ve emisyon gibi sonuçları 1500-2500 motor devri aralıklarında ve farklı yük sistemlerinde dizel yakıtıyla karşılaştırılmıştır.

Curtis vd. [27], dizel motorları için yeni bir yüksek basınçlı damlacık buharlaşma modeli geliştirmişlerdir. Bu model yaygın olarak kullanılan Spalding modelin geliştirilmesiyle elde edilmiştir. Bu yeni model uniform olmayan sıcaklık dağılımına sahip sıvı fazlarda damlacıklar için basit iki bölge yaklaşımı kullanmaktadır. Model üzerinde yapılan değişiklikler KIVA-II kodu kullanılarak test edilmiştir. Elde edilen sonuçlar deneysel püskürtme sonuçları ve gerçek modelle karşılaştırılmıştır. Sonuçlar ağır dizel motorları için karşılaştırılmış ve benzer sonuçlar elde edildiği görülmüştür. Yeni modelin gerçekçi olduğu gösterilmiş ve zamanın geciktirilerek daha az yanmamış yakıt durumu oluşturulabileceği ileri sürülmüştür.

Ortak basınç hattı yakıt sisteminde deneysel ve sayısal olarak dimetil eterin (DME) püskürtme davranışlarını inceleyen Kim vd.[28], DME püskürtmesini, püskürtme ilerlemesini, püskürtme evrelerini ve damlacık dağılımını birinci ve ikinci dağılma modellerinin yanında hibrit dağılma modelini de kullanarak analiz etmişlerdir. Deneysel çalışmada bir faz doppler analizörü kullanmış ve elde edilen püskürtme görüntüleri KIVA koduyla hesaplanan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu şekilde dağılma modellerine ait sabitler optimize edilerek karşılaştırılmıştır.

Direk enjeksiyonlu bir dizel motorunda ortak basınç hattı yakıt enjeksiyon sistemi kullanılarak biyodizel yakıtların püskürtme süreci, ateşleme ve yanmaya olan etkileri Kutı vd.[29] tarafından incelenmiştir. 100 ve 200 MPa olmak üzere farklı iki basıncın kullanıldığı çalışmada biyodizel yakıt olarak Palm yağı ve yemeklik yağ kullanılmıştır. Mie saçılım tekniği püskürtme ve ateşleme süreçlerinin ayrıntılı analizi için kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar dizel yakıtı ile karşılaştırılmıştır. Oksijen içeriğinin özellikle yemeklik yağ kullanılan çalışmada is oluşumunu etkilediği ve yemeklik yağ kullanılan durumda ortalama alev sıcaklığının dizel alev sıcaklığından daha düşük olduğu belirlenmiştir.

İncelenen ilgili çalışmalardan da anlaşılacağı gibi, gelişen hesaplamalı akışkanlar dinamiği teknikleri ve bilgisayar özelliklerinin yanı sıra kullanımı yaygınlaşan optik tekniklerle birlikte çok fazlı akış ve püskürtme modelleri daha fazla araştırılmaya başlanmıştır. Püskürtme modellerinde yeni ayrılma modellerinin geliştirilmesi, damlacık dağılımı ve buharlaşması, yanma ve farklı deneysel teknikler kullanılarak damlacık dağılımlarının detaylı analizleri gibi püskürtme modellerini geliştirmeyi amaçlayan çalışmalar son yıllarda oldukça hızlanmıştır [30-37].

Soğuk akış modelleri ve püskürtme modelleri üzerine yapılan sayısal ve deneysel çalışmaları inceledikten sonra, literatür araştırmasının üçüncü bölümünde içten yanmalı motorlarda yanma, yanmanın sayısal ve deneysel incelenmesi ve yanma sonucu oluşan kirletici emisyonların belirlenmesi ele alınmıştır. Yanma süreci birçok endüstriyel sistemde kullanılmakla birlikte içten yanmalı motorlarda ayrı bir önem arz etmektedir. Sadece yanma sürecinin incelenmesi doğru olmayacağından daha önce detaylandırılan püskürtme oluşumu ve yanma sürecinin sonuna da meydana gelen egzoz emisyonları ile birlikte inceleme yapılmıştır. Bu kapsamda Mobasher vd.[38], bir dizel motorda gelişmiş enjeksiyon stratejilerinin motor performansı ve kirletici emisyonlar üzerine etkilerini bir HAD kodu olan AVL-FIRE vasıtasıyla modellemişlerdir.

Çalışmada enjeksiyon süresi ikili ve üçlü parçalara bölünerek ön veya son püskürtme zamanları meydana getirilmiştir. Ayrıca EGR (Exhaust Gas Resurcilation) oranının motor performansı ve emisyon üzerine etkileri de farklı enjeksiyonlarla birlikte gösterilmiştir. Yanma modeli olarak ECFM-3Z (Coherent Flame Model) tercih edilmiş ve model deneysel verilerle doğrulanmıştır. Sonuç olarak ön püskürtme ve ana püskürtme olarak iki zamana ayrılan püskürtme durumunda maksimum yanma sıcaklıklarının düştüğü ve buna bağlı olarak NO_x emisyonlarının azaldığı gösterilmiştir. Ayrıca farklı EGR durumunda ise is emisyonlarında azalma belirlenmiştir.

Verbiezen vd. [39], yaptıkları çalışmada lazer kaynaklı floresan (LIF-laser-induced fluorescence) yöntemini kullanarak bir dizel motorun silindiri içerisinde yerel olarak NO konsantrasyonlarını belirlemeye çalışmışlardır. Çalışmada silindir içi basınçlar, ısı salınımları ve gaz sıcaklıkları belirlenmiştir. Ayrıca yüksek hızlı görüntüleme teknikleriyle yanmaya dair görüntüler elde edilmiştir. Bunlara bağlı olarak Zendovic mekanizması kullanılarak NO oluşumları belirlenmiştir. Farklı enjeksiyon zamanlarında bu parametrelerin nasıl değiştiği gösterilmiştir. Deneysel sonuçlar literatürdeki sayısal sonuçlarla kontrol edilmiş ve geçerliliği belirlenmiştir.

Dizel motorlarda yanmanın modellenmesinde püskürtme modelleri oldukça önemlidir. Bu modellerdeki sabit parametrelerinin optimizasyonu çözümlere etki etmektedir. Bir dizel motorun yanmasını inceleyen Fu-shui vd. [40] WAVE püskürtme modelinin geçerliliği ve düzenlenmesini araştırmışlardır. Çalışma da sayısal modelleme için AVL-FIRE kodu kullanılmakla birlikte deneysel olarak da geçerlilik kontrol edilmiştir. Deneysel çalışmada yüksek hızlı optik görüntüleme tekniklerinin yanında basınç ve sıcaklık ölçümleri de yapılmıştır. Sonuç olarak farklı devir ve krank açılarında püskürtme oluşumları ve ilerlemesinin yanında silindir içi yanma basınçları da kıyaslanarak model modifiye edilmiştir.

Günümüzde püskürtme modeli ve yanma problemlerinde Lagrangian damlacık ve Eulerian akış (LDEF) yöntemi kullanılmaktadır. Bu yöntemde ağ yapısı ve kalitesi damlacık boyutları, damlacık çarpışması ve püskürtme ilerlemesini etkilemektedir. Shuai vd.[41] düşük sıcaklıktaki dizel yanması problemlerinde püskürtme modellerinin geliştirilmesi üzerine çalışmışlardır. Çalışmanın sayısal bölümünde KIVA-3V kodu kullanılmış ve farklı kalitedeki ağ yapılarının püskürtme modellenmesi üzerine etkilerinin olduğu gösterilmiştir.

Deneysel olarak ise lazer kaynaklı LIF, LII ve Mie saçılım yöntemleri kullanılarak gerçek motor şartlarında püskürtme oluşumu belirlenmiştir. Gaz-jet modelinin de incelendiği çalışmada ağ yapısı kalitesinin püskürtme oluşumunu etkilediği gösterilmiştir.

Dizel yanmasında bir diğer önemli nokta türbülans modelidir. Li ve Kong [42] yaptıkları çalışmada farklı püskürtme zamanları ve EGR oranlarında LES ve RANS türbülans modellerini denemiş ve bu modellerin yanma kimyasına etkisini incelemişlerdir. Çalışma KIVA-3V yazılımıyla gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak çevrime göre silindir içi basınçlar, ısı salınımları ve emisyon oluşumları krank açısı ve diğer parametrelere bağlı olarak sunulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde LES modelin diğer modele göre daha hassas sonuç verdiği ve yanma problemlerinde geçerli olduğu belirtilmiştir. Bu çalışmanın bir benzerinde ise LES modelin karışımli yanmaya uygulanması sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçların deneysel olarak da geçerli olduğu gösterilmiştir[43].

Han vd. [44] dizel motorlarda is ve NO emisyonlarını düşürmek için farklı çözüm mekanizmalarını çoklu püskürtme sistemine sahip bir motorda denemişlerdir. Çalışma sayısal olarak KIVA-II koduyla gerçekleştirilmiştir. Çözümde hem emisyon mekanizmaları hem de farklı türbülans modeller denenmekle birlikte asıl amaç çoklu püskürtme sistemlerinin emisyon üzerine etkilerini araştırmaktır. Çalışma sonunda özellikle is emisyonlarında ciddi düşmeler gözlenmiştir. Bunun yanında farklı denemelerle gerek ısı salınımları gerekse silindir içi basınçlarda değişimler görülmüştür.

Ganippa vd.[45] yüksek çözünürlüklü görüntüleme teknikleri kullandıkları deneysel çalışmalarında, dizel yanması için püskürtme yapısına ilişkin deneyler yapmışlardır. Çalışmada püskürtme enjektörü için farklı giriş geometrileri kullanmışlardır. Keskin ve yuvarlatılmış geometrilerde spre yay oluşumu, türbülans, yanma ve emisyon oluşumuna dair sonuçlar vermişlerdir. Türbülans oluşumlarının keskin çıkışta daha iyi olduğunu bunun yanında genel yanma özelliklerinin benzer seyrettiğini tespit etmişlerdir.

Barths vd. [46] sayısal ve deneysel olarak gerçekleştirdikleri çalışmada Audi marka bir dizel motorda alev yapısı ve sayısının etkisini araştırmışlardır. Yanma deneysel olarak optik bir motorda, sayısal olarak ise bir HAD kodu yardımıyla modellenmiştir. Elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak sunulmuş ve alev yapısının emisyonlar üzerine etkisi açık olarak gösterilmiştir. Artan alev yapısında, özellikle NO emisyonunda düşme göze çarparken alev modelinin çözümüne de vurgu yapılmıştır.

Dizel motorlarda farklı yanma stratejilerinde de yanmanın incelenmesine yönelik çalışmalar yapılmıştır. Ra vd. [47] direk enjeksiyonlu homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli bir motorda düşük yakıt enjektör basınçlarında yanma karakteristiklerini incelemişlerdir. Çalışmada deneysel olarak tek silindirli bir motor kullanılmış ve bu motorda emisyon değerlerinden hat sıcaklıklarına kadar bir çok deneysel veri elde edilmiştir. Sayısal kısımda ise KIVA-3V kodu kullanılmış ve yanma süreci tamamen modellenmiştir. Temel parametrelerin yanında EGR oranı da parametre olarak yanmayı iyileştirmek için kullanılmıştır. Sonuç olarak basınç, sıcaklık, CO₂, NO, HC ve is gibi bir çok yanma sonucu verisi elde edilmiştir. Maksimum sıcaklığa bağlı olarak bölgesel NO oluşumları belirlenmiş ve bunlar optimize edilmeye çalışılmıştır.

Ra ve Reitz[48] çok bileşenli otomotiv yakıtlarının yanmasının incelenmesi üzerine yeni bir yanma modelinin geliştirilmesi için çalışmışlardır. Çalışmada farklı yakıtlar kullanılmış bunların farklı sayıda tür ve reaksiyon denklemleri incelenmiştir. Bunların sonucunda yeni bir yanma modeli ortaya çıkarılmıştır. Çalışma hem deneysel hem de sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada hem kademeli dolgulu bir motor hem de bir dizel motor kullanılırken, sayısal çalışma KIVA-3V sayısal kodu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada her bir parametre için silindir içi basınç değişimi ve ateşleme gecikmesi incelenmiş ve oluşturulan modelin kullanılabilirliği ve uygunluğu tartışılmıştır.

Otomobil dizel motorlarında püskürtme oluşumu ve ön yanmasız yanma olayını sayısal olarak inceleyen Ismail vd. [49], inceledikleri yanma odası modeli için yanmaya ait detaylı sonuçlar elde etmişlerdir. Deneysel olarak da desteklenen çalışmada silindir içi basınç değişimleri, ısı salınımları ve emisyon oluşumları grafiksel olarak gösterilmiştir. Farklı püskürtme stratejileri için, farklı püskürtme zamanları seçilerek detaylı bir yanma analizi gerçekleştirilmiştir. Çalışmada FLUENT ticari yazılı kullanılmış, modelin oluşumu ve sınır şartları bu yazılım vasıtasıyla sağlanmıştır.

Türbülanslı püskürtme oluşumu ve püskürtmenin yanma üzerine bir derleme çalışma gerçekleştiren Jenny vd. [50], konu üzerinde yıllar boyunca yapılan çalışmaları özetlemişlerdir. Çalışmada püskürtme oluşumunda türbülansın önemi, damlacık oluşumu, ilerlemesi ve dağılımı üzerine detaylı bir literatür bilgisi verilmiştir.

Bunun yanında benzer püskürtme ve yanma çalışmalarında kullanılan türbülans modelleri ve bu modellerin etkinliği açıklanmış ve anlatılmıştır. Yüzey gerilimi ve püskürtme rejimleri gösterilirken bu konuda araştırma yapacak olanlara da öneriler verilmiştir.

Karışım oluşumunun motor performansını doğrudan ve önemli ölçüde etkilediği direk enjeksiyonlu benzinli bir motor üzerinde yanma sürecinin incelenmesi hem deneysel hem de sayısal olarak Costa vd. [51] tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın deneysel kısmında görüntüleme teknikleri kullanılırken, sayısal çözümler AVL-FIRE ticari yazılımı tarafından gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak basınç değişimleri, ısı salınımları, emisyon oluşumları ve püskürtme gelişimi ayrıntılı olarak gösterilerek yanma hakkında yorumlar yapılmıştır. Aynı araştırmacılar püskürtme etkisini de farklı bir çalışmalarında incelemişlerdir[52].

Prasad vd. [53], tek silindirli bir dizel motor üzerinde yaptıkları çalışmada piston üst yüzey şeklinin motor içi akış karakteristikleri ve yanma üzerine etkisini incelemişlerdir. Üç boyutlu sayısal çalışma AVL-FIRE ticari yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada k-ε ve benzeri türbülans modellerinin yanında, püskürtme dağılımı için Wave model, ısı emisyonları için Hiroyasu ve Nagle-Strickland Constable model ve NO emisyonları için ise Zeldovich model kullanılmıştır. Çalışma sonunda farklı piston çukuru geometrilerine bağlı olarak, girdaplılık, türbülans kinetik enerji, yanma basınçları, ısı salınımları ve emisyon sonuçları verilerek ideal bir piston geometrisi seçilmeye çalışılmıştır.

Dizel motorlarda alternatif yakıtlar ve alternatif yanma sistemlerinin gelişmesinden sonra bu sistemlerin kontrolü ve verimliliği tartışılmaya başlanmıştır. Bu konuda bir derleme çalışma hazırlayan Lu vd. [54], sıkıştırma ateşlemeli motorlarda kullanılan alternatif yakıtları, kademeli dolgu gibi farklı yakma stratejilerini ele alarak temel özellikleri ve kontrolünü incelemişlerdir. Farklı çalışmalarda kullanılan deneysel ve sayısal yöntemleri irdeleyerek elde edilen sonuçlar üzerine yorumlar elde etmişlerdir. Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda yanma işlemine genel bir bakış açısı geliştirmişlerdir. Park vd.[55] ise benzer bir derleme çalışmada alternatif yakıtların yanma performansını ve emisyon değerlerini incelemişlerdir. Düşürülmek istenen emisyon değerleri ve bunların düşüm yöntemlerini yakıtların termofiziksel ve akışkan özelliklerine göre incelemişlerdir.

Zhang ve Kong [56], çok bileşenli yakıtların buharlaşma ve yanmasını hem dizel hem de benzin yakıtları için modellemişlerdir. Püskürtme basıncı ve püskürtme ilerlemesine göre yapılan çalışmada alev cephesinin ilerlemesini göstermişlerdir. Çalışmada is emisyonları ve bunların yanma modeline göre elde edilmesi üzerinde yoğunlukla durulmuştur. Damlacık sayısı ve büyüklüğüne göre buharlaşma süreci ve molekül ağırlıklarının bu sürece etkisi grafiksel olarak gösterilmiştir.

Dizel şartlarında yanma ve emisyon oluşumunu inceleyen Abani ve Reitz[57] geliştirilmiş bir karışım modeli kullanmışlardır. Benzer çalışmalarda sıklıkla kullanılan modellerin yanında geliştirdikleri bu modelin verimini incelemişlerdir. Çalışmada farklı motor devri ve yüklerinde yanma analizi gerçekleştirilmiştir. Devir sayısı ve motor yükü değiştirilerek yapılan sayısal ölçümlerin yanında, egzoz gazı geri dönüşüm oranının da yanmaya etkisi incelenmiştir. Püskürtme oluşumu ve yakıtın buharlaşmasından başlayan çalışma yanma ve emisyon sonuçlarının elde edilmesiyle sonlandırılmıştır. Ayrıca çalışmada kullanılan ağ yapısının sonuçlara etkisi de bir parametre olarak ele alınmıştır. Çalışma neticesinde geliştirilen modelin diğer modellerle uyumlu olduğu ve benzer çalışmalarda kullanılabileceği, ayrıca ağ yapısı kalitesinin sonuçları ciddi ölçüde etkilediği gösterilmiştir.

Hong vd. [58], akışa bağlı yanma sürecinin deneysel ve sayısal incelemesini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmanın deneysel kısmında PIV yöntemi kullanılmıştır. Aniden genişleyen bir model içinde akan akışkanın yanma ya başlamasıyla meydana gelen girdaplar ve akış yapısına bağlı ilerlemesi deneysel ve sayısal olarak elde edilmiştir. Çalışmada girdaplar, alev yapısı, alev yoğunluğu gibi parametreler grafikler ve görüntüler halinde sunulmuştur. Yanma ve akış analizinin birlikte yapıldığı çalışma deneysel olarak görüntüleme tekniği kullanması ve yanmayı akış analiziyle birleştirmesi bakımından ilgi çekmektedir. Benzer bir çalışmayı bir yanma hacmi belirleyerek ve deneysel olarak PIV metodunun yanında sayısal olarak da CFD-ACE ticari kodu kullanarak Ge vd. [59] gerçekleştirmiştir. Yanmanın ve alev yapısının görüntülenmesi çalışmada detaylı olarak sunulmuştur.

Yanmanın deneysel incelenmesi ve kontrolüyle ilgili bir diğer çalışmada Höinghaus vd.[60], tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmada yanmanın detaylı olarak incelenmesi, kontrolü ve görüntülenmesiyle ilgili olarak özellikle optik ölçüm yöntemleri öne çıkarılmıştır. Birçok optik ölçüm metodunun detaylandırıldığı çalışmada bu yöntemlerle elde edilen sonuçlar sunulmuş ve incelenmiştir.

Basınç, emisyon, mol kütleleri ve alev yapısı çalışma esnasında incelenirken, alev yapısı ve dalga hızına yönelik ayrıntılı ölçümler sunulmuştur. Optik görüntüleme tekniklerinden PIV ve LIF tekniklerini kullanan Peterson vd.[61] ise yanmanın ve alev cephesinin görüntülenmesini içten yanmalı motorlar için elde etmişlerdir.

Wei vd. [62], sayısal olarak gerçekleştirdikleri çalışmada girdaplı akışın dizel motorlarda yanma performansına etkisini incelemişlerdir. Girdaplılık oranının yanma üzerindeki etkisi AVL-FIRE ticari yazılımı kullanılarak incelenmiştir. Çalışmada girdaplılık oranının basınç, türbülans kinetik enerjisi, NO ve is emisyonları üzerine etkisinin yanında, silindir içi akış oluşumu ve sıcaklık değişimleri de gösterilmiştir. Farklı oranlarda girdap etkisinin motor performansına önemli ölçüde etki ettiği gözlenirken belirlenen piston tepesi modelinde bu girdaplılık oranı optimize edilmeye çalışılmıştır. Girdaplılığın özellikle silindir içi sıcaklık değişimini ve türbülans kinetik enerji faktörünü doğrudan ve önemli ölçüde etkilediği, ayrıca emisyon oluşumları üzerine de etkisinin olduğu gösterilmiştir. Girdaplılık etkisinin önemli olduğu dizel motorlarda bir başka çalışmayı da Li vd.[63] AVL-FIRE yazılımı kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Çift etkili girdap oluşturan bir piston üst yüzey geometrisinde ve normal bir piston geometrisinde yanma analizlerini yapmış ve çift girdap etkisinin yanma sonuçlarını iyileştirdiği gözlenmiştir.

Dizel motorlarda yanmayı incelemek için kinetik modellerle hesaplamayı kullanan Hernandez vd.[64], yaptıkları hesaplamaları deneysel çalışmalarıyla kıyaslamışlardır. Çalışmada püskürtme basıncı, püskürtme zamanlaması ve püskürtülen yakıt miktarı parametre olarak denenmiştir. Deneysel çalışmada bir enkoderle krank açısı hesaplanırken deney setinin farklı yerlerine basınç ve sıcaklık kontrol üniteleri yerleştirilmiştir. Bu şekilde elde edilen sinyaller anlamlı değerlere çevrilmiş ve bir osiloskop vasıtasıyla elde edilmiştir. Deneylerde sıcaklık dağılımları ve basınç değerleri elde edilmiş ve grafikler halinde gösterilmiştir. Ayrıca NOx emisyonu üzerinde farklı referans çalışmalar da dikkate alınarak farklı hesaplama yöntemleri kullanılmış ve bu yöntemlerin deneysel çalışmayla uygunluğu gösterilmiştir.

Dizel motorlarda önemli emisyonlardan olan is emisyonları, dağılımı ve miktarı için üç boyutlu bir sayısal çalışma ve bunu desteklemek için bir deneysel çalışma da Fraioli vd. [65] tarafından yapılmıştır. Çalışmada emisyon ölçümlerinin yapılması için tek silindirli bir dizel motorda deney seti kurulmuştur. Sayısal çalışma KIVA sayısal kodu vasıtasıyla üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir.

Çalışma sonucunda silindir içi basınç dağılımlarının yanı sıra daha çok is emisyonları üzerinde durulmuş olup bunların silindir içerisinde oluşum yerleri ve oluşum miktarları gösterilmiştir. Bunu yanında is emisyonuna ait parçacık büyüklükleri ve bu büyüklüklerin silindir içi dağılımı da detaylı olarak sunulmuştur.

Hasse ve Peters [66] direk enjeksiyonlu bir dizel motorda enjeksiyon parametreleri üzerine çok püskürtmeli bir enjeksiyon sisteminde kirletici emisyonların oluşumu üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışma, AVL yazılımları kullanılarak sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca deneysel çalışma yapılarak da sayısal sonuçlar desteklenmiştir. Çok püskürtme durumu için silindir içi basınç değişimleri, sıcaklık değişimleri, emisyon oluşumları ve kirletici emisyonlara çok püskürtmeli enjeksiyon sisteminin etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar grafiksel ve görsel olarak sunulmuştur. Bu şekilde çok püskürtmeli enjeksiyon sisteminin yanma verimini iyileştirdiği gözlenmiştir.

Çok boyutlu hesaplamalı akışkanlar kodu olarak KIVA-4 kodunun kullanıldığı bir diğer çalışmada Maghbouli vd.[67], tek bileşenli bir hidrokarbon yakıtının yanında çok bileşenli yakıtın kullanılmasını araştırmışlardır. Çalışmada Kelvin–Helmholtz ve Rayleigh–Taylor (KH–RT) ve O’Rourke modeller püskürtme oluşumunun detaylandırması için kullanılmıştır. Çalışma bir dizel motorda tam ve yarım yük durumlarında ve farklı EGR oranlarında gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda tek ve çok bileşenli yakıt yapıları için silindir içi basınç dağılımları, ısı salınımları ve emisyon oluşumları incelenmiştir. Egzoz emisyonlarının yakıt durumuna göre değişimleri ayrıntılı olarak hem grafiksel hem de görsel olarak sunulmuştur.

İçten yanmalı motorlarda püskürtme, yanma ve emisyon oluşumları üzerine farklı konularda ve farklı parametrelerde yapılan çalışmalar yıllardır devam etmekte olup yukarıdaki literatür araştırmasında da görüldüğü gibi sayısal yöntemlerin gelişmesiyle bu çalışmalar artmaktadır. Bunların yanında motor teknolojisinde ki gelişmelerle yanma süreci çok daha merak edilen bir konu olmuştur. Konu üzerindeki çalışmalar atomizasyondan, kimyasal kinetik mekanizmalara ve hatta performans için yakıt karışımlarına kadar ilerlemektedir [68-73].

İçten yanmalı motorlarda yanma süreci ve emisyon oluşumlarının incelendiği literatür araştırmasının ardından bu tez kapsamın da incelenecek olan dizel motorların yanma sürecinin detaylandırılması adına, dizel motorlarda yanma sistemleri ve farklı yakıt karışımlarının yanma davranışlarının da incelenmesi gerekmektedir. Bu kapsamda çift yakıt (dizel-benzin, dizel-hidrojen vs.) kullanılan çalışmaların yanında, alternatif yakıt olarak biyodizellerin kullanıldığı sayısal ve deneysel çalışmalarda incelenerek dördüncü grup literatür araştırması gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde dizel motorlarda alternatif yakıt kullanımı ve bu durumdaki yanma süreci ve emisyon oluşumları detaylandırılmıştır. Bu kapsamda Ma vd.[74] bir dizel motorda farklı enjeksiyon stratejilerinde benzin-dizel çift yakıt durumu için bir çalışmayı deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Enjeksiyon stratejisi olarak tek ve çift enjeksiyon parametresinin yanında püskürtme başlama ve bitiş açılarının da etkisi incelenmiştir. Çalışma tek silindirli ve modifiyeli bir dizel motorda gerçekleştirilmiştir. Benzin püskürtmesi giriş portunda yapılırken, dizel yakıt direk olarak silindir içine püskürtülmüştür. Bu şekilde karışım ve alev yapısı homojen hale getirilmeye çalışılmıştır. Çift yakıt kullanımı ve enjeksiyon stratejilerinin bu şekilde yanma verimi ve egzoz emisyonları üzerine etkisi incelenmiştir. Sonuçlar parametrelere bağlı olarak, silindir içi basınç değişimleri ve kirletici emisyon ürünlerinin değişimi olarak gösterilmiştir. Ayrıca EGR bir parametre olarak kullanılmış ve deney sonuçlarına etkisi gösterilmiştir. Püskürtme açılarının özellikle basınç değişime etkisi açıkça gösterilmiştir.

Abagnale vd.[75], yaptıkları çalışmada üç litre hacme sahip, altı silindirli ve multijet bir dizel motorda doğalgaz ve dizel yakıtının çift yakıt olarak kullanılmasını araştırmışlardır. Farklı oranlarda doğalgaz kullanımının motor performans değerleri ve emisyonları üzerine etkileri hem deneysel hem de sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışmada KIVA yazılımı kullanılmış ve deneysel modelin tüm özellikleri sayısal ortama aktarılmış ve yapılan deneyler sayısal olarak da tekrarlanmıştır. Sadece dizel yakıtı, %50 oranında doğalgaz karıştırılmış durum ve %90 oranında doğalgaz içeren durum için motor basınç eğrileri ve emisyonları sunulmuştur. Silindir içi emisyon oluşumları renklendirilmiş görseller şeklinde de sunularak detaylandırılmıştır. Yüksek doğalgaz karışımlarında yanma basıncının yükseldiği yanma veriminin arttığı ama azot oksitlerinde arttığı gözlenmiştir.

Dizel motorlarda çift yakıt kullanımı üzerine çalışma yapan Lu vd.[76] ise hem deneysel hem de sayısal olarak gerçekleştirdikleri çalışmada dizel yakıtına farklı oranlarda sırasıyla iso-octan, etanol, iso-propanol ve 1-butanol karıştırarak çift yakıt şartını sağlamışlardır. Bu şekilde farklı çift yakıt durumları için verileri elde etmiş ve kıyaslamışlardır. Motor performansı, basınç, sıcaklık ve emisyon değerleri her bir yakıt durumu için karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışma tek silindirli bir dizel motorunda yapılırken sayısal çalışma AVL-FIRE ticari yazılımıyla gerçekleştirilmiştir. Emisyon ve performans değerleri hem grafiksel hem de renkli görsellerle sunulmuş ve her bir yakıtın etkisi araştırılmıştır. Yanması düşük sıcaklıklarda gerçekleşen etanol için NO değerleri düşük seyrederken, yüksek sıcaklıkta yanan iso-octan için NO emisyonu yüksektir. Çift yakıt kullanımında da bu durum devam etmiştir.

Lopez vd. [77], ateşleme süreci ve yanma işlemini çift yakıt kullanımı için dizel motor benzeri koşullarda püskürtme durumunu OpenFOAM HAD kodu kullanarak incelemişlerdir. Çalışmada türbülans modeli olarak k- ϵ model kullanırken, püskürtme dağılıma modeli olarak Kelvin–Helmholtz/Rayleigh–Taylor (KH–RT) birleşik modeli kullanılmış, damlacık buharlaşması ise Ranz–Marshall model kullanılarak incelenmiştir. Çalışmada dizel-benzin çift yakıt durumu farklı karışım oranları için incelenmiştir. Bu farklı karışım oranları için özellikle alev yapısına odaklanılmış ve her durum için alev yapısı, ilerlemesi, ateşleme gecikmesi, sıcaklık değerleri ve yanma durumu incelenmiştir. Sonuçlar hem grafiksel hem de görseller kullanılarak sunulmuş ve anlatılmıştır. Çalışmanın çift yakıt kullanılarak püskürtme stratejilerinde yapılması ve şartların dizel şartlarına benzemesi önemli bir durumdur.

Konu üzerinde yapılan ilginç çalışmalardan birisini ise Zhuang vd.[78] deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarda yakıt olarak, kömürün sıvılaştırılması sonucu elde edilen sıvı kullanılmıştır. Dizel benzeri bu yakıt için farklı enjeksiyon stratejilerinde çalışmalar yapılarak yanma süreci ve emisyon oluşumları incelenmiştir. Çalışmada dört silindirli bir dizel motor kullanılmıştır. Bu motor üç farklı püskürtme yapmakta ve yanma üç püskürtme süresince devam etmektedir. Ön püskürtme, ana püskürtme ve son püskürtmenin başlama ve bitiş noktaları krank açısına göre değiştirilerek her bir püskürtme durumunun yanma sürecine etkisi görülmüştür. Sonuçlar basınç değişimleri, silindir içi ısı salınımları ve emisyonlar şeklinde deneysel ölçümlerle elde edilmiştir.

Lee ve Huh [79] soya yağından yapılmış biyodizel yakıtıyla dizel yakıtının farklı karışım oranları için püskürtme ve yanma karakteristiklerini incelemişlerdir. Çalışmada farklı yakıt kullanımının motor performansı ve emisyonlar üzerine etkisi incelenmiştir. Öncelikle sadece dizel için inceleme yapılmış sonrasında %20, %60 ve %100 biyodizel kullanılarak çalışma tamamlanmıştır. Yüksek oranlı biyodizel karışımlarında az da olsa yanma sonu basınç düşümü yaşanırken NO emisyonu da artmıştır. %60'ın altındaki karışımlarda NO emisyonu düşmüştür. CO emisyonu ise karışımlar esnasında düşük seyretmiştir. Çalışma tamamen sayısal olarak gerçekleştirilirken sonuçlar basınç, ısı salınımları ve emisyonlar cinsinden sunulmuştur. Bunların yanında silindir içi sıcaklık dağılımları, ateşleme gecikmesi, buharlaşma kütlelerinin krank açısına göre değişimi grafiksel olarak gösterilmiştir.

Özener vd. [80] ise tek silindirli dizel bir motorda deneysel olarak soya yağından elde edilmiş bir biyodizel yakıtın yanma performansını incelemişlerdir. Aynı zamanda emisyon ölçümleriyle kirletici emisyon oluşumları ölçülmüştür. Deney tek silindirli bir dizel motorda, 1200-1300 devir/dakika aralığında, %10, %20 ve %50 oralarında biyodizel karışımlarında gerçekleştirilmiştir. Deneylerde bir miktar tork düşüşünün ve özgül yakıt tüketiminin artmasının yanında özellikle CO emisyonlarında düşme gözlenmiştir. Yanmanın iyileştiği ve alternatif yakıt kullanımının önemi vurgulanmıştır. NO emisyonlarında ise bir miktar yükselme görülmüştür. Bunların yanında silindir içi basınç değişimleri ve ısı salınımları grafiksel olarak gösterilmiştir.

Yüksek devirli bir dizel motorda yanma sürecini incelemek için Merola vd.[81], geleneksel yöntemlerle dizel ve n-butanol yakıtlarını karıştırmışlardır. Elde edilen karışım optik bir dizel motorda kullanılmış ve optik deney yöntemleriyle incelenmiştir. Çalışmada %20 n-butanol ve %80 dizel karışımı için motor karakteristikleri ve emisyon oluşumu deneysel olarak araştırılmıştır. Ortak püskürtme hattına sahip dizel motorda yakıt tüketimi de göz önünde bulundurularak çalışmalar yapılmıştır. Deney sonuçları basınç değişimi, ısı salınımları, kirletici emisyonların belirlenmesi, özgül yakıt tüketimi, optik yöntemlerle elde edilen püskürtme ve yanma görüntülerini içermektedir. Ayrıca krank mili açısı ve dalga boyuna göre emisyon yoğunlukları da elde edilmiştir. Değişen püskürtme basınçlarında emisyon oluşumlarının önemli seviyede değiştiği vurgulanmıştır.

Cipolat ve Valentim[82] dizel ve dimetil eter yakıtları için püskürtme davranışlarını dizel şartlarında incelemişlerdir. Deneysel olarak gerçekleştirilen çalışmada püskürtme oluşumu ve ilerlemesi yüksek çözünürlüklü görüntüleme teknikleriyle fotoğraflanmıştır. Püskürtme ilerlemesi için elde edilen görseller ve grafikler neticesinde ortalama damlacık çapının yakınlığı ve dimetil eterin kullanılabilirliği uygun bulunmuştur. Çalışma literatürde bulunan iki farklı teorik çalışmayla da kıyaslanarak deneysel verilerin uyumluluğu ve doğruluğu kontrol edilmiştir.

Park vd.[83], çoklu püskürtme sistemlerinin (Multijet) püskürtme, yanma ve emisyon oluşumu üzerindeki etkilerini biyodizel yakıt kullanımı durumunda deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada özellikleri belli olan bir biyodizel yakıt seçilmiş ve test edilmiştir. Deneysel çalışma yüksek çözünürlüklü görüntüleme sistemleriyle püskürtme oluşumu ve ilerlemesinin görüntülenmesine dayanmaktadır. Çalışmada püskürtme ilerlemesi farklı püskürtme stratejileri tek silindirli, ortak püskürtme hattına sahip bir dizel motor üzerinde denenmiştir. Bir enkoder vasıtasıyla krank mili açısı alınmış ve motordan gelen diğer verilerle birleştirilmiştir. Bu şekilde silindir içi yanma basıncı değişimleri tek ve çok püskürtmeli durumlar için elde edilirken farklı püskürtme basınçları ve sürelerinde kirlenici emisyon oluşumları da belirlenmiştir. Püskürtme oluşum ve ilerlemesi ise görsel olarak sunulmuştur.

Cowart vd. [84], deneysel ve sayısal olarak gerçekleştirdikleri çalışmada bir dizel motorda farklı yakıt olarak hexadecane kullanmışlardır. Bu yakıt için farklı devir ve yük durumunda yanma performansını ve emisyon oluşumunu incelemişlerdir. Deneysel çalışmada krank açısı ölçümü için enkoder, basınç ölçümleri için silindir içine ve püskürtme hattına basınç sensörleri ve emisyon ölçümleri için egzoz çıkışına bir emisyon cihazı yerleştirilmiştir. Benzer bir çalışma ise sayısal yöntemlerle modellenmiştir. Sonuçlar basınç değişimleri, silindir içi sıcaklık değişimleri, emisyon oluşumu ve bunların farklı parametrelere göre değişimi şeklinde gösterilmiştir. Ayrıca çalışmada farklı işletme şartlarında ateşleme gecikmesi üzerinde durulmuş ve farklı parametrelere bağlı olarak gösterilmiştir.

Direk püskürtmeli, su soğutmalı ve altı silindirli turbo dizel bir motorda farklı yakıt kullanımı inceleyen Alam vd.[85], püskürtme ve yanma sürecini deneysel olarak görüntülemeye çalışmışlardır.

Deneysel çalışmada motor da küçük bir modifikasyon yapılarak, silindir tepesine, enjektör yanına bir görüntüleme kamerası ve bir ışık kaynağı yerleştirmişlerdir. Bunun yanında krank mili başına bir enkoder, motor üzerine basınç sensörleri ve emisyon ölçümü için bir gaz analiz cihazı kullanmışlardır. Bu şekilde motor çalışma şartlarında ışık kaynağının aydınlattığı silindir içinden yüksek görüntü kalitesine sahip kamera yardımıyla görüntüler alınmıştır. Aynı zamanda basınç sensörü ve enkoder verileri birleştirilmiş ve bunlarda emisyon verileriyle uyumlu hale getirilmiştir. Çalışma sonucunda farklı krank mili açılarında silindir içerisinde püskürtme durumu, ilerlemesi ve gelişimi incelenmiştir. Püskürtme sonunda ateşleme, yanma ve alev cephesinin ilerlemesi görsel olarak elde edilmiştir. Bu deneyler her bir yakıt karışımı için gerçekleştirilmiştir. Dizel yakıtının yanında, farklı biyodizel karışımları ve farklı oksijenli yakıtlar karıştırılarak elde edilen yakıtlar deneylerde kullanılmıştır. Ayrıca diğer sensörlerden alınan veriler silindir içi basınç değişimi ve ısı salınımı olarak grafiksel olarak sunulmuştur.

Labeckas vd.[86] ise dört zamanlı, dört silindirli, tabi emişli bir dizel motorda etanol-dizel-biyodizel karışımından oluşan bir yakıtın yanma karakteristikleri ve emisyon üzerine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada farklı oranlarda etanol karıştırılmış dizel yakıtı ve üçlü karışım durumu ayrı ayrı farklı motor devir ve yüklerinde denenmiştir. Sonuçlar otomatik ateşleme, ateşleme gecikmesi, ısı salınımı, maksimum ısı salınımı, egzoz emisyonları ve termal fren verimi şeklinde grafiksel olarak sunulmuştur. Etanol katkısının HC ve NO emisyonlarını düşürdüğü, is emisyonlarının devir ve yüklerle bağlantılı olduğu ve farklı karışım oranlarıyla CO ve is emisyonlarının düşürülebildiği gözlenmiştir. Benzer bir çalışmayı da Park vd.[87] sadece dizel ve etanol karışımı için gerçekleştirmiştir. Yine enkoder ve basınç sensörleriyle yapılan çalışmada silindir içi basınç değişimi, ısı salınımı, ateşleme gecikmesi ve emisyon değerleri gösterilmiştir.

Ortak basınç hatlı bir enjeksiyon sistemine sahip direk enjeksiyonlu dizel bir motorda biyodizel yakıtların püskürtme oluşumu ve ilerlemesini Kutı vd.[88] deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada yüksek bir lazer kaynağıyla silindir içi aydınlatılırken yüksek çözünürlüklü bir kamera ile püskürtme dinamiği görüntülenmiştir. Dizel ve biyodizel yakıtlar püskürtme davranışları bakımından gerek grafiksel gerekse elde edilen görüntüler yardımıyla kıyaslanmıştır. Çalışmada biyodizel yakıtların silindir içi ilerlemesinin dizele göre daha iyi olduğu, fakat termodinamik özelliklerden dolayı dizel yakıtının püskürtme açısının daha uygun olduğu gösterilmiştir.

Zamana bağılı olarak gerçekleştirilen ölçümlerde enjektör basıncı da parametre olarak kullanılırken, püskürtmeden sonra ateşleme başlaması ve yanma süreci de görüntülenmiştir.

An vd. [89], deneysel olarak gerçekleştirdikleri çalışmada %10, %20 ve %50 oranlarında biyodizel-dizel karışım durumları için performans, yanma ve emisyon oluşumlarını incelemişlerdir. Çalışmada enkoder yardımıyla motor krank açısı belirlenirken, basınç sensörleriyle basınç ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar farklı yük durumları için basınç değişimleri, emisyon oluşumları ve ısı salınımları olarak grafiksel şekilde gösterilmiştir. Biyodizel karışımın özgül yakıt tüketimi ve termal verimi önemli ölçüde etkilediği belirlenirken, düşük motor yüklerinde ısıl verimin düştüğü ve yüksek motor yüklerinde termal verimin iyileştiği gösterilmiştir. Ayrıca CO emisyonunun da karışımdan ciddi oranda etkilendiği belirlenmiş ve yanmanın iyileşmesine bağlanmıştır.

Kanola yağı biyodizeli ile dizel yakıtın farklı karışım oranlarının iki silindirli bir tarım motorunda kullanımını araştıran Qi vd.[90], deneysel çalışmalarında bu karışım yakıtın yanma ve emisyon özelliklerini incelemişlerdir. Çalışmada farklı karışımlar motorda yakılırken bir yükleme sistemi ile motor yüklenmiş aynı anda enkoder vasıtasıyla alınan krank açısı verisiyle basınç verileri eşleştirilmiştir. Özgül yakıt tüketimi incelenirken aynı zamanda NO, is ve CO emisyonlarının değişimi gözlenmiştir. Düşük motor yüklerinde biyodizel karışımlı yakıtın basınç ve ısı salınım değerleri iyi sonuçlar verirken, yüksek motor yüklerinde dizele benzer sonuçlar vermiştir.

Biyodizel ve çift yakıt kullanımının yanında literatürde son zamanlarda dizel motorlarda hidrojen katkısı kullanımı da artmıştır[91,92]. Hidrojenin dizel yakıtına karıştırılmasının yanında alternatif yakıtlarda kullanımı da araştırılmıştır. An vd.[93] tarafından yapılan benzer bir çalışmada hidrojen katkısı biyodizel yakıtı eklenerek motor için yanma ve emisyon oluşum süreçleri detaylı olarak incelenmiştir. KIVA-4V hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodunun kullanıldığı çalışmada püskürtme davranışlarının belirlenmesi için Kelvin–Helmholtz ve Rayleigh–Taylor (KH–RT) ve Taylor Analogy Breakup (TAB) model kullanılmıştır. Türbülans davranışlarının çözülmesi için ise RNG k– ϵ türbülans model kullanılmıştır. Sonuçlar basınç değişimleri ısı salınımları ve emisyon oluşumlarının farklı devir ve krank mili açılarında elde edilmesiyle gösterilmiştir. Hidrojen katkısının basınç ve ısı salınım verilerini iyileştirdiği belirlenmiştir. Çalışmalar esnasında CO ve is emisyonlarının farklı devir ve motor yüklerinde azaldığı tespit edilirken, NO emisyonlarının az da olsa yükseldiği görülmüştür.

Motor emisyonları ve performansında meydana gelen bu değişimlerin motor içi alev cephesinin ve yayılımının hızlanması ve yanmanın iyileşmesine bağlı olduğu vurgulanmıştır.

Literatür araştırması yukarıda silindir içi soğuk akış durumu, püskürtme oluşumu, ilerlemesi ve buharlaşması, yanma ve emisyon oluşumu ve son olarak çift ve alternatif yakıt kullanımı durumları olarak dört bölüm halinde genişçe özetlenmiştir. İncelenen literatür ışığında bu çalışmanın amaç ve kapsamı netleştirilmiştir. Bu tez kapsamında, ticari olarak kullanımı devam eden ve özellikle hafif ticari araçlarda kullanılan 1,91 litre toplam silindir hacmine sahip multijet bir dizel motorda farklı parametreler kullanılarak incelemeler yapılacaktır. Çalışma hem deneysel hem de sayısal yöntemler kullanılarak gerçekleştirilecektir. Deneysel çalışmada, son yıllarda kullanımı artan sensörlerle ölçme teknikleri kullanılacaktır. Bu kapsamda motor krank mili çıkışına bir enkoder bağlanırken, silindir içerisine bir basınç sensörü yerleştirilecektir. Elde edilen veriler bir verili analiz sistemi yardımıyla yanma analiz programına aktarılacaktır. Bu şekilde anlamlı hale getirilmiş olan veriler, krank mili açısı, silindir hacmi ve motor devir sayısı gibi farklı parametrelere bağlı olarak grafiksel şekilde sunulacaktır. Sayısal çalışmanın gerçekleşmesi için lisansı temin edilen AVL-FIRE yazılımı kullanılacaktır. Bu ticari yazılım, vasıtasıyla motorun üç boyutlu performans ve emisyon değerleri elde edilecektir. Tez çalışmasının neticesinde bir dizel motorda püskürtme dinamiği ve kontrolünün yanında, motor yanma ve emisyon oluşumları da hem sayısal hem de deneysel olarak elde edilerek karşılaştırılacaktır.

2. MATERYAL VE METOD

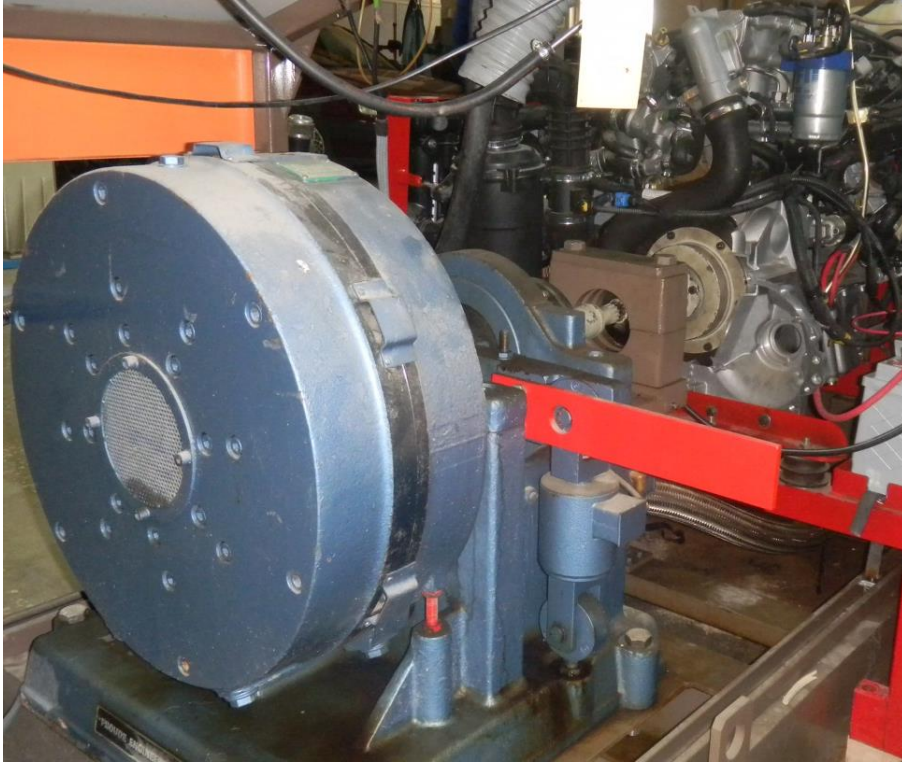
2.1. Deneysel Yöntem

2.1.1. Deney Setinin Tanıtılması

İçten yanmalı motorlarda deneysel teknikler ve deneylerde yaşanan sıkıntılar literatür araştırması esnasında detaylı olarak anlatılmıştır. Bu şartlar altında kullanımı yaygın ve geçerli olan deneysel bir sistem bu çalışma esnasında kullanılmıştır. Dinamometre bağlanarak gerçek çalışma şartlarına yakın halde işletilen bir dizel motoruna krank açısı ve basınç sensörleri yerleştirilerek motor çalışmasına eş zamanlı ölçümler gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde tezin amacına uygun olarak motora ait yanma verileri elde edilerek sayısal çalışmalar desteklenmiştir. Deneysel çalışma gerçek motor özelliklerini belirleyeceği gibi tezin sayısal kısmı için de bir dayanak teşkil edecektir. Tez kapsamında yapılacak olan deneysel çalışma Fırat Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği' ne ait motor test laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Laboratuvar alt yapısında olan bir dinamometre yardımıyla deneysel sistem oluşturulmuştur. Dinamometre Cussons marka P8602 model çok silindirli motor test sistemidir. Sistem üzerine, ticari olarak kullanımı yaygın olarak devam eden ve daha çok hafif ticari araçlarda kullanılan Fiat marka yaklaşık 1,91 litre silindir hacmine sahip dört zamanlı, dört silindirli, direk enjeksiyonlu, ortak yakıt basınç hatlı yakıt sistemi ve multijet enjeksiyon sisteminde bir dizel motor uygun şekilde yerleştirilmiştir. Dinamometre ve motorun merkezlenmesi sonrasında flanşlı bir kavrama ve bir mafsall kullanılması ile motor ve dinamometre birbirine adapte edilmiştir. Sistemin genel görünümü Şekil 2.1' de görülmektedir. Motor ve dinamometre bağlantıları yapıldıktan sonra motor test edilmek amacıyla çalıştırılmış ve merkezleme sıkıntıları giderilerek düzenli bir çalışma haline getirilmiştir.

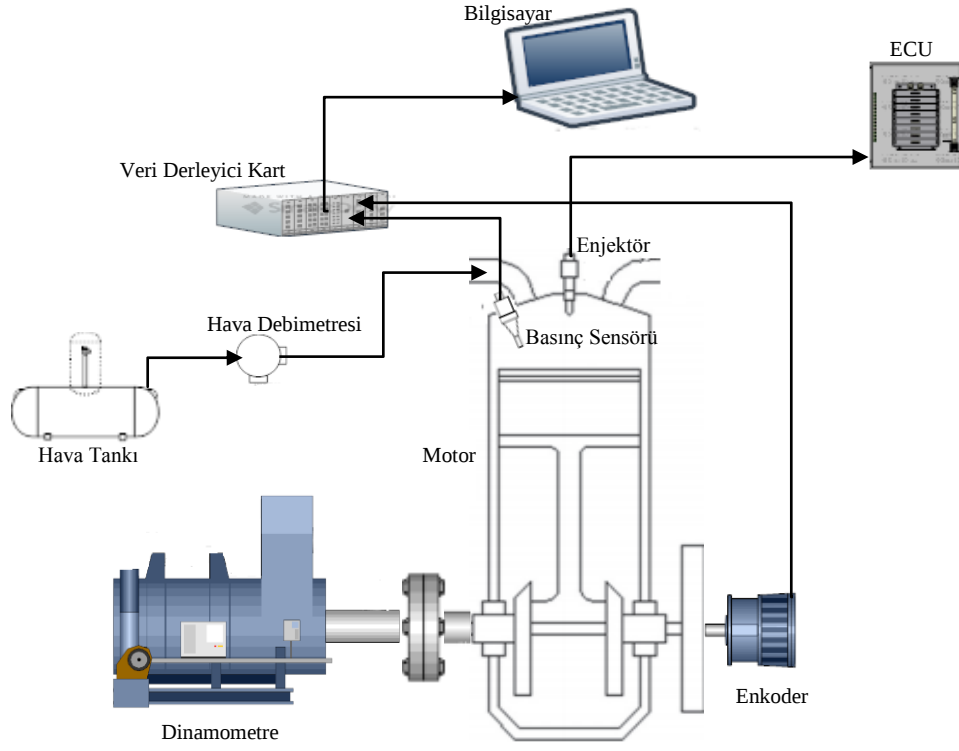


a)



b)

Şekil 2.1. Deney seti ve motor-dinamometre bağlantısının genel görünümü



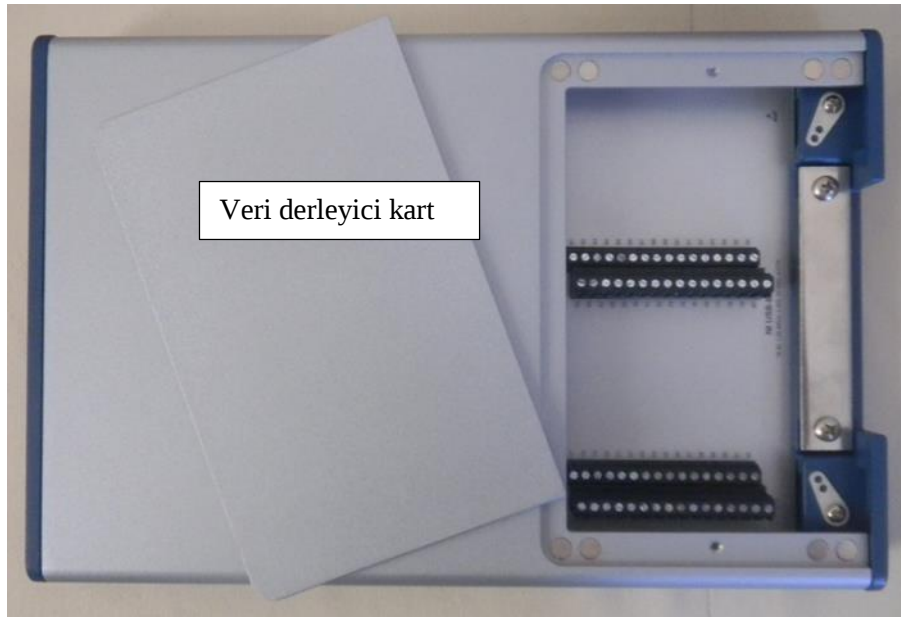
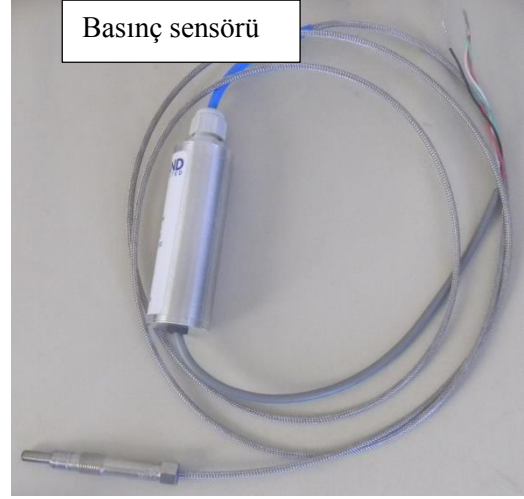
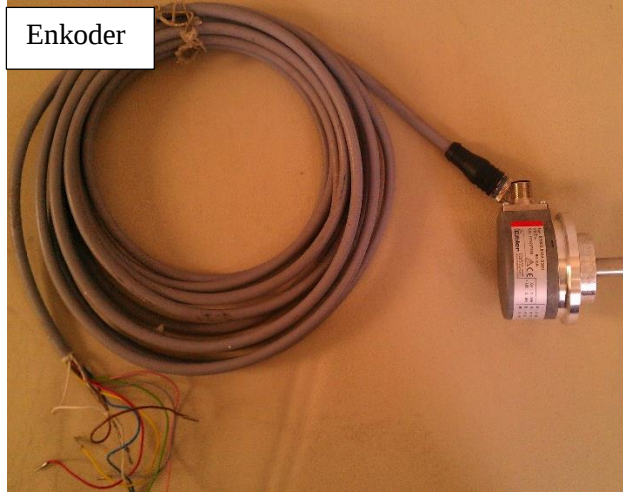
Şekil 2.2. Deney sisteminin şematik gösterimi

Şekil 2.2’ de deneysel sistemin şematik diyagramı görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi oldukça sade ve işlevli bir deney seti kurularak deneysel çalışmalar yapılmıştır. Elde edilen veriler anlık olarak yüksek okuma hızında bilgisayara aktarılıp kaydedilmiş ve bu şekilde çalışma anlık olarak takip edilmiştir. Deneylerde kullanılan motor aynı zamanda sayısal çalışmanın da temelini oluşturmaktadır. Bu sebeple günümüz teknolojisine uygun ve otomotiv endüstrisinde kullanımı yaygın özelliklere sahip bir motor seçilmiştir. Motorun çok püskürtmeli olması tercih edilmiş ve püskürtme stratejileri bir parametre olarak incelenmiştir. Kullanılan motorun teknik özellikleri Tablo 2.1’ de verilmiştir.

Tablo 2.1. Deneyisel ve sayısal çalışmalarda kullanılan motorun teknik özellikleri	
Motor Tipi	Direk Enjeksiyonlu Dizel Motor
Marka	Fiat
Silindir Sayısı	4
Toplam Silindir Hacmi	1.910 lt
Çap	82mm
Strok	90.4mm
Sıkıştırma Oranı	18:1
Soğutma Şekli	Su Soğutmalı
Enjeksiyon Sistemi	Common Rail
Enjektör Nokta Sayısı	6
Püskürtme Tipi	Çok Püskürtmeli (Multijet)
Püskürtme Başlangıç ve Bitiş Açıları	-20°KA/-10°KA 5°KA/15°KA
Enjektör Püskürtme Açısı	140°
Enjektör Nozul çapı	0.145mm
Maksimum Devir	4000-4500 devir/dakika
Maksimum Tork	280Nm
Maksimum Tork Devri	2000 devir/dakika
Rölanti Devri	850-900

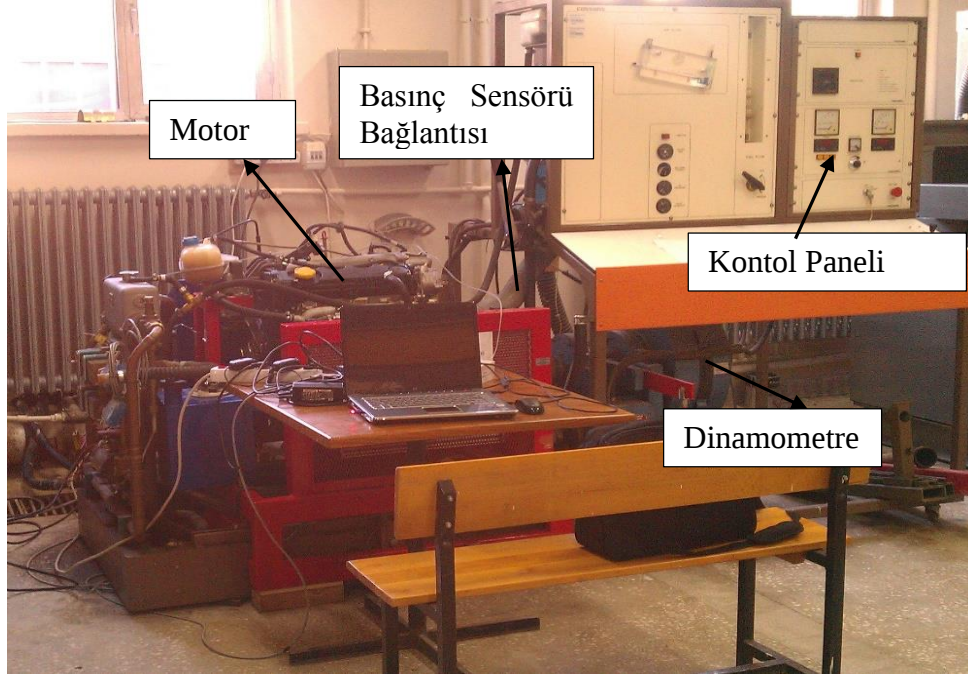
Motor bağlantıları tamamlandıktan ve motor düzenli çalışma konumuna getirildikten sonra, gereken ölçümlerin alınmasını sağlayacak olan krank açısı sensörü, basınç sensörü ve yanma analiz sistemi motor üzerine tespit edilmiştir. Krank açısı sensörü motorun her çevrimi için bir sinyal olarak veri derleyici karta gönderen 360 sinyal sıklığına sahip Kübler marka bir enkoderdir. Bu enkoder bir kayış kasnak sistemi vasıtasıyla motor krank mili çıkışına tespit edilmiştir. Bağlantıda önemli olan durum çok hassas çalışan bu sensörü sarsıntılardan uzak tutmak ve sinyal gürültülerini giderebilmektir. Daha sonra basınç sensörünün motor üzerine tespiti yapılmıştır. Basınç sensörünün yerleştirilmesi için motor modifiyesi gerekebilir. Ama kullanılan motorda herhangi bir modifeye gerek duyulmadan, basınç sensörü motorun kızdırma bujisine adapte edilmiştir.

Sensörün adapte edilmesi için kızdırma bujisi yurt dışına gönderilmiştir. Fiber optik basınç sensörünün kızdırma bujisine yerleştirilmesinden sonra, motor üzerine herhangi bir modifiye yapılmadan kolaylıkla bağlanabilmektedir.



Şekil 2.3. Enkoder, basınç sensörü ve veri kartının montajdan önceki görünüşleri

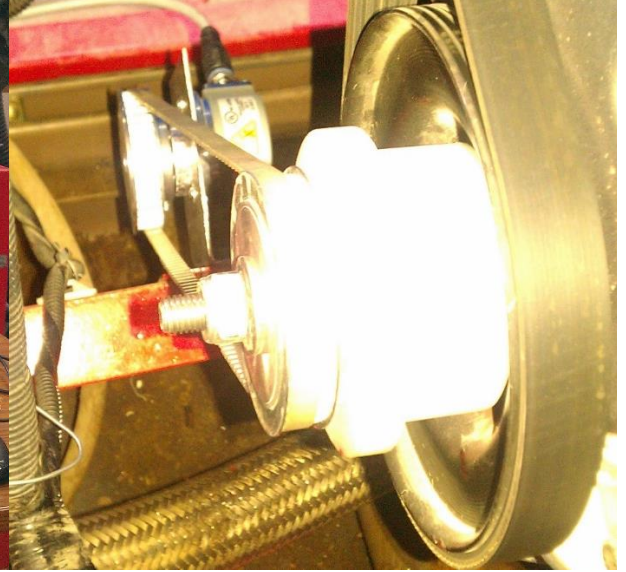
Motor üzerine yerleştirilen sensörler motora ait yanma sonu verilerinin elde edilmesini sağlamakta, dinamometre ise bu sonuçların farklı yük ve devirlerde ölçülmesini temin etmektedir. Bu sistem çalışır duruma getirildikten sonra sistem bir dizüstü bilgisayara bağlanarak ölçülen sonuçlar doğrudan bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Tüm ölçüm sistemlerinin bağlandığı ve ölçümlerin başlandığı durum için deney setinin görünümü Şekil 2.4’ de verilmiştir.



a)



b)



c)

Şekil 2.4. Hazır deney sistemi a) Deney sistemi genel görünümü, b) Ölçüm ekranı, c) Enkoder bağlantısı

2.1.2. Alternatif Yakıt Çalışması

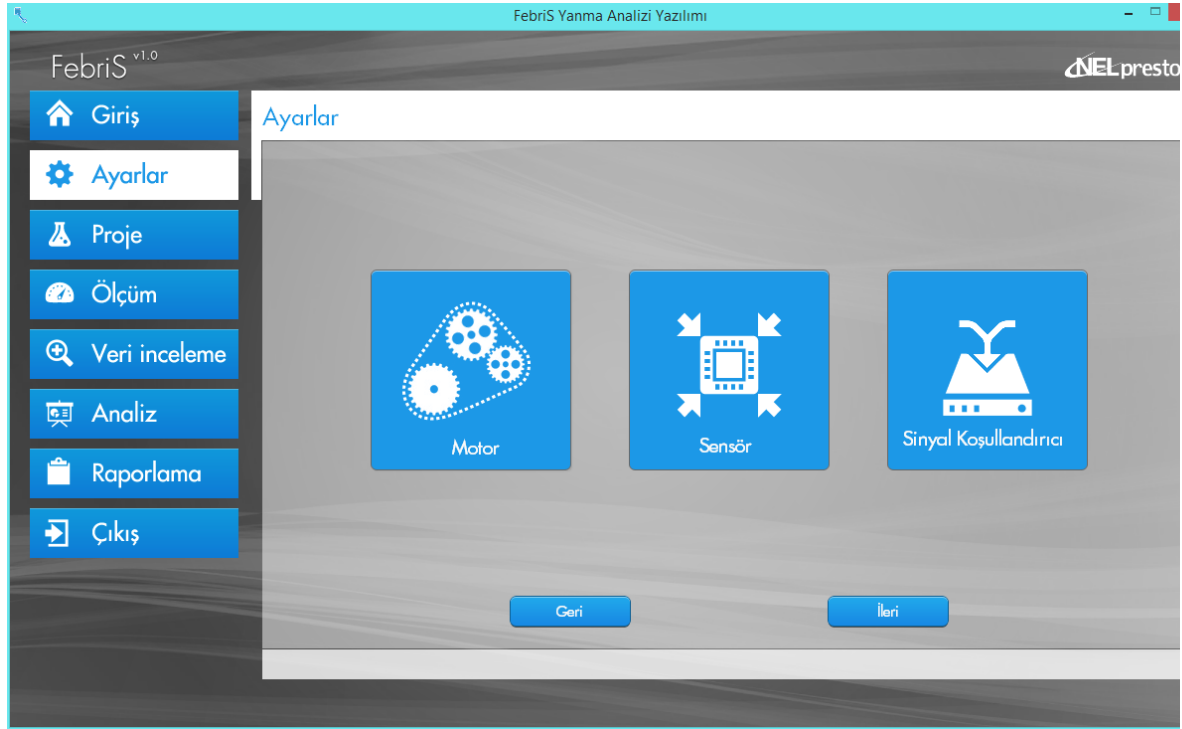
Deneyler dizel motor şartlarında ve dizel yakıtı kullanılarak yapılmıştır. Bu şekilde hem gerçek motor şartlarında deneyler yapılmış hem de aynı şartlarda sayısal modeller gerçekleştirilmiştir. Fakat bunların yanında son zamanlarda kullanımı önem arz eden alternatif yakıt çalışmaları da göz önünde bulundurularak deneyler yapılması planlanmıştır. Bu deneylerin sayısal ortamda da farklı yakıt kullanılarak tekrarlanması özgün değer olarak önemlidir. Ayrıca alternatif yakıt çalışmalarında günümüze kadar daha çok emisyon oluşumları ve farklı yük ve devirler için incelenmiştir. Bu çalışmada basınç ve ısı salınım gibi değerleri de incelenip alternatif yakıt kullanımına farklı bir boyut getirilmesi hedeflenmiştir. Sayısal çalışmada kullanılacak farklı karışım oranları ve farklı yakıtlar için bir referans oluşturması bakımından deneysel olarak da iki farklı yakıt türü için çalışma yapılmıştır. Bu yakıtlar soya ve kanola yakıtlarından elde edilen metil esterlerdir. Her iki yakıt da farklı karışım oranlarında (%10, %20, %30) deneysel olarak test edilmiştir. Yakıtın üretim prosesi bu tez kapsamında detaylı olarak ele alınmamakla birlikte hazır bir deney düzeneğinde üretilmiştir. Üretim sonu elde edilen metil esterler Şekil 2.5’ de görülmektedir. Elde edilen bu biyodizeller farklı karışım oralarında aynı deney düzeneği kullanılarak test edilmiştir.



Şekil 2.5. Alternatif yakıtların üretimden sonraki görünümü

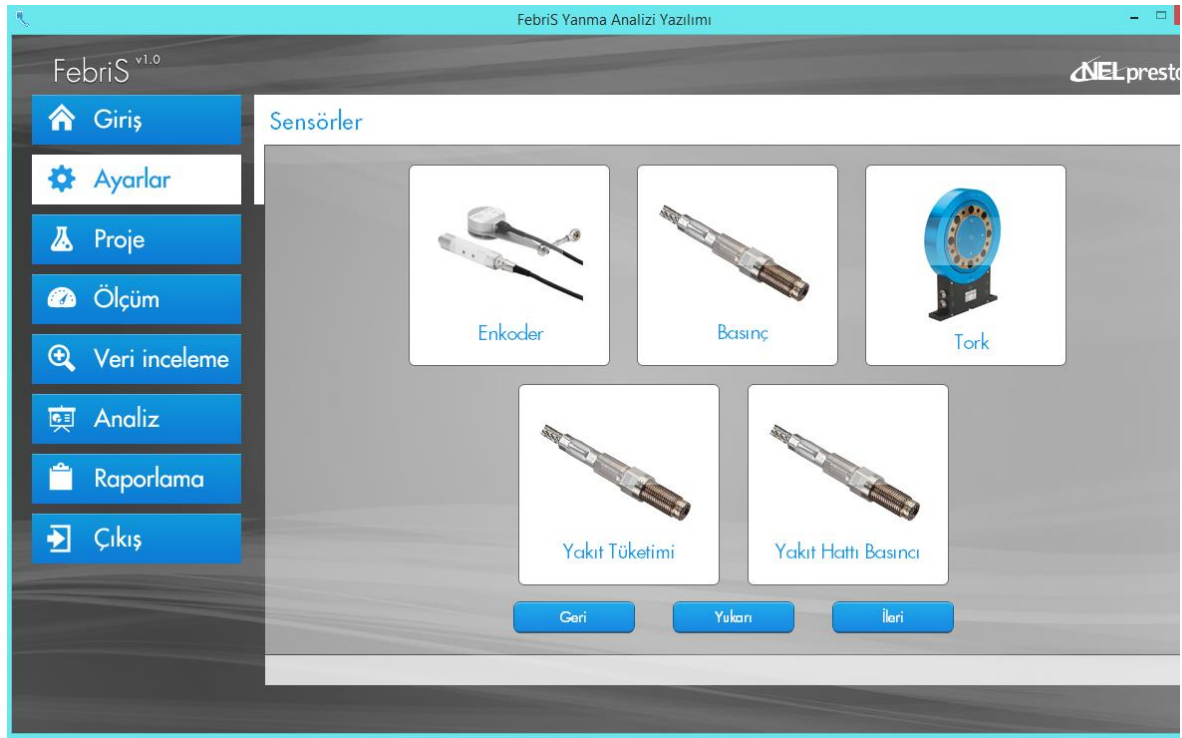
2.1.3. Ölçüm Ara Yüzünün Tanıtılması ve Hesaplanan Parametreler

Krank ve basınç sensörlerinin bağlanması ve deney setinin çalışır hale getirilmesinin ardından elde edilen veriler veri derleyici kart da toplanır ve anlık olarak bilgisayar ortamına aktarılır. Bu değerlerin anında anlamlı veriler halinde görünmesi ve motorun diğer kontrollerinin zamanında yapılabilmesi için bir ara yüze ihtiyaç vardır. Bu ihtiyacı gidermek için NEL Elektronik firmasının FEBRİS Yanma Analizi Yazılımı Fırat Üniversitesi BAP birimi tarafından desteklenen doktora araştırma projesi kapsamında alınmıştır. Yazılımın, Türkçe bir ara yüze sahip olması ve kullanım kolaylığı ve yurt içinde geliştirildiği için benzer sistemlere göre daha düşük maliyeti avantaj olarak değerlendirilmiştir. Proje bütçesi dahilinde alınan sensör ve ekipmanların dışında, bu yazılım birkaç sensöre daha müsaade etmektedir. Dolayısıyla sistem geliştirilmeye açıktır. Yazılım ara yüzü Şekil 2.6’ da genel halde görülmektedir.



Şekil 2.6. Yanma analiz sistemi ara yüzü

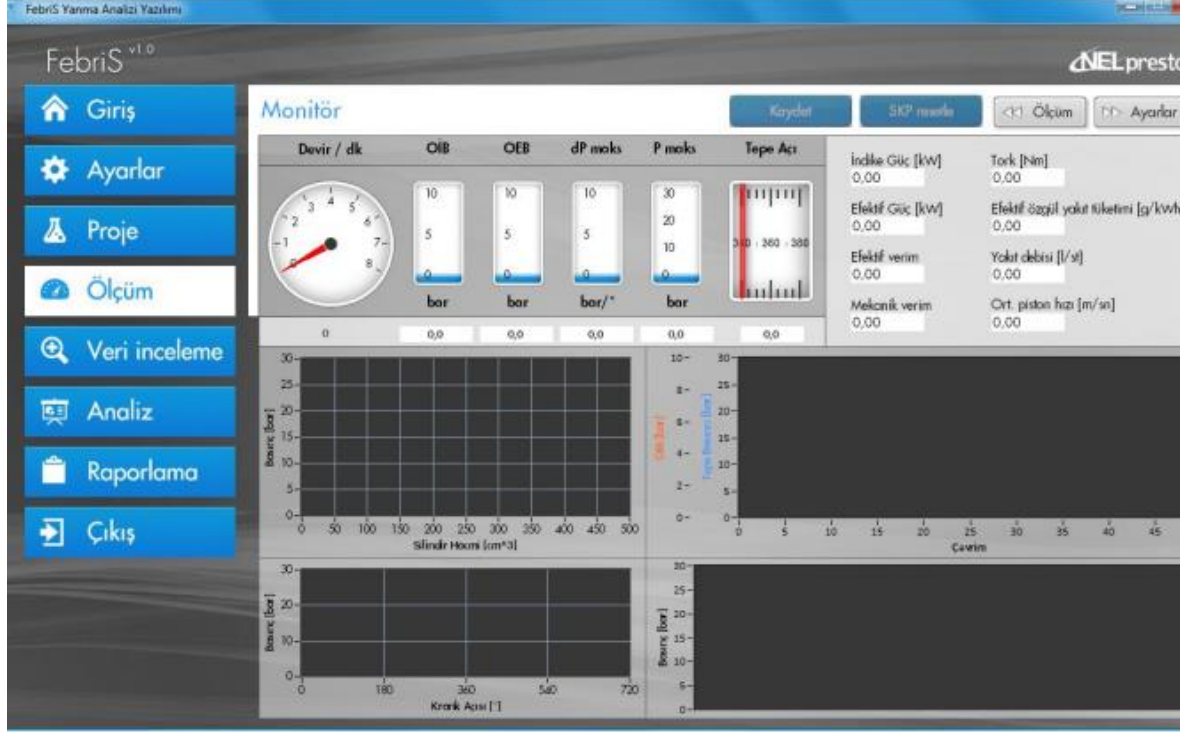
Görüldüğü gibi sol tarafta genel bir menü orta ekranda ise çalışma bölgesi bulunan bir ara yüz olarak basit ve anlaşılırdır. Giriş kısmında yönetici adı ve şifresiyle program çalıştırılmaktadır. Ayarlar kısmında öncelikle motor ayarları yapılmaktadır. Bu kısımda motor silindir çapı, strok boyu, silindir sayısı ve biyel kolu uzunluğu gibi motora ait teknik veriler girilmiştir. Bu verilere göre yazılım toplam motor silindir hacmini hesaplamış ve bu değer doğrulanmıştır. Sonrasında kullanılacak sensörlerin kalibrasyonu yapılmalıdır. Sensör kısmında (Şekil 2.7) tüm sensörler görülür ve kalibre edilebilir.



Şekil 2.7. Yanma analiz sistemi sensör ayarları

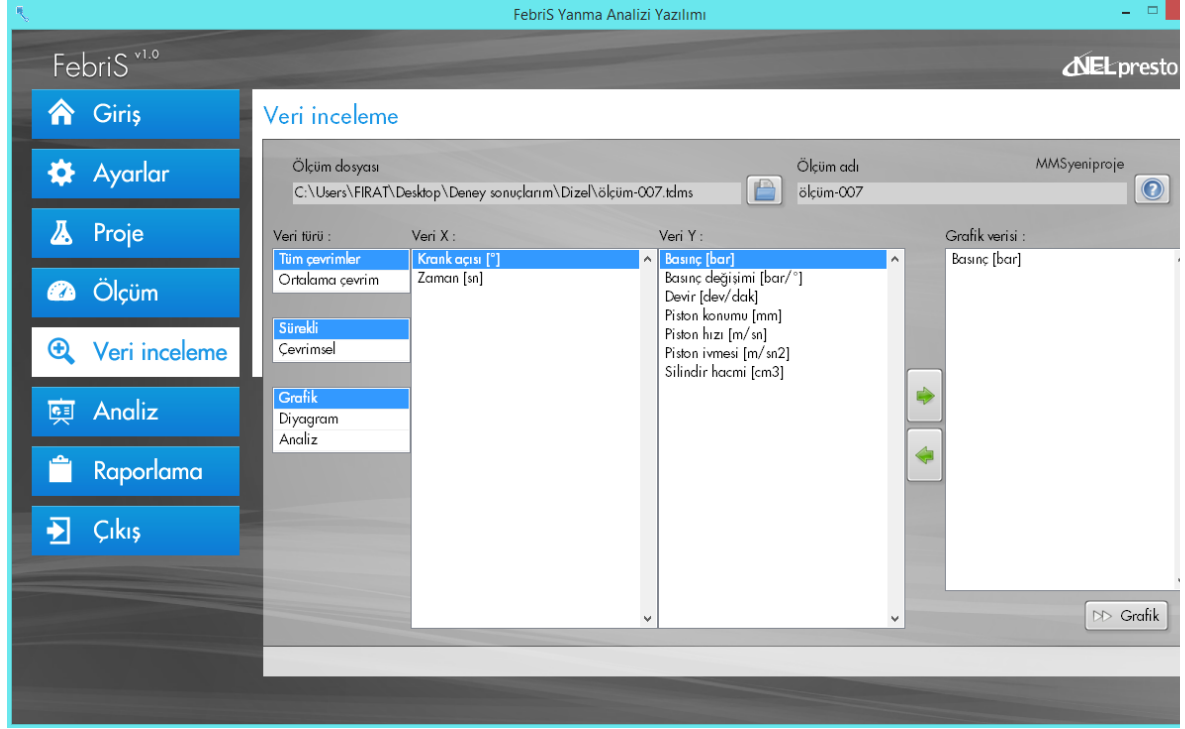
Çalışma kapsamında enkoder (krank açısı sensörü) ve basınç sensörü kullanılmıştır. Yukarıda da bahsedildiği gibi sistem geliştirilmeye açıktır. Her bir sensör teker teker tanıtılmış, veri derleyici kart içerisinde hangi kanallara bağlandığı bu kısımda yazılıma aktarılmıştır. Enkoderin bağlanmasında mikrometre yöntemi kullanılarak motorun ilgili silindirinin ÜÖN' sı bulunmuş ve bu noktaya göre enkoder sıfır noktasını tayin etmiştir. Basınç sensörü için ise sensörün teknik özelliklerine göre hassasiyetleri ve diğer bağlantı noktaları seçilmiştir.

Daha sonra sol araç sütunundaki sıraya göre proje ekranına geçilmiş bu kısımda çalışma isimlendirilerek tüm sensörler aktif hale getirilmiştir. Sonrasında yine sıralamaya bağlı olarak ölçüm ekranına geçilmiş ve motor çalıştırıldıktan sonra anlık olarak birçok parametre kontrol edilmiştir. Şekil 2.8’ de ölçüm ekranı görülmektedir.



Şekil 2.8. Yanma analiz sistemi ölçüm ekranı

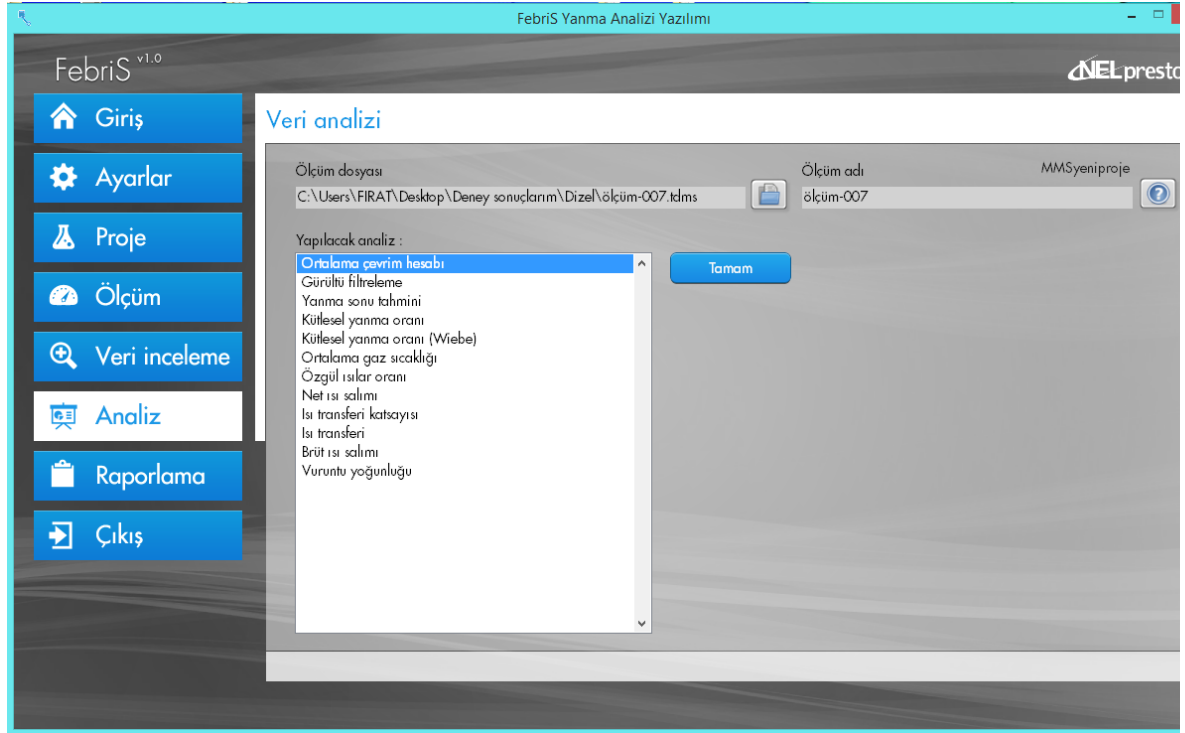
Görüldüğü gibi silindir hacmi (indikatör diyagramı) ve krank mili açısına bağlı olarak basınç değişimleri, ortalama indike ve ortalama efektif basınçlar, devir sayısı ve bazı güç değerleri sürekli çalışma şartlarında görülebilmektedir. Ölçümler yapılırken aynı anda bu ekrandan çevrim sayısına bağlı olarak kayıt yapılabilir. Bu şekilde motorun yüzlerce çevrimi kaydedilip çalışma esnasında oluşacak çevrim hatalarından bağımsız sonuçlar elde edilebilmektedir. Ölçüm işleminde birkaç yüz çevrime ait veriler kaydedildikten sonra verilerin detaylı incelenmesi için veri inceleme basamağına geçilir. Veri inceleme ara yüzü Şekil 2.9’ da gösterilmektedir.



Şekil 2.9. Yanma analiz sistemi veri inceleme ekranı

Kaydedilen ölçüm dosyaları bu kısma yüklenerek farklı parametrelerin birbirine göre olan değişimi bu kısımda grafiksel olarak çizdirilip detaylı olarak incelenir. Daha sonra uygun veriler raporlama kısmında farklı dosya uzantılarında hem grafiksel hem de değerler şeklinde raporlanıp çalışma sonlandırılır.

Elde edilen veriler sadece ölçümlerle sınırlı değildir. Yazılımın analiz kısmında ölçülen değerlere bağlı birçok parametre ayrıca analitik yöntemlerle hesaplanabilir. Bu değerler, yazılımın içinde mevcut olan denklemler yardımıyla motora ait bazı temel özelliklerin girilmesiyle istenilen diğer parametreler hesaplanabilir. Analiz ekranı ve hesaplanabilen diğer veriler Şekil 2.10’ da gösterilmiştir. Görüldüğü gibi ortalama çevrim hesabı yapılarak hatalı çevrimler varsa belirlenir ve bu çevrimlerin hata payına göre etkisi hesaplanır. Daha sonra sinyal gürültüleri farklı yöntemler yardımıyla filtrelenebilir. Sonrasında ise yanmanın başladığı açığa göre literatürde kullanılan analitik ifadelerle yanma sonu tahmini yaklaşık olarak yapılır.



Şekil 2.10. Yanma analiz sisteminde hesaplanabilen parametreler

FebriS yanma analizi yazılımı, kütleli yanma oranını 2 farklı yöntemle hesaplayabilmektedir. Yöntemlerden biri Rassweiler ve Withrow[94]'un çalışmaları sonucu geliştirdiği yöntemdir. Bir diğer yöntem, Wiebe fonksiyonu olarak bilinen fonksiyondur[95]. Özgül ısılar oranı Brunt[96]'un deneysel çalışmalarına dayanılarak, ortalama gaz sıcaklığına bağlı olarak hesaplanmıştır. Yanma sırasında, silindir içindeki gazlar bağlamında gerçekleşen ısı salınımı silindir içi basıncı ve hacmi kullanılarak hesaplanmıştır [97]. Bu yaklaşımla da net ısı salınımlarının hesabı yapılmıştır. Isı transferi katsayısını bulmak amacıyla birçok çalışma yapılmıştır. Bunlardan en çok kullanılanları Woschni, Hohenberg ve Annand'ın deneysel çalışmaları sonucunda geliştirdikleri yöntemlerdir[98-100]. Bu yöntemler ısı transferi katsayısı ve ısı transfer miktarının hesaplanması için kullanılmıştır. Bunların yanında brüt ısı salınımları ve tahmini bir vuruntu yoğunluğu da hesaplanabilmektedir. Tüm bu hesaplamalar yine raporlama kısmında farklı özelliklerde grafik ya da değerler cinsinden raporlanabilir.

2.2. Sayısal Yöntem

2.2.1. Yönetici Denklemler

Bu tez kapsamında, bir içten yanmalı motorun detaylı analizlerinin yapılması ve geliştirilmesi ve sağlam önerilerin tespiti için en önemli kısım püskürtme oluşumu ve dağılımının tamamen açıklanabilmesidir. Püskürtme akışı, fiziksel olarak sıvı-gaz çift fazlı akışları kapsamında incelenmektedir. Püskürtme yapısını etkileyen, nozul geometrisi, basınç, Weber sayısı ve akışkan cinsi gibi birçok parametre bulunmaktadır. Çalışmada, püskürtme akışında, hız, basınç ve sıcaklık değerlerinin bulunabilmesi için, gerçek motor işletme şartlarında, türbülanslı akış rejiminde zamana bağlı olarak yazılan aşağıdaki denklemlerin çözümü yapılacaktır. Bu denklemler genel denklemler olup ilerleyen kısımlarda daha özel hesaplamalar anlatılacaktır. Akışı ve ısıyı yönetmek için kullanılan bu denklemler şöyle sıralanabilir.

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r V_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

r- Momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{V_\theta^2}{r} \right) = - \frac{\partial p}{\partial r} \\ + \mu \left(\frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial(r V_r)}{\partial r} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right) + \rho g_r \end{aligned} \quad (2.2)$$

θ - Momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial V_\theta}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{V_r V_\theta}{r} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) = - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \\ + \mu \left(\frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial(r V_\theta)}{\partial r} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right) + \rho g_\theta \end{aligned} \quad (2.3)$$

z- Momentum denklemi;

$$\rho \left(\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\partial V_z}{\partial r} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) + \rho g_z \quad (2.4)$$

Enerji Denklemi;

$$\rho c_p \left(u_r \frac{\partial T_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T_\theta}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial T_z}{\partial z} \right) = k \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T_z}{\partial z^2} \right) \quad (2.5)$$

2.2.2. Türbülans Modelleri

2.2.2.1. k-ε Türbülans Model

Yüksek hızlı akış modellemelerinde türbülans oluşumu oldukça önemlidir. İçten yanmalı motorlarda silindir içine alınan taze dolgu supap açıklıklarından geçerken yüksek hızlara ulaşır ve türbülanslı bir akış oluşmuş olur. Daha sonra supaplar kapanıp piston ÜÖN'ya doğru dönünce de bu durum devam eder. Bu esnada türbülanslı akışın modellenmesi ve türbülans özelliklerinin belirlenmesi için çözüm modellerine ihtiyaç duyulur. Bu çalışma kapsamında iki farklı türbülans model denenerek çözümler yapılmıştır. Bunlardan ilki k-ε türbülans modelidir. Model bir çok akış probleminde yaygın olarak kullanılmakla birlikte içten yanmalı motorlarda da tercih edilen bir türbülans modelidir. Modele ait denklemler aşağıda görülmektedir.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + Gk + Gb - \rho \varepsilon - Y_M \quad (2.6)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma \varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1s} \frac{\varepsilon}{k} (Gk + C_{3s} Gb) - C_{2s} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.7)$$

$$\mu t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.8)$$

k-ε türbülans modeline ait denklemler yukarıda görülmekle birlikte, denklemlerdeki $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve $C_{3\varepsilon}$ model sabitleridir. σ_k ve σ_ε sırasıyla k ve ε için türbülans Prandtl sayılarıdır. Çözümlerde model sabitleri için aşağıdaki değerler kullanılmıştır;

$$C_{1\varepsilon} = 1.44; C_{2\varepsilon} = 1.92; C_\mu = 0.09; \mu_k = 1.0; \sigma_\varepsilon = 1.3$$

2.2.2.2. k-zeta(ζ)-f Türbülans Model

Tez kapsamında değerlendirilen ikinci türbülans model k-ζ-f türbülans modelidir. İçten yanmalı motorlarda türbülans çözümlemeleri için literatürde sıklıkla tercih edilmesinin yanında AVL-FIRE yazılımı da yanma problemlerinin çözümünde daha çok bu modeli tercih etmektedir. Modele ait denklem takımları;

Türbülans viskozitesi;

$$\nu_t = C_\mu \zeta k T \quad (2.9)$$

Türbülans kinetik enerjisi;

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.10)$$

Türbülans kinetik enerjisi yayılım oranı;

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (2.11)$$

Hız ölçeği;

$$\frac{\partial \zeta}{\partial t} + U_j \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} = f - \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right] \quad (2.12)$$

Eliptik rahatlama faktörü;

$$L^2 \nabla^2 f - f = \frac{1}{T} \left(C_1 - 1 + C_2 \frac{P_k}{\varepsilon} \right) \left(\zeta - \frac{2}{3} \right) \quad (2.13)$$

Türbülans kinetik enerji üretimi;

$$P_k = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \quad (2.14)$$

$$P_k = \nu_t S^2 \quad (2.15)$$

Ortalama gerilme tensör modülü

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (2.16)$$

Türbülans zaman göstergesi;

$$T = \max \left[\min \left(\frac{k}{\varepsilon}, \frac{0.6}{\sqrt{6}C_\mu |S| \xi} \right), C_T \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \right] \quad (2.17)$$

Türbülans uzunluk göstergesi;

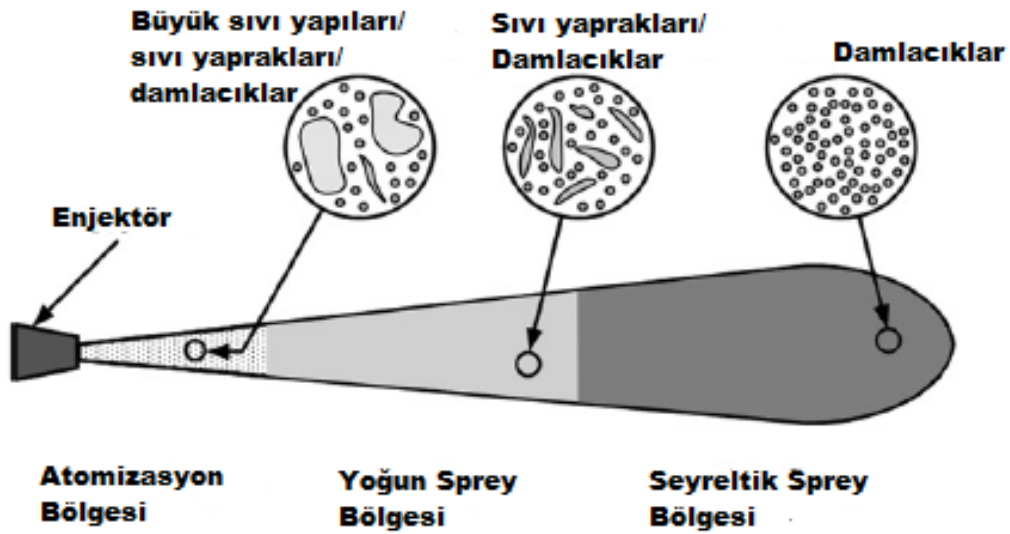
$$L = C_L \max \left[\min \left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon}, \frac{k^{1/2}}{\sqrt{6}C_\mu |S| \xi} \right), C_\eta \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \right] \quad (2.18)$$

Denklemlerde görüldüğü gibi türbülans oluşumu ve karakteristiklerine ait bir çok parametre k- ξ -f türbülans model yardımıyla detaylı olarak çözülmektedir. Modele ait sabitler aşağıdaki şekilde kullanılmaktadır.

$$C_\mu = 0.22, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3, \sigma_\xi = 1.2, C_{\varepsilon 1} = 1.4(1 + 0.012 / \xi), C_{\varepsilon 2} = 1.9, C_1 = 1.4 \\ C_2 = 0.65, C_T = 6, C_L = 0.36, C_\eta = 85$$

2.2.3. Püskürtme Modelleri

Çok fazlı akışların uygulandığı özel alanlardan biri içten yanmalı motorlarda olduğu gibi çoğunlukla sabit yada hareketli olarak bulunan gaz faz içine, bir enjektör vasıtasıyla sıvı fazın püskürtüldüğü durumlardır. Soğutma, sulama, temizle ve yakma sistemleri gibi bir çok alanda kullanılan püskürtme sistemleri özellikle püskürtmeli yanma sistemleri ve bunların en yaygın durumu olan içten yanmalı motorlarda kullanımı önemlidir. Çok fazlı akış uygulamalarının basit örneği olan püskürtme sistemleri, bir enjektörden çıkan sıvı fazın gaz fazı içerisinde dağılımıyla oluşmaktadır. Şekil 2.11’de sıvı püskürtmesinin basit bir şematik resmi verilmiştir. Şekil 2.11 (a)’ da görüldüğü gibi atomizasyon bölgesinde enjektörden çıkan sıvı jeti daha çok büyük sıvı yapıları şeklindedir. Fakat gaz fazı içinde ayrılma başlamış sıvı yaprakları ve damlacıklar oluşmaya başlamıştır. Yoğun spray bölgesinde etkisi azalsa da hala sıvı hacim oranı yüksektir. Seyreltik spray bölgesinde ise güçlü bir türbülanslı gaz akımı etkisi vardır ve daha çok küresel yapıda damlacıklar oluşmuştur.



a)

Bu püskürtmenin atomizasyon süreci ise bu yazılımlar tarafından alt modeller kullanılarak incelenmektedir. Bu şekilde damlacık-gaz momentum değişimleri, türbülans dağılımları, damlacık buharlaşması, ikincil dağılım, damlacıkların çarpışması ve damlacık-duvar etkileşimleri çok farklı analiz türleri için incelenebilmektedir. Damlacıklar, gaz fazında diferansiyel denklemleri çözmek için kullanılan hesaplamalı ağ yaklaşımıyla Lagrangian yoluyla izlenir. Gaz ve sıvı faz arasındaki hesaplamalar yapılırken iki yönlü etkileşimler dikkate alınır. Sürekli faz içindeki dağılık fazın etkisi önce ihmal edilebilir, bu şekilde önce gaz fazı için çözüm yapılır sonra ise damlacıklar simüle edilir. Püskürtme modellenmesi yaklaşımları olarak çok fazlı akışların çözüm yaklaşımlarının tamamı kullanılabilir. Fakat çözüm uygunluğu, fazlar arası kütle oranları, çözümün yapılacağı model ve kullanılan faz cinsleri gibi parametreler model seçiminde önemli rol oynamaktadır. Bu çalışma kapsamında daha çok içten yanmalı motorlarda ve yakma sistemlerinde püskürtme davranışları ele alındığı için bu modele uygun püskürtme modeli üzerinde durulacaktır. İçten yanmalı motorlarda püskürtme davranışlarının modellenmesi yapılan literatür araştırmasında açıkça görüleceği gibi Lagrangian model üzerinde yoğunlaşmıştır. Bu model ve bu modelin alt modelleri ile püskürtme daha uygun şekilde modellenmektedir. Bu bölümde alt modeller ve matematiksel çözüme yer verilecektir.

2.2.3.1. Püskürtme Analizi alt modelleri

Püskürtme davranışlarının incelenmesi ve püskürtme dinamiğinin çözümü için birçok parametre önem arz etmektedir. Bunlar püskürtme dağılmasından, buharlaşmasına, ısı ve kütle geçişinden parçacığın yüzeyle etkileşimine kadar farklı durumları içerir. Bu parametrelerin doğru çözümü yanma sürecinin modellenmesi ve emisyon oluşumunu da doğrudan etkilemektedir. Detaylı alt modellere geçmeden önce bazı diferansiyel denklemleri göz önünde bulundurmak gerekmektedir.

Momentum;

$$m_d \frac{du_{id}}{dt} = F_{idr} + F_{ig} + F_{ip} + F_{ivm} + F_{ib} \quad (2.19)$$

Burada F_{idr} sürtünme kuvvetidir.

$$F_{idr} = D_p \cdot u_{irel} \quad (2.20)$$

D_p sürtünme fonksiyonu olmak üzere;

$$D_p = \frac{1}{2} \rho_g A_d C_D |u_{rel}| \quad (2.21)$$

şekinde ifade edilir.

C_D sürtünme katsayısı olup damlacığın Reynolds Sayısına bağlı olarak değişir. A_d ise parçacığın kesit alanı olarak ifade edilir. Sürtünme katsayısının hesabı için birçok yöntem kullanılmakla birlikte AVL FIRE aşağıdaki görülen Schiller ve Naumann [104] tarafından geliştirilen formülü kullanılır.

$$C_D = \left\{ \frac{24}{Re_d C_p} (1 + 0.15 Re_d^{0.687}), Re_d < 10^3 \right\} \quad (2.22)$$

$$C_D = \left\{ \frac{0.44}{C_p}, Re_d \geq 10^3 \right\} \quad (2.23)$$

Renolds sayısı hacim akışkan viskozitesine bağlı olarak aşağıdaki şekil de ifade edilir.

$$Re_d = \frac{\rho_g |u_{rel}| D_d}{\mu_g} \quad (2.24)$$

Hesaplamalarda kullanılan C_p Cunningham doğrulama faktörüdür ve Knudsen sayısına bağlı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$C_p = 1 + Kn_p (2.492 + 0.84 e^{\frac{-1.74}{Kn_p}}) \quad (2.25)$$

Ana denkleme dönecek olursak;

F_{ig} ise yerçekimi ve kaldırma kuvvetlerini ifade eder ve aşağıdaki gibi formüle edilir.

$$F_{ig} = V_p (\rho_p - \rho_g) g_i \quad (2.26)$$

F_{ip} basınç kuvvetini ifade eder ve aşağıdaki şekilde gösterilir.

$$F_{ip} = -V_p \nabla p \quad (2.27)$$

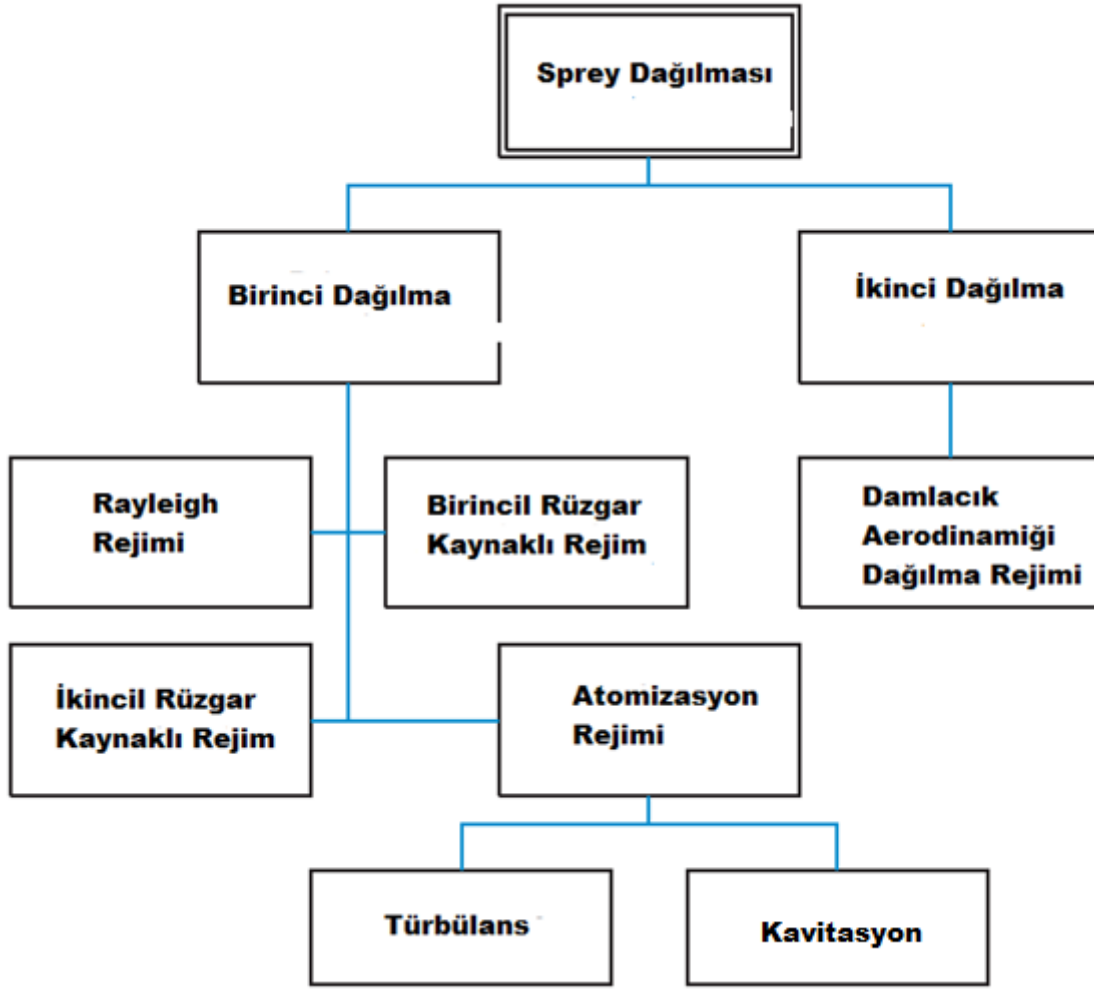
F_{ivm} ise hızları hacim akışkan içinde artan ve azalan parçacık veya baloncukların ataletini ifade eder. Ve sonuç olarak denkleme ilave bir terimle ekleme yapılmış olur.

$$\vec{F}_a = -\frac{1}{2} m_f \left(\frac{d \vec{v}}{dt} - \frac{D \vec{u}}{Dt} \right) \quad (2.28)$$

Son olarak F_{ib} ise diğer kuvvetleri özetler. Bunlar sanal kütle kuvvetleri, manyetik kuvvetler ve elastostatik kuvvetler olabilir.

2.2.4. Dağılma (Break up) Modelleri

Sıvı jetlerinin dağılması temel anlamda iki mekanizma halinde gerçekleşmektedir. Bunlardan birincisi güçlü bir sıvı jetten parçacıklar halinde damlacıkların ayrılmasıdır. Bu durum ilk dağılma (Primary break-up) olarak adlandırılır. Bu mekanizma da damlacık sayısı, boyutu, sıvı jetin ilerlemesi ve dağılması incelenmektedir. İkinci mekanizma da ise dağılmış küçük gruplar içindeki damlacıklar incelenmektedir. Damlacık büyüklüğü bu dağılma için çok önemlidir ve karakteristik bir büyüklüktür. Aslında her iki mekanizmada sıvı ilerlemesi ve damlacık özellikleri, sıvının kendi özellikleri ve etrafındaki gazın özelliklerine bağlıdır. Sıvı ve gaz fazı arasındaki hız da bu dağılmada etkilidir. Yakıt enjeksiyon sistemlerinde birinci dağılma mekanizması çok önemlidir. Çünkü birinci dağılma mekanizması sıvı jetten damlacıkların ayrılmasını inceler, bu şekilde ayrılan damlacıkların özellikleri belirlenir ve bu durum buharlaşma gibi ileri adımlarda kullanılır. Dolayısıyla birinci dağılma, ikinci dağılma mekanizmasının da temelini oluşturur. Ancak bu birincil dağılmayı hem deneysel hem de sayısal olarak analiz etmek oldukça zordur. Dolayısıyla yapılan çalışmalar daha çok sayısal niteliktedir ve uygulanan modeller daha çok birinci dağılma mekanizmasını irdeler. Şekil 2.12' de dağılma mekanizmalarının genel bir şeması görülmektedir.



Şekil 2.12. Dağılma rejimleri [105].

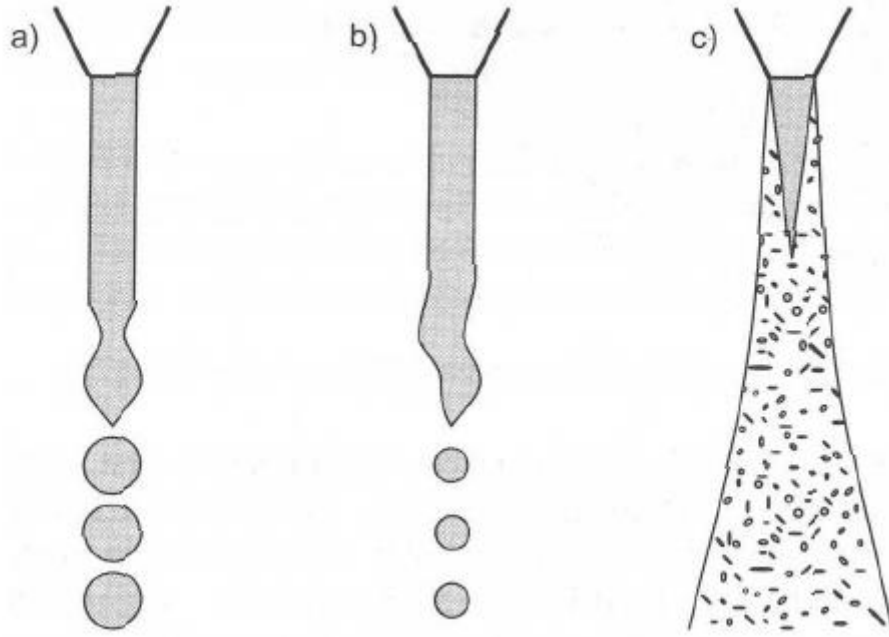
Birinci dağılma rejimi kendi arasında dört ana gruba ayrılır: Rayleigh rejimi, birinci ve ikinci rüzgar kaynaklı rejim ve atomizasyon rejimi. Bu rejimler püskürtme çaplarının damlacık çapına göre büyüklüğü ve jet uzama miktarına göre belirlenmektedir. Rejim ayrımlarında Weber ve Reynolds sayılarının etkili olduğu görülür.

$$We = \frac{u^2 D \rho}{\sigma} \quad (2.29)$$

$$Re = \frac{uD\rho}{\mu} \quad (2.30)$$

Burada u hız, D nozul çapı, ρ yoğunluk ve σ yüzey gerilmesidir. Weber sayısı (We) atalet kuvvetlerinin yüzey gerilimi ne oranı olarak ifade edilir.

Püskürtme modellerinde oldukça önemli bir parametre olup, akışkan özellikleri, püskürtme çapı, püskürtme hızı ve sıvının yüzey gerilimine bağlı olarak damlacıkların oluşumunu ve şeklini belirlemektedir. Reynolds sayısı (Re) ise atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranıdır. Püskürtme modellerinde özellikler türbülanslı bölgelerin belirlenip incelenmesinde kullanılmaktadır.

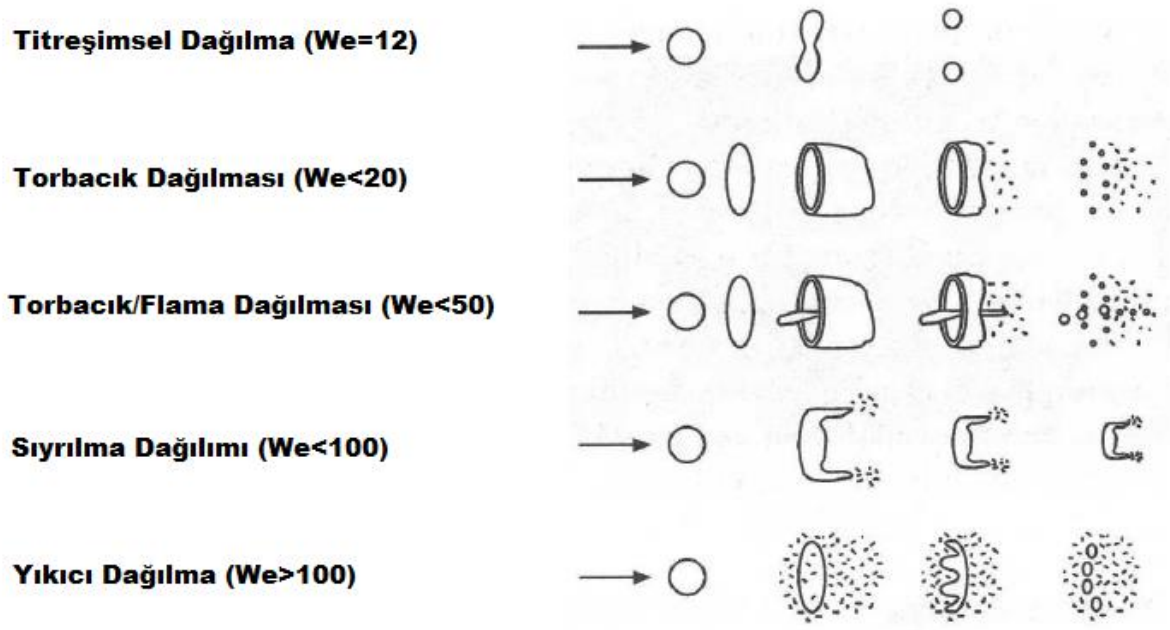


Şekil 2.13. Birinci dağılma rejimleri a) Rayleigh rejim, b) Rüzgar kaynaklı rejimler, c) Atomizasyon rejimi [106].

İkinci dağılma modeli ise Weber sayısı değişimine bağlı olarak damlacık aerodinamik özelliklerini incelemektedir. Bu durum için Weber sayısında nozul çapının (D) yerini bir önceki damlacık çapı (d) alır.

$$We = \frac{u^2 d \rho}{\sigma} \quad (2.31)$$

Azalan damlacık çapları yüzey gerilmesinin yükseldiğini gösterir. Buda kritik bağlı hızı yükseltmektedir. Bu durum için kullanılan Weber denklemi ikinci dağılım için rejim geçişlerini göstermektedir. Bu değişim Şekil 2.14’de görülmektedir.



Şekil 2.14. Weber sayısına bağlı olarak damlacık dağılımları[107, 108].

AVL-FIRE yazılımı ayrılma modeli olarak bir çok modeli kullanmakta olup bunlara farklı korelasyonlar ekleyerek kullanım yerlerini artırmaktadır. Dağılıma modellerinin hassas olarak uygulanmasında seçilen yöntem oldukça önemlidir. AVL-FIRE yazılımı birinci ve ikinci dağılımları yoğun olarak birlikte incelemektedir ve dağılıma modeli olarak farklı araştırmacılar tarafından gerilmiş modelleri, probleme uygun olarak önermektedir. Kullanılan modeller;

- CHU BREAK-UP (CHU) Model
- WAVE Standard Model
- WAVE Child Break-up Model
- TAB Model
- FIPA Model
- Huh-Gosman Model
- KH-RT Model

şeklinde sıralanabilir. Bunlar arasında sıklıkla kullanılan modeller olmakla birlikte daha çok WAVE ve KH-RT modeller tercih edilmektedir. Model Rayleigh rejimine daha uygun olup farklı korelasyonlarla birlikte dizel püskürtmeye uyarlanabilmektedir. Farklı seri açılımlarıyla oluşturulmuş yöntemlere genel bir bakış Tablo 2.2’ de görülmektedir.

Tablo 2.2. Dağılma modellerine genel bakış [103].		
	Karakteristik Dağılma Zamanı	Kararlı Damlacık Yarıçapı
CHU (C.C.Chu) Phd Thesis, Wisconsin	-----	$r_{stable} = \frac{2.We_{erit} \cdot \sigma}{\rho_g \cdot W^2}$
GM (Reitz ve Diwakar) SAE 870598	Torbacık $t_1 = C_1 \cdot \left[\frac{\rho_l r^s}{2\sigma} \right]^{1/2}$ Sıyırılma $t_2 = C_2 \cdot \frac{r}{W} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{1/2}$	Torbacık $r_{stable} = \frac{6 \cdot \sigma}{\rho_g \cdot W^2}$ Sıyırılma $r_{stable} = \frac{\sigma^2}{2 \cdot \rho_g^2 \cdot W^8 \cdot v}$
Wave (Reitz) SAE 930072	Genel $\tau = \frac{3.726 \cdot C_2 \cdot r}{\Lambda \Omega}$ Düşük Weber sayıları $t_1 = 0.398 \cdot C_2 \cdot \left[\frac{\rho_l r^8}{\sigma} \right]^{1/2}$ Yüksek Weber sayıları $t_2 = C_2 \cdot \frac{r}{W} \cdot \left[\frac{\rho_l}{\rho_g} \right]^{1/2}$	Rayleigh $r_{stable} = \min \left(\left(3\pi \cdot r^2 U / 2\Omega \right)^{0.33}, \left(3r^2 \Lambda / 4 \right)^{0.33} \right)$ Sıyırılma $r_{stable} = C_1 \cdot \Lambda$ Sürtünmesiz durumlar için sıyırılma rejimi $r_{stable} = \frac{5.98 \cdot \sigma}{\rho_g \cdot W^2}$
Tab (O'Rourke ve Amsden) SAE872089	Sıvı viskozitesi ihmal edilirse Torbacık $t_1 = \pi \cdot \left[\frac{\rho_l r^s}{8 \cdot \sigma} \right]^{1/2}$ Sıyırılma $t_2 = \sqrt{3} \cdot \frac{r}{W} \cdot \left[\frac{\rho_l}{\rho_g} \right]^{1/2}$	$\frac{r}{r_{stable}} = 1 + \frac{8K}{20} + \frac{\rho_l \cdot r^3}{\sigma} \cdot y^2 \left(\frac{6K - 5}{120} \right)$ K=10/3 Torbacık (Sürtünmesiz) $\frac{r}{r_{stable}} = \frac{7}{3}$ Sıyırılma(Sürtünmesiz) $r_{stable} = \frac{6 \cdot \sigma}{\rho_g \cdot W^2}$

2.2.5. Buharlaşma

Püskürtmeden sonra bir damlacığın ısınması ve buharlaşması aşamalarını inceleyen birkaç model bulunmaktadır. Bu modeller buharlaşma alt modeli kapsamında toplanmıştır. Buharlaşma hem ısı transferinin hem de kütle transferinin birlikte gerçekleştiği bir süreçtir. Kullanılan modeller kapsamında ısı ve kütle transferi katsayıları, fiziksel modeller ve deneysel veriler ile belirlenmektedir. Araştırmacılar püskürtme modelleri arasında buharlaşma modelinin incelenmesine oldukça önem vermekte bu konuda çalışmaları yoğunlaştırmaktadır [109,110]. Çünkü püskürtülen damlacığın buharlaşması birçok sistem için amaç olarak görülmektedir. İçten yanmalı motorlardaki yanma sürecinde de yanmanın hemen ön adımıdır ve püskürtülen yakıtın buharlaşması istenmektedir. Aşağıda sunulan yöntemler en çok kabul gören yöntemlerdir.

2.2.5.1. Isı ve Kütle Transferi Benzeşimi

Bu yaklaşımda incelenen ısı ve kütle transferi işlemleri Dukowicz [111] tarafından elde edilen bir modele göre düzenlenmiştir. Kullanım olarak tercih edilen yaygın model olup temelde şu varsayımlara dayanır.

- Küresel simetri
- Damlacık etrafında sanki kararlı bir gaz filmi
- Damla çapı boyunca üniform sıcaklık
- Çevreleyen ortamın üniform fiziksel özellikleri
- Damlacık yüzeyinde sıvı -buhar termal dengesi

Üniform damlacık sıcaklığının varsayımı ile, damlacık sıcaklık değişim oranı enerji dengesi denklemi ile belirlenir. Bu yaklaşımla;

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = L \frac{dm_d}{dt} + Q \quad (2.32)$$

Gazdan damlacık yüzeyine verilen taşınım ısı akısıyla Q;

$$Q = \alpha A_s (T_\infty - T_s) \quad (2.33)$$

Burada α ısı taşınım katsayısı A_s ise damlacık yüzey alanıdır.

Bu modelde yoğuşmayan gaz fazı içinde damlacıkların buharlaştığı düşünülmektedir. Bu yüzden her bir bileşen farklı türlerin karışımından oluşur olsa bile, buhar ve yoğuşmayan gaz iki bileşenli bir sistem oluştururlar. Yerel yüzey ısı akısı (q_s) ve buhar kütle akısı (f_{vs}) üniform damlacık yüzey şartları için birlikte incelenir ve kütle akısını yöneten denklemler aşağıdaki gibi yazılır;

$$\frac{dm_d}{dt} = Q \frac{f_{vs}}{q_s} \quad (2.34)$$

daha sonra damlacık için enerji denklemi ifade edilir,

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = Q \left(1 + L \frac{f_{vs}}{q_s} \right) \quad (2.35)$$

Bu denklemler damlacığın kütle değişimini, değişen damlacık çapı ve sıcaklığını tanımlar. Kütle akısının ısı akısına oranı bu denklemlerde yazıldığından dışında aşağıdaki gibide tanımlanabilir.

$$\frac{f_{vs}}{q_s} = \frac{\rho \beta}{k} \left(\frac{1}{1 - Y_{vs}} \right) \frac{\nabla_s Y_v}{\nabla_s T} \quad (2.36)$$

$\frac{\nabla_s Y_v}{\nabla_s T}$ oranına bağlı olarak ısı ve kütle transferinin diferansiyel denklemlerinin ve sınır şartlarının benzer şekilde belirlenmesi sağlanır ve sonuç olarak;

$$\frac{\nabla_s Y_v}{\nabla_s T} = \frac{c_p}{Le \left[\frac{h_\infty - h_s}{Y_{v\infty} - Y_{vs}} - h_{vs} + h_{gs} \right]} \quad (2.37)$$

Lewis sayısı $Le = \rho c_p D / \lambda$ olarak tanımlanır. $Le=1$ olduğu varsayılırsa akı oranı son şekliyle aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{f_{vs}}{q_s} = \frac{-B_y}{h_\infty - h_s - (h_{vs} - h_{gs})(Y_{v\infty} - Y_{vs})} \quad (2.38)$$

Burada B_y , kütle transfer sayısı olarak

$$B_y = \frac{Y_{vs} - Y_{v\infty}}{1 - Y_{vs}} \quad (2.39)$$

şeklinde yazılır.

Isı taşınım katsayısı ile Nusselt sayısı değiştirilirse gazdan damlacık yüzeyine verilen taşınım ısı akısı;

$$Q = D_d \pi \lambda Nu (T_\infty - T_s) \quad (2.40)$$

şeklinde küresel damlacıklar için ısı akısı denklemi elde edilebilir.

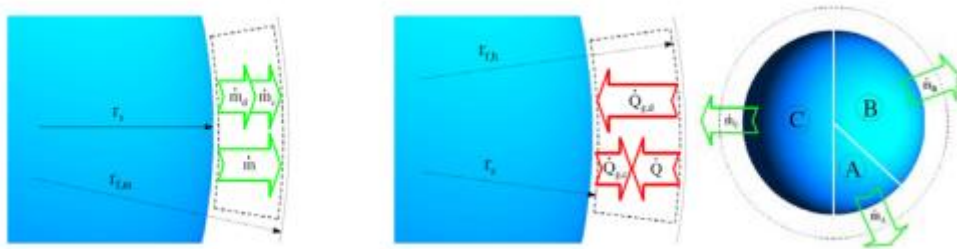
Nusselt sayısı aşağıdaki ilişki ile elde edilmektedir. Bu denklem farklı araştırmacılar tarafından doğrulanmıştır [112,113].

$$Nu = 2 + 0.6 Re_d^{1/2} Pr^{1/3} \quad (2.41)$$

2.2.5.2. Çok Bileşenli Buharlaşma Modeli

Bu model temel olarak Abramzon & Sirignano modelinin Breen ve arkadaşları tarafından geliştirilmesiyle ortaya çıkmıştır [114]. Tek bileşenli buharlaşma modellerinden temel farkı kütle transferinin her bir bileşen için ayrı ayrı hesaplanmasıdır. Sonuç olarak bütün bileşenler toplanarak toplam kütle transferi hesaplanır. N bileşen sayısı olmak üzere i her bir bileşeni ifade eder.

$$\dot{m} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \quad (2.42)$$



Şekil 2.15. Çok bileşenli damlacık için ısı ve kütle transferi [115].

Damlacık içindeki bileşenlerin homojen olduğu varsayılarak çalışan bu model yüksek sıvı kütle difüzyonu ve ortalama buharlaşma hızları için uygundur. Tek bileşen için düzeltme faktörleri kullanılarak çok bileşenli durum hesaplanır. Hangi bileşen için çalışılacaksa o bileşenin termofiziksel özellikleri kullanılır. Denklemlerde Sh_i^* düzeltilmiş Sherwood sayısını Sh_{0i} ise standart Sherwood sayısını göstermektedir.

$$m_i = \pi \bar{\rho}_g \bar{\beta}_{gi} D_d Sh_i^* \ln(1 + B_{yi}) \quad (2.43)$$

Spalding sayısı her bir bileşen için aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$B_{yi} = \frac{Y_{is} - Y_{i\infty}}{1 - Y_{is}} \quad (2.44)$$

Son olarak damlacıktan aktarılan ısı aşağıdaki denklem yardımıyla belirlenir.

$$\dot{Q}_s = \dot{m} \left(\frac{\bar{c}_{pF} (T_\infty - T_s)}{B_T} - \bar{L}(T_s) \right) \quad (2.45)$$

Yukarıda yakıt damlacıklarının buharlaşması için kullanılan modellerden ısı ve kütle transferi benzeşimi modeli ve çok bileşenli buharlaşma modeli detaylı olarak anlatılarak, çözüm de kullanılan denklemler açıkça verilmiştir. Araştırmalarda farklı tip sıvıların farklı gaz ortamları içinde buharlaşması için farklı yöntemler kullanılmıştır. Bu tez kapsamında da ısı ve kütle transferi benzeşimi kullanılmıştır. Çünkü benzer yanma çalışmalarında önerilen modeller arasından en verimli çalışan model olarak tespit edilmiştir. Ayrıca alternatif yakıt çalışmalarında çok bileşenli buharlaşma modeli tercih edilerek daha hassas çözüm yapılmıştır. AVL-FIRE bu yöntemlerden aşağıda sıralananlar için çözüm yapmaya müsaade eder.

- Spalding, KIVA II Model
- Abramzon and Sirignano Model
- SCR Evaporation Model Including Urea Thermolysis
- Frolov Model of Drop Heating and Evaporation Model
- Frolov Drop Evaporation Model Correction Factors
- Flash Boiling Model
- Heterogeneous Chemical Reactions Model

2.2.6. Türbülans Dağılımı

Bir partikül akış alanı içerisinde geçerken çalkantılı akış alanı içerisinde geçmektedir ve bu alanlardan etkilenmektedir. Her etkileşim partikülü saptırmaktadır. Akış alanı için seçilen ayrıntılı türbülans modeli spray parçacıklarının türbülans yapılarını çözmeyebilir. Bu yüzden yeni türbülans eklentileri kullanılır. Anlık gaz hızı, sıvı hızı ve türbülans kinetik enerjisi hesaplanır. Aynı zamanda akış alanı içinde hesaplanır. AVL-FIRE bu türbülans dağılımı için temel olarak iki model kullanmaktadır.

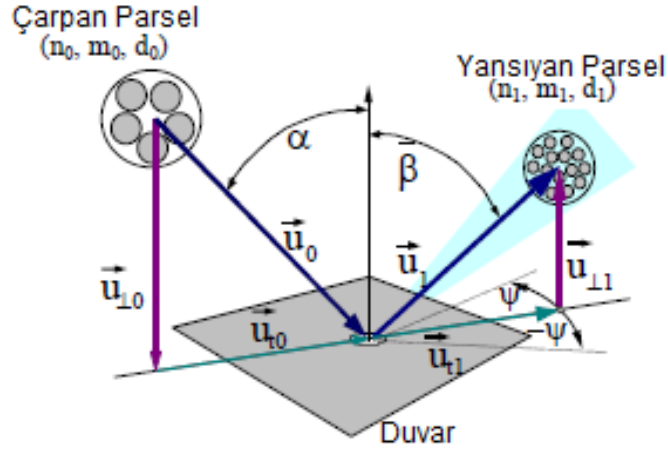
Bunlar,

- Enable Model
- O'Rourke Model

modelleridir ve parçacık için türbülans etkilerini modellemeye çalışırlar[103].

2.2.7. Duvar Etkileşimi Modeli

Bu model dizel ve benzinli motorlar başta olmak üzere püskürtme modeli kullanılan çalışmalarda oldukça önemlidir. Özellikle küçük stroklu dizel motorlarında enjektör ile piston çanağı arasındaki mesafe oldukça düşüktür. Dolayısıyla yakıt buharlaşmadan yada atomize olmadan duvarla etkileşime girmektedir. Benzinli motorlarda da yakıt bulutunun buji bölgesine yönlendirilmesi için duvar etkileri kullanılmaktadır. Fakat duvar bölgesinde yanmamış yakıt ciddi HC emisyonlarına ve kurum oluşumuna sebep olmaktadır. Duvar etkileşimleri damlacık hızı, damlacık çapı gibi damlacık özelliklerin yanında yüzey pürüzlülüğü ve duvar sıcaklığı gibi özelliklere de bağlıdır. Düşük hızlarda duvara yapışan damlacıkların oluşumu yada yüksek hızlarda buhar filmi altında sıkışma meydana gelebilir. Bu olumsuzlukların çözümü için duvar etkileşimlerinde farklı çözümler kullanılır. Bu yaklaşıma göre duvara çarpan damlacık küçük bir açıyla duvardan uzaklaşır ve daha küçük damlacıklara bölünür.



Şekil 2.16. Damlacık duvar etkileşimi [103].

İkinci durumda bir duvar filmi modeli kullanılır ve belirli kriterlere göre kütle sıçraması uygulanır. Son olarak ise duvar filmi modeli ile duvar etkileşim modeli birlikte kullanılır. Böylece sıçrayan kütle daha sonra duvar etkileşim modeli ile incelenir. Bu modellerin kullanıldığı farklı yaklaşımlar aşağıdaki gibi sıralanabilir [103]. Bunlar arasında en etkili model Walljet modelidir. Gerek literatür araştırmasında gerekse kullanılan programın altı yapısında önerilen bu model bu çalışma kapsamında da kullanılmaktadır.

- Walljet0/Walljet1/Walljet2 Model
- Mundo Tropea Sommerfeld Model
- Bai and Gosman Model
- O'Rourke and Amsden Model
- Kuhnke/Wruck Wall Interaction and Wall Heat Transfer Model
- Maichle and Weigand Model

2.2.8. Yanma

2.2.8.1. Coherent Flame Model (CFM)

Püskürtme modeli tam anlamıyla çözülüp sonuçlar elde edildikten sonra silindir içi hava yakıt karışımının sıcaklık etkisiyle buharlaşması ve yanma denklemleri, literatürde kabul görmüş modellere göre çözülecektir. Yanma modeli olarak son dönemlerde sıklıkla kullanılan ve çok güçlü kabul gören “Coherent Flame Model” kullanılacaktır. Kullanılan modele göre elde edilen yanma sonuçları gerek grafiksel olarak gerekse eş eğriler ve konturlar olarak elde edilecektir. Kullanılan yanma modeli yanmış ve yanmamış gazların temel özelliklerine göre hesap yapmaktadır. Taze dolgudaki yakıt yoğunluğu, yanmamış gaz yoğunluğu ve yanmamış karışımındaki yakıt kütle oranına göre diğer yanma parametreleri aşağıdaki temel eşitlikle belirlenmektedir[103].

$$\overline{\rho r_{fu}} = -\omega_L \Sigma \quad (2.46)$$

$$\rho_{fu,fr} = \rho_{fr} \mathcal{Y}_{fu,fr} \quad (2.47)$$

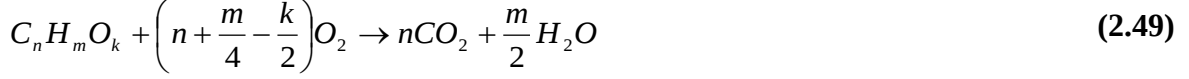
$$\omega_L = \rho_{fu,fr} S_L \quad (2.48)$$

2.2.8.2. Extended Coherent Flame Model (ECFM)

Yanma sürecinin hesaplanmasını sağlayan CFM, yanma modeli olarak genel bir çerçeve sunmaktadır. Bu model farklı yakma durumları için geliştirilerek çeşitli alt modeller oluşturulmuştur. İçten yanmalı motorlar için, benzinli dizel, homojen dolgulu, ön ateşlemeli veya ön yanmalı sistemler için CFM modelin farklı alt modelleri kullanılır. Benzinli ve dizel motorların yanması için daha çok tercih edilen EFCM modelidir. Bu modelde püskürtme oluşumu, EGR ve NO oluşumları dahil olmak üzere bir ön hesaplamaya dayalı tabakalı bir model oluşturulmuştur. Model yanmış ve yanmamış gazların kütle oranlarına dayanarak çalışmaktadır[103].

2.2.8.2.1. Kimyasal Kinetik Reaksiyonlar

Türbülanslı yanma davranışları için bu model bir ortalama yakıt reaksiyon çözümü kullanır. Bu nedenle iki aşamalı bir kimyasal çözüm yöntemi kullanır. Aşağıdaki denklemlerde bu çözümler görülür.



Birinci denklem için reaksiyon oranı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\omega_{fu,1} = \omega_L \gamma \quad (2.51)$$

Burada gama eşdeğerlik oranına bağlıdır. İkinci denklem için karbon ve hidrojen atomları için sırasıyla aşağıdaki denklemler kullanılır.

$$\omega_{fu,2} = \omega_L (1 - \gamma) \quad (2.52)$$

$$\omega_i = \sum_{r=1}^2 \nu_{i,r} \omega_{fu,r} \quad (2.53)$$

2.2.8.2.2. Termodinamik Özellikler

CFM model yanmış ve yanmamış gazların oranlarını bilindik duruma getirmektedir. Bunu tamamlamak için hesaplanan her bir hücre için iki konsantrasyon hesabı yapmak gerekir. Bunlardan birisi yanmamış gaz konsantrasyonu diğeri ise yanmış gaz konsantrasyonudur. Bu sebeple iki ek transport denklemi daha tanımlanır. Püskürtmeli yanma uygulamalarında ise bir ek kaynak terimi S_{evap} denklemlere eklenir. Kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho y_{fu,fr}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j y_{fu,fr}) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_i} \frac{\partial y_{fu,fr}}{\partial x_j} \right) = S_{evap} \quad (2.54)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho y_{o_2,fr}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j y_{o_2,fr}) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_i} \frac{\partial y_{o_2,fr}}{\partial x_j} \right) = 0 \quad (2.55)$$

Bu transport denklemlerine ek olarak yanmamış gaz entalpisi de ek olarak çözülür. Denklem aşağıda görülmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_{fr}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j h_{fr}) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_i} \frac{\partial h_{fr}}{\partial x_j} \right) = \rho \epsilon + \frac{\rho}{\rho_{fr}} \frac{\partial p}{\partial t} + h_{evap} \quad (2.56)$$

Burada h_{evap} sıvı yakıtın buharlaşmasını gösteren kaynak terimidir.

2.2.8.2.3. Kirleticiler Modeli

Kompleks kimyasal düzenleyiciler, sıcaklık, basınç ve gaz birleşimleriyle doğrudan ilgilidir. Bunların doğru çözümü sonucunda kirleticilerin doğru bir şekilde belirlenmesi sağlanır. EFCM'ye göre hiçbir yakıt ilk durumunda yanmış gaz gibi değerlendirilmez ancak kimyasal reaksiyon oluşabilir. Yüksek sıcaklık bölgelerine bağlı olarak yanmış gaz fazları reaksiyonları hesaplanır. Aşağıdaki reaksiyonlar yanma modeline bağlı olarak yanmış gaz sıcaklıklarının hesaplanması için kullanılır [103].



Bu denge, mekanizmaya katılan türler arasında molar konsantrasyonları çözer. Bu konsantrasyonu çözmek için ek olarak dört denklem daha gereklidir. Bu denklemler C, H, O ve N için çözülür. Birinci eleman dengesi K_C formülü ile hesaplanır;

$$K_C^r = \exp\left(A_r \ln T_A + B_r / T_A + C_r + D_r T_A + E_r T_A^2\right) \quad (2.63)$$

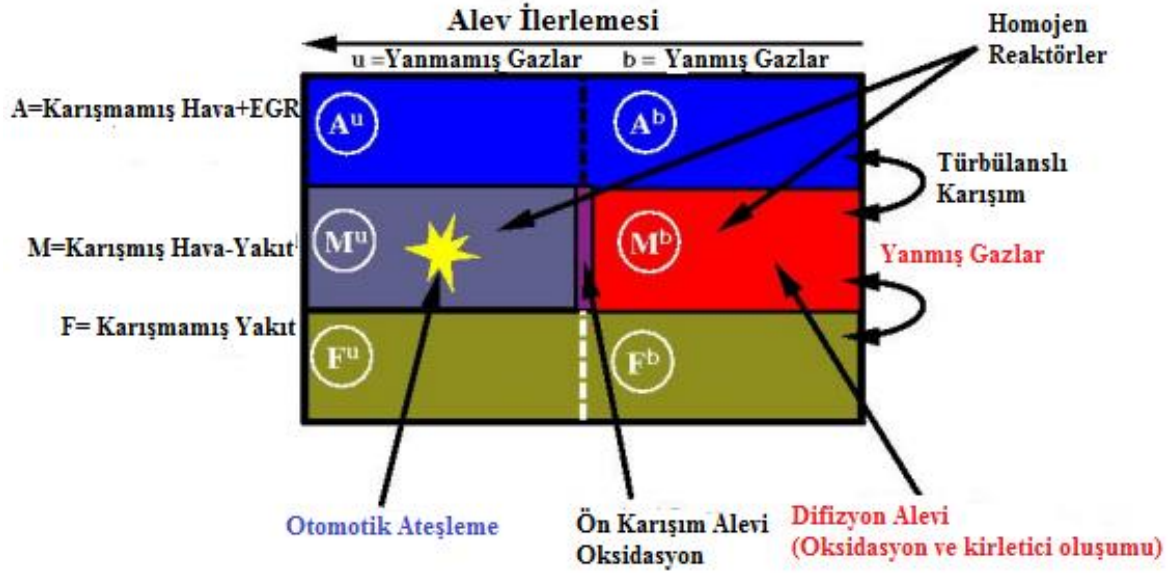
Burada $T_A = T/1000$ K ve A_r ve E_r her reaksiyon için sabitlerdir.

Daha sonra sistemin geriye kalan kısmı için korunum denklemleri azotu hesaplamak için çözülür. Sonra geriye kalan iki denklem ikişerli olarak birleştirilerek kübik denklemler elde edilir. Bu denklemler başlangıç değeri olarak önceki zaman adımı ve önceki konsantrasyon kullanılarak Newton-Rapson yöntemiyle çözülür. Son mekanizma aşağıda verildiği gibi klasik Zeldovic düzeni kullanarak NO oluşumunu hesaplar.



2.2.8.3. ECFM-3Z Model

Yukarıda anlatılan ECFM yanma modeli hem benzinli hem de dizel motorlar için kullanılmaktadır. ECFM-3Z model ise dizel motorların yanmasının çözümlenmesi için GSM (Groupement Scientifique Moteurs) konsorsiyumu tarafından özel olarak geliştirilmiştir. Bu yanma modeli alev yüzey yoğunluğu transport denklemleri ve karışım modelinin birlikte olduğu bir difüzyon yanma modeline dayanır. Model AVL-FIRE yazılımı tarafından kullanılmakla birlikte, ECFM modele kıyasla daha fazla kimyasal detay içerir. Dolayısıyla model otomatik ateşlemeli sistemlere oldukça uygundur. ECFM model üzerinde yapılan değişikliklerle birlikte bu model istenilen yanma çözümleri için rahatlıkla kullanılabilir.



Şekil 2.17. ECFM-3Z Modelin bölgeleri[103].

2.2.8.3.1. Genel Tür Denklemleri

ECFM-3Z model O_2 , N_2 , CO_2 , CO , H_2 , H_2O , O , H , N , OH ve NO gibi kimyasal türlerin ortalama miktarları için transport denklemler çözer. Ortalama miktarlar her bir hücre için hesaplanır ve yanmış gazlar içerisinde karışım bölgesi içindeki gerçek yanmış gazlar, yanmamış yakıt ve hava bulunur. Modele ait denklemler aşağıdaki gibi verilir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{y}_x}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{y}_x}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \tilde{y}_x}{\partial x_i} \right) = \dot{\omega}_x \quad (2.67)$$

Burada ω_x yanma için kaynak terimini y_x ise türler için kütle oranları ifade eder.

Bu durumda taze gazlar ve yanmış gazlar iki farklı denklemle hesaplanır. Denklemlerde u simgesi taze gazları, b simgesi ise yanmış gazları ifade eder.

$$\tilde{y}_{Fu}^u = \frac{\tilde{m}_{Fu}^u}{\bar{m}} = \frac{\bar{\rho}_{Fu}^u}{\bar{\rho}} \quad (2.68)$$

$$\tilde{y}_{Fu}^b = \frac{\tilde{m}_{Fu}^b}{\bar{m}} = \frac{\bar{\rho}_{Fu}^b}{\bar{\rho}} \quad (2.69)$$

Bir transport denklem kullanılarak yanmamış gazlar hesaplanabilir.

$$\frac{\partial \tilde{\rho} \tilde{y}_{Fu}^u}{\partial t} + \frac{\partial \tilde{\rho} \tilde{u}_i \tilde{y}_{Fu}^u}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \tilde{y}_{Fu}^u}{\partial x_i} \right) = \tilde{\rho} \tilde{S}_{Fu}^u + \tilde{\omega}_{Fu}^u \quad (2.70)$$

Denklemden kullanılan S taze gazlar içerisindeki yakıtın buharlaşmasını ifade eden kaynak terimidir. ECFM-3Z modelin alev ve kirlitici yapısı ise bu temel değişiklikler dışında yakındır. Bu şekilde dizel yanmasına daha uygun bir yanma modeli elde edilmiş olmaktadır.

ECFM-3Z model bu tez kapsamında kullanılması bakımından detaylı olarak anlatılmıştır. Model dizel motorların yanma davranışlarına uygun olarak geliştirilmesi bakımından özellikle dizel yanmasına yönelik çalışmalarda sıklıkla tercih edilmektedir. Bunun yanında daha önceden anlatılan CFM ve ECFM modeller de hem dizel hem de benzinli motorlarda yaygın olarak yanma davranışlarını incelemektedir. Dolayısıyla güçlü çözüm alt yapısıyla yanma sonuçlarını daha doğru hesaplayan bu yöntemin bu tez kapsamında da kullanımı uygun görülmüştür. Bu modelin dışında yanma modelleri geliştirilmiştir. Bunlarda çalışmanın tipine göre farklı noktalarda daha iyi sonuçlar verebilen modellerdir. Bu modeller aşağıdaki gibi sıralanabilir[103].

- Girdap Dağılıması Modeli (Eddy Breakup Model)
- Türbülanslı Alev Hızı Modeli (Turbulent Flame Speed Closure Model)
- PDF Model
- Karakteristik Zaman Ölçeği Modeli (Characteristic Timescale Model)
- Kararlı Yanma Modeli (Steady Combustion Model)

Bu modeller farklı denklemler ve sabitler kullanarak çalışırlar. Dolayısıyla yanma modeli seçerken önemli olan yakıcı, yakma, yakıt ve yanma sisteminin tipidir. İçten yanmalı motorlar için düşünülecek olursa benzinli motor yanması ile dizel motor yanması birbirinden farklı fiziksel mekanizmalar içermektedir. Dolayısıyla aynı yanma modelinin her iki durumda da doğru sonuç vermesi zor olmaktadır. O sebeple tez kapsamında yalnızca dizel motorlar için geliştirilen ECFM-3Z model kullanılarak bu sıkıntı ortadan kaldırılmıştır. Ayrıca bu modelin içinde kirlitici oluşum modeli içerdiği de göz ardı edilmemelidir. İlerde anlatılacak olan emisyon oluşumları yanma modeline bağlı olarak çalışmalarını yapacaklardır.

2.2.9. Emisyon

2.2.9.1. NO Oluşumu

İçten yanmalı motorlarda sıkıştırılan gazlarla birlikte silindir içi basınç artar. Buna bağlı olarak daha önceden yanmış ve taze gazların sıcaklığı da yükselir. Bu yükselmeye bağlı olarak yanma sırasında alev cephesi önünde NO baskın bir kirletici olarak meydana gelir. NO oluşum mekanizması genel olarak genişletilmiş Zeldovich mekanizması (Extended Zeldovich) olarak anlatılır. AVL-FIRE yazılımı da NO emisyonlarının belirlenmesinde sıklıkla bu mekanizmayı kullanır.



Birinci reaksiyon, diğer reaksiyonlar ile karşılaştırıldığında sınırlama adım hızını temsil eder. Moleküler hava-azot üçlü bağı ayrıştırılması çok yüksek bir aktivasyon enerjisi yada sıcaklık gereklidir. Bu duruma göre, bu reaksiyon, yüksek sıcaklıklarda hızlıdır. Prensip olarak, bu termal nitrik oksit oluşumu temel olarak sadece beş kimyasal tür (O, H, OH, N ve O₂) tarafından değil, kullanılan yakıtta göre belirlenmektedir[116,117].

Yukarıdaki ilk iki reaksiyon(2.71,2.72) Zeldovich tarafından önerilmiş ve bu reaksiyonlara üçüncü denklem (2.73) sonradan eklenerek genişletilmiştir. Stokiyometrik ve zengin karışım durumlarında serbest nitrojen atomu, hidrojen atomlarıyla nitrik oksit şeklinde oksitlendiği denklem 2.73’de görülür.

Zengin yakıtlı yanma durumlarında üçüncü reaksiyon genellikle ihmal edilir. Oksijen, hidrojen ve nitrojen köklerinin NO oluşumu üzerine etkileri gösteren bu mekanizma genişletilmiş Zeldovich mekanizması olarak bilinir. Bu mekanizmada görülen her üç denklem de sıcaklığa doğrudan ve güçlü olarak bağlıdır. Bu reaksiyonlar üzerinden NO konsantrasyonu veya NO net oluşum oranı zamansal değişimi aşağıdaki denklemle verilir.

$$\frac{\partial c_{NO}}{\partial t} = k_{1f} c_O c_{N_2} + k_{2f} c_N c_{O_2} + k_{3f} c_N c_{OH} - k_{1b} c_{NO} c_N - k_{2b} c_{NO} c_O - k_{3b} c_{NO} c_H \quad (2.74)$$

Termal NO oluşumu, sıcaklığa, zamana ve oksijen yoğunluğa doğrudan bağlıdır. Birinci reaksiyonun çok yüksek bir aktivasyon enerjisi vardır ve genellikle termal NO oluşumunda oran-sınırlayıcı aşama olarak kabul edilir. Dolayısıyla N_2 'yi bölmek için yüksek aktivasyon enerjisine ihtiyaç vardır. Buna bağlı olarak NO oluşumu ancak 1800K'den büyük sıcaklıklarda anlamlıdır. AVL-FIRE yazılımı içerisinde NO oluşumu ECFM/ECFM3Z yanma modellerinin kirletici oluşumu kısmında verilen denklemlerle, yukarıda anlatılan modelin birleştirilmesiyle çözülür. Bu şekilde yanma modeline bağlı ve yanma özelliklerini taşıyan gerçekçi bir kirletici oluşum modeli kullanılmış olur.

Bunların dışında NO çözümü için, Extended Zeldovich + Kısmi Denge Modeli, Heywood Orjinal Model, Heywood + Radyasyon Model ve yakıta bağlı olarak bu modeller tabanında geliştirilmiş farklı çözüm modelleri bulunmaktadır.

2.2.9.2. İs (Soot) Oluşumu

2.2.9.2.1. Kinetik İs Modeli

Bu modelin temeli, kurum oluşumu ve oksidasyon hesaplanması için ayrıntılı bir kimyasal tepkime şemasından meydana gelir. İs oluşumu poliaromatik hidrokarbonlar, polyynes, is oluşumu öncü ikili mekanizması ve is tanecik büyüme yoğunlaşması gibi farklı mekanizmaların birleşimiyle tanımlanır [118-122]. Kurum oluşum sürecinin tam detaylı kinetik şeması, 1850 gaz fazı reaksiyonları, 186 tür ve farklı türde mikro heterojen parçacık topluluklarının katılımıyla 100 heterojen reaksiyon içermektedir. Bu reaksiyonlar farklı yakıt sınıfları ve özellikleri için AVL-FIRE yazılımı sayesinde çözülebilir. Modelin reaksiyon mekanizması tetradekan için örnek olarak aşağıda gösterilmiştir.



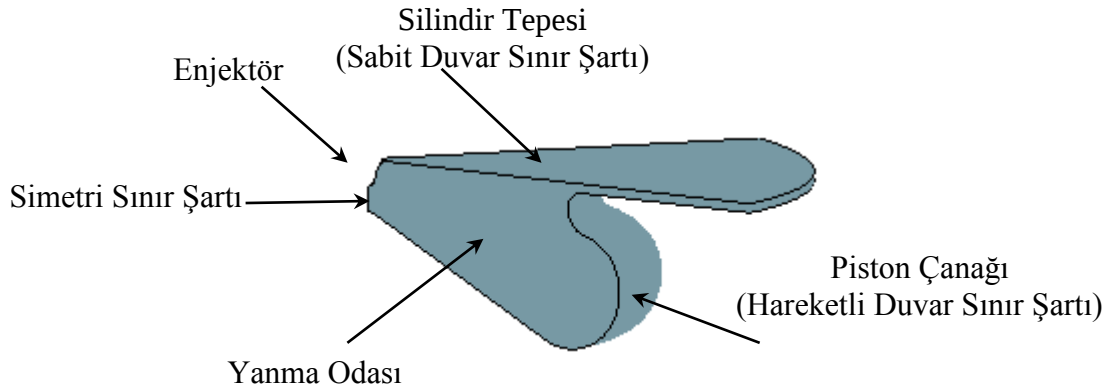
Ana is oluşturma reaksiyonu için reaksiyon parametreleri, yerel eşdeğerlik oranıyla değişim gösterir. Kinetik model dışında is oluşumu mekanizmalarını çözmek için kullanılan modeller aşağıda sıralanmıştır.

- The Kennedy / Hiroyasu / Magnussen Model
- The Hiroyasu / Nagle / Strickland-Constable Model
- The Lund Flamelet Model
- The Residence Time Model
- The Soot in Oil Model

Bu modeller arasında en çok kullanılan model Kinetik modeldir. Genel olarak araştırmacılar tarafından sıklıkla kullanılır ve sonuçların doğruluğu bir çok çalışmayla sabittir. Bu sebeple is oluşumu kısmında Kinetik model detaylı olarak sunulmuştur. Kinetik modelden sonra “The Kennedy / Hiroyasu / Magnussen Model” kullanım olarak uygun görülmüş ve kullanımı yaygınlaşmaya başlamıştır.

2.2.10. Model Tanıtımı ve Temel Sınır Şartları

Tez kapsamında elde edilen sonuçlara geçmeden önce bu bölümde model genel olarak tanıtılıp temel sınır şartları verilmiştir. Sayısal çalışmada kullanılan model üç boyutlu silindir modelinin altıda birini oluşturmaktadır. Simetri sınır şartıyla çözüm tam modele yükseltilebilmektedir. Silindir tepesi sabit duvar sınır şartına sahip olup çözümler boyunca sabit sıcaklıkta kabul edilmiştir. Aynı şekilde silindir cidarları ve piston çanağı da çözüm boyunca sabit sıcaklıkta tutulmuştur. Piston çanağı hareketli duvar sınır şartına sahiptir bu şekilde üst ve alt ölü noktalar arasında hareket ederken, hareketi boyunca kapalı hacimde ağ üretimi meydana gelmektedir.



Şekil 2.18. Model ve sınır şartları

Tablo 2.3. Temel Sınır Şartları	
Hava Giriş Sıcaklığı (Çevrim Başlangıcı)	293.15 K
Yakıt Giriş Sıcaklığı	320.15 K
Yakıt	Standart Dizel Yakıtı
Silindir Tepesi Sıcaklığı	550.15 K
Piston Çanağı Sıcaklığı	550.15K
Silindir Cidar Sıcaklığı	470.15 K
1.Püskürtme Başlangıç-Bitiş	-20 KA/-10 KA
2.Püskürtme Başlangıç-Bitiş	5 KA/15 KA
Yakıt Tüketimi (2000d/d)	5.8mg/çevrim

3. BULGULAR

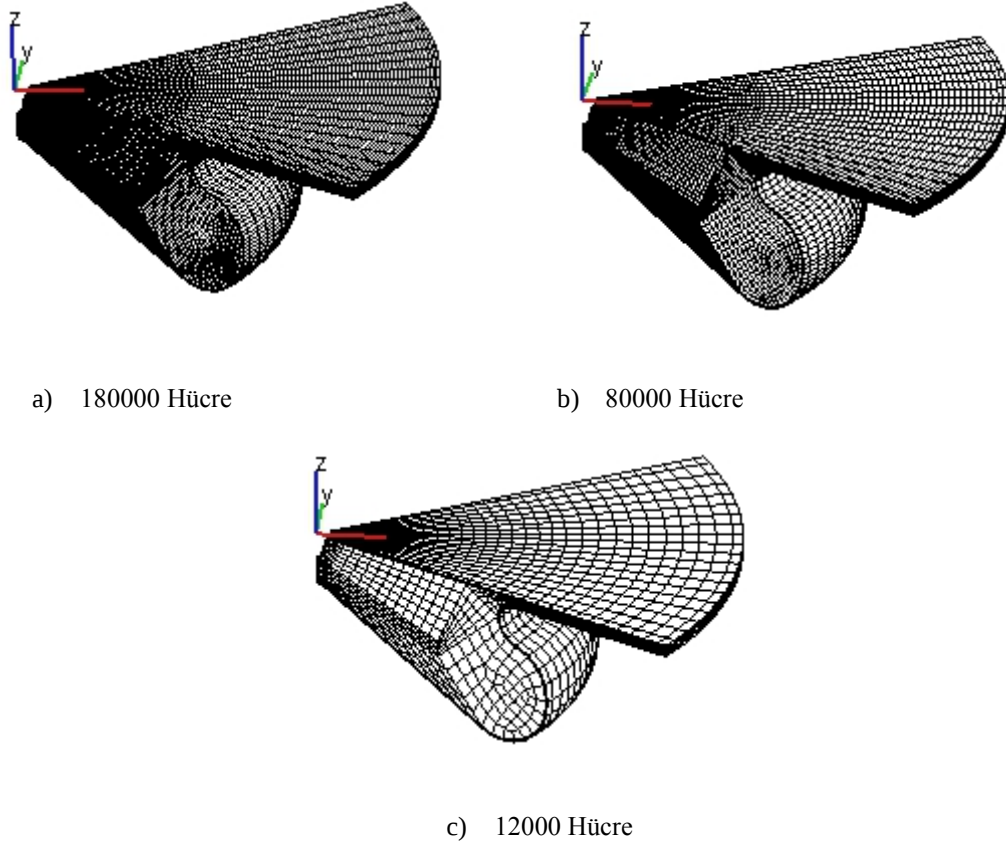
3.1. Sayısal Sonuçlar ve Tartışma

Bu çalışmada, dizel motor şartları için sıkıştırma, genişleme (yanma) ve egzoz zamanları sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Sıkıştırma zamanı sonunda püskürtme olayı ve hemen sonrasında yanma süreci krank mili açısı ve motor devri başta olmak üzere bir çok parametreye bağlı olarak analiz edilmiştir. Püskürtme dinamiği yanma sürecini doğrudan etkilemektedir. Dolayısıyla yanma olayının detaylı analizi yapılırken püskürtme oluşumun da detaylı bir şekilde incelenmesi gerekmektedir. Bu tez kapsamında sıralı bir şekilde öncelikle püskürtme oluşumu ve püskürtme dinamiğine etki eden parametreler incelenmiştir. Bunların neticesinde yanma süreci ve son olarak emisyon oluşumu analiz edilmiştir. Amaçlanan sonuçlar farklı parametrelere bağlı olarak incelenmiş ve sonuç olarak hem püskürtme dinamiği hem de yanma süreci deneysel ve sayısal olarak sunulmuştur. Daha öncede bahsedildiği gibi çalışmada temel amaç dizel motorların püskürtme dinamiği ve yanma sürecini sayısal olarak incelemektir. Deneysel çalışma ise daha çok sayısal sonuçları destekler nitelikte olması ve kullanılan modellerin geçerliliğini sağlaması adına önem taşımaktadır. Bu kapsamda öncelikle her parametre için deneysel ve sayısal çalışmalar karşılaştırılacak sonra sayısal çalışmalar sıralı bir şekilde sunulacaktır.

3.2. Ağ Yapısının Sonuçlara Etkisi ve Ağ Yapısından Bağımsız Çözüm

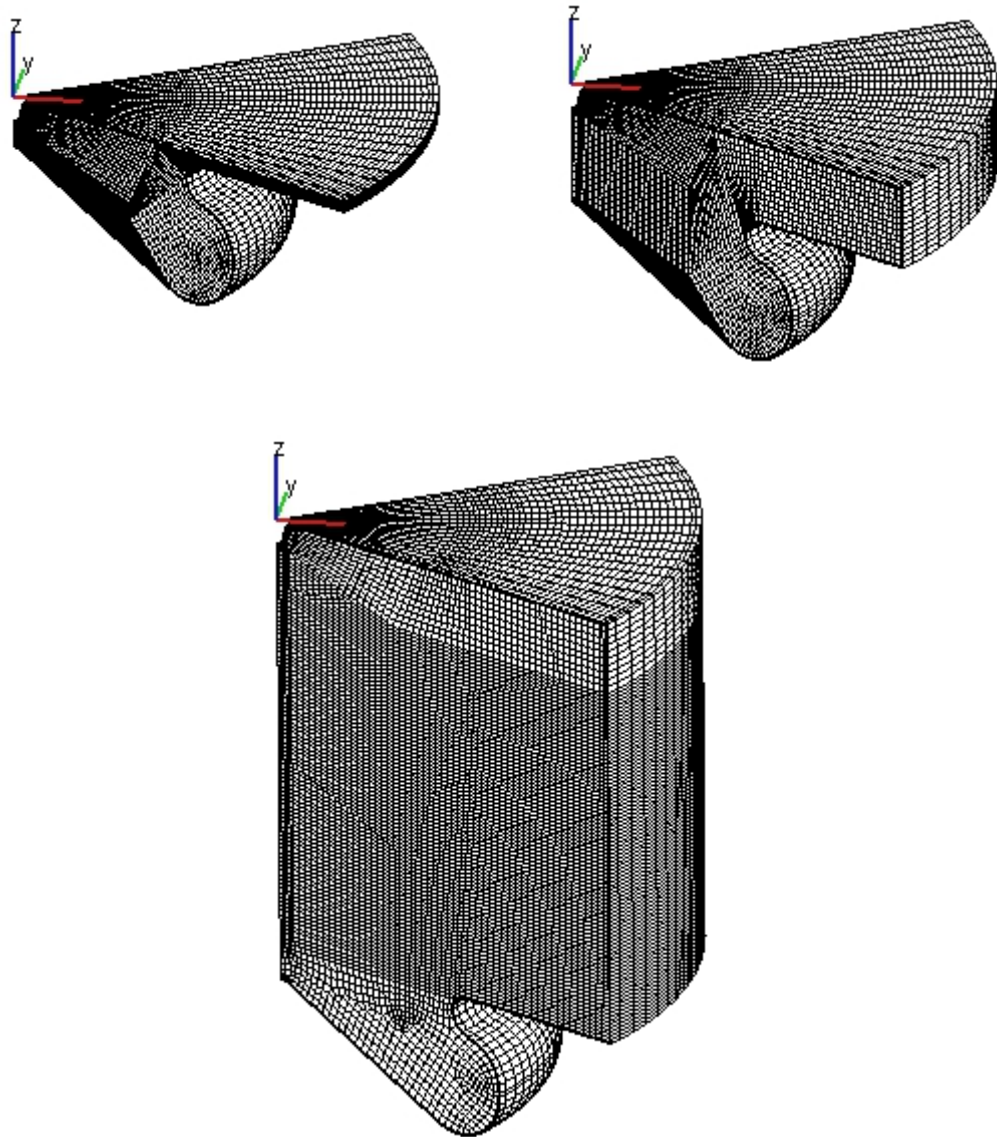
Sayısal çalışmalarda en önemli noktalardan birisi kullanılan ağ yapısı ve hücre sayısının sonuçlara etkisidir. Birçok çalışmada ağ yapısının elde edilen sonuçlara önemli ölçüde etki ettiği vurgulanmış ve bu etki giderilmeye çalışılmıştır. Özellikle içten yanmalı motorlarda olduğu gibi karmaşık geometrilere sahip modellerde bu durum daha da önemli bir hal almaktadır. Geometrik önemin yanı sıra, hareketli ağ yapılarının kullanıldığı ve ani değişken sıcaklık ve basınç dağılımlarının olduğu problemlerde ağ yapısının çok önemli olduğu da literatür araştırması esnasında gösterilmiştir. Birçok araştırmacı sadece ağ yapısı kalitesini inceledikleri çalışmalar yaparak içten yanmalı motorlarda konunun önemini vurgulamışlardır.

Bu tez kapsamında da çözümlere geçilmeden önce incelenen motor şartlarında ağ yapısı test edilmiş ve ağ yapısından bağımsız çözüm elde edilmiştir. Ağ yapısından bağımsız çözümü elde etmek için farklı hücre sayılarında ağ yapısı kullanılarak sabit çalışma şartları için farklı çözümler elde edilmiştir. Çalışmada, çözümlenen kesit model için ve piston ÜÖN' da iken 12000, 20000, 50000, 80000, 120000 ve 180000 hücre sayıları için çözüm yapılmıştır. Hücre sayının az olması çözüm kalitesini düşürürken fazla olması da çözüm kalitesine olumsuz yönde etki etmekte ve çözüm süresini aşırı şekilde uzatmaktadır. Şekil 3.1'de kullanılan farklı hücre sayılarında ağ yapısı modelleri görülmektedir. Hücre sayısına bağlı olarak ağ yapısının seyreltiği ve çözüm için gerekli olan düğüm sayılarının azaldığı görülmektedir.



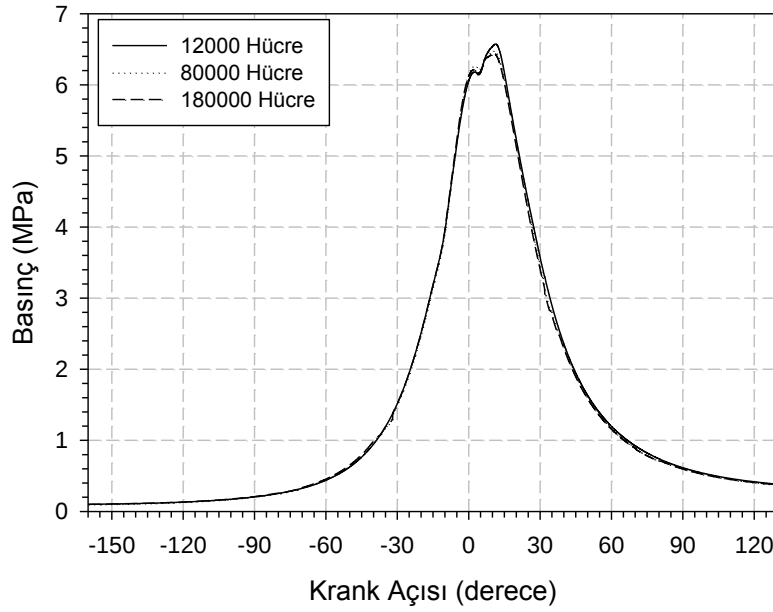
Şekil 3.1. Farklı hücre sayılarında ağ yapıları

Tüm hücre sayıları için motor devri 1000d/d iken çözümler gerçekleştirilmiş ve sonuçlar birbiriyle karşılaştırılmıştır. Deneyisel sonuçlarında etkili olduğu bu karşılaştırma neticesinde hem çözüm süresi hem de çözüm kalitesi göz önünde bulundurularak 80000 hücre sayısındaki ağ yapısı seçilmiş ve sayısal sonuçların tamamı bu hücre sayısı için gerçekleştirilmiştir. Bu sayı piston ÜÖN' da iken sağlanan hücre sayıdır. Piston AÖN' ya doğru ilerledikçe yeni hücreler üretilmekte ve piston AÖN' ya vardığında yaklaşık 500000 hücre sayısına ulaşılmaktadır. Ayrıca bu sayı yalnızca silindirin kesit modeli içindir. Tam silindir modeli için yaklaşık 3000000 hücre sayısında çalışıldığı düşünülebilir. Şekil 3.2' de kullanılan ağ yapısının farklı krank açılarındaki görünümü verilmiştir.

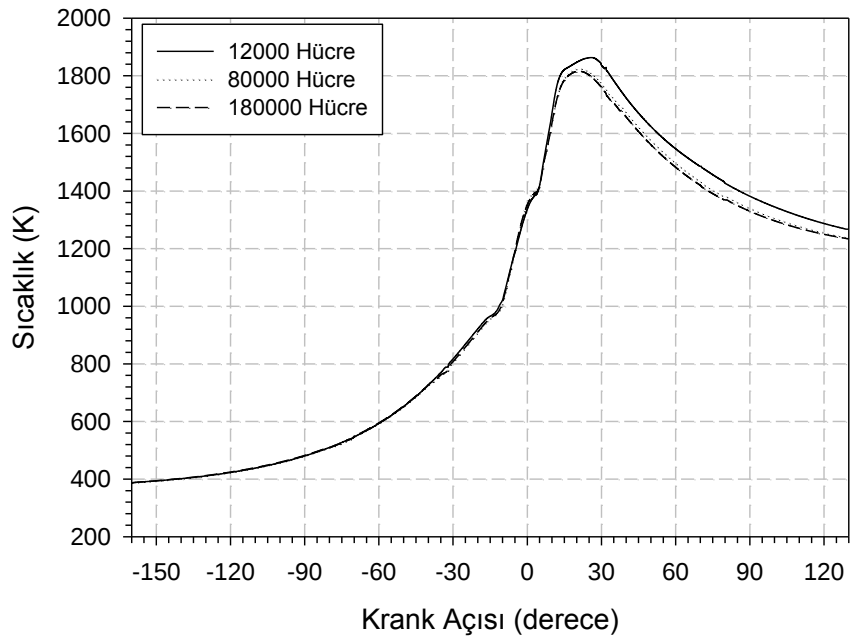


Şekil 3.2. Sayısal çalışmalarda kullanılan ağ yapısının farklı krank açılarındaki görünümü

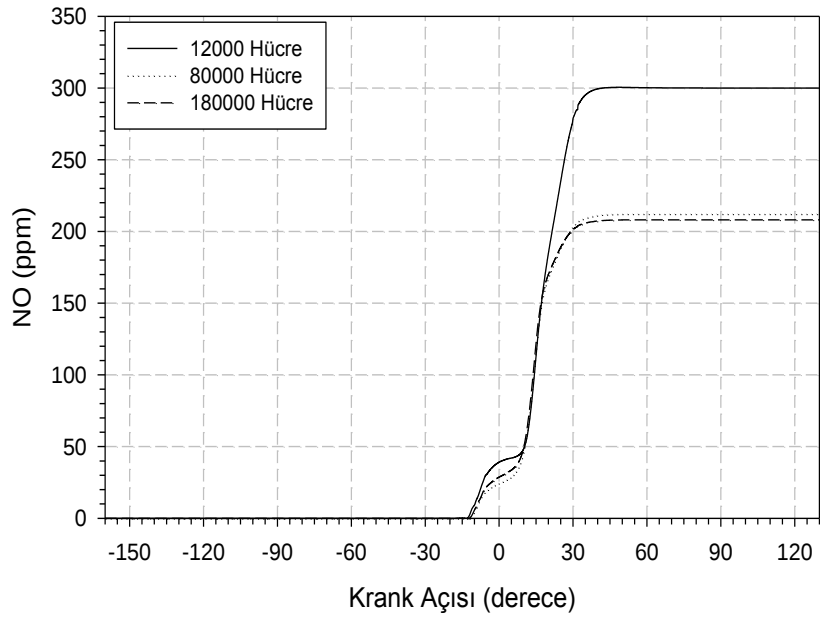
Ağ yapısının etkisini göstermek için silindir içi yanma basıncı, sıcaklığı, NO ve is emisyonları farklı ağ yapıları için karşılaştırılmıştır (Şekil 3.3). Bu şekilde kullanılan ağ yapısının uygun olduğu gösterilmiştir. Çalışmalarda 80000 hücre sayısından daha büyük sayılarda hücre kullanıldığı zaman sonuçların birbirine yaklaştığı gözlenmiştir. Düşük hücre sayılarında ise sonuçlar oldukça farklıdır. Basınç değişimleri hücre sayısından çok az etkilenmektedir. Bunun yanında sıcaklık ve emisyon değerleri hücre sayısına oldukça bağlıdır. Özellikle emisyon değişimlerinde yaklaşık %40 oranında bir hata olduğu görülmekte ve hücre sayısının çözümler üzerine etkisi gösterilmektedir. Bu çalışma yapıp emniyetli hücre sayısı seçildikten sonra tüm çözümler bu sayı için gerçekleştirilmiş ve dolayısıyla ağ yapısından bağımsız çözümler elde edilmiştir.



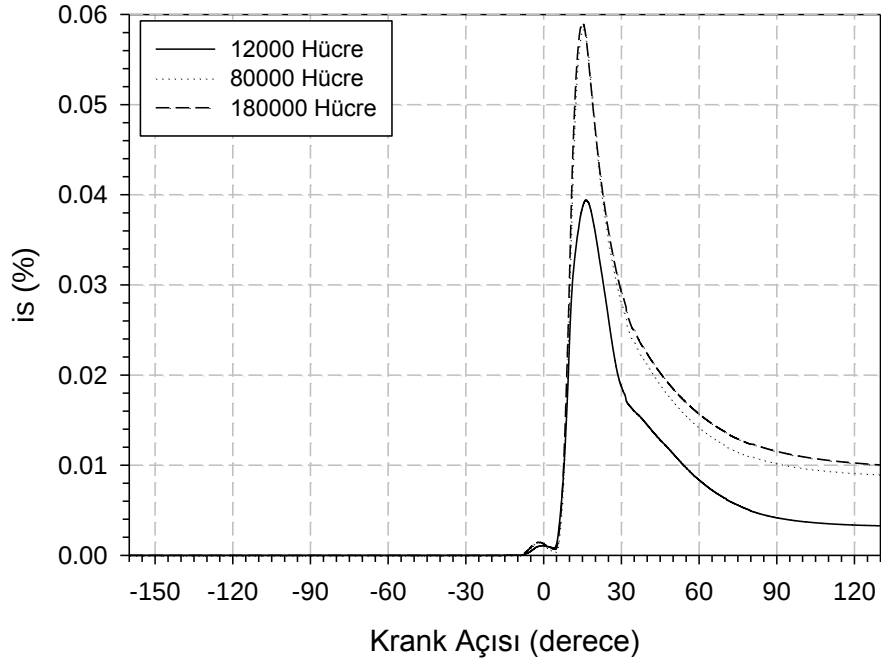
a) Basınç



b) Sıcaklık



c) NO emisyonları



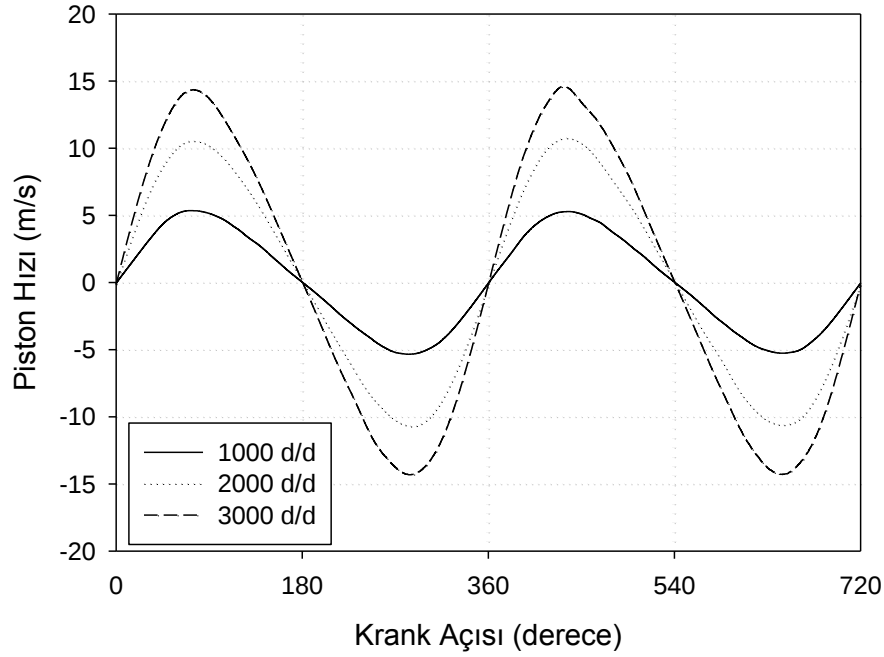
d) İs emisyonları

Şekil 3.3. Hücre sayısına bağlı olarak bazı parametrelerin değişimi

3.3. Devir Sayısının Püskürtme Dinamiği ve Yanma Üzerindeki Etkisi

İçten yanmalı motorlarda devir sayısı motora ait parametrelerden en önemlisidir. Gerçek çalışma şartlarında motor rölanti devrinden maksimum devire kadar farklı devirlerde çalışma aralığı bulunmaktadır. Bu devirlerden en önemlisi maksimum momentin gerçekleştiği devir olmakla birlikte her devir farklı özellikler göstermektedir. Bu çalışma kapsamında 1000 d/d, 2000 d/d ve 3000 d/d motor devirleri için deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. 1000 d/d motorun rölanti devrinin hemen üstüdür ve bu açıdan önemli sayılmaktadır. 2000 d/d deneysel çalışmada kullanılan ve sayısal çalışmaların temelini oluşturan model için maksimum moment devri olarak bilinmektedir. Bu açıdan çalışmaların büyük çoğunluğu bu devir sayısında gerçekleştirilmiştir. 3000d/d ise dizel motorlar için yüksek bir devir sayısı olup maksimum devire yakındır.

Bu açıdan bu devir için yapılan çalışmalarda önem kazanmaktadır. Devir sayısının artışının önemli etkisi çevrim süresinin kısalmasıdır. Bu sebeple devir sayısı incelenirken piston hızı oldukça önemlidir. Şekil 3.4’de farklı devir sayılarında piston hızının krank açısıyla değişimi verilmiştir. Her üç devir için hızın ölü noktalarda sıfırdan geçtiği ve devir sayısı artıkça artış gösterdiği görülmektedir.



Şekil 3.4. Farklı devir sayılarında piston hızının krank açısına bağlı değişimi (deneysel)

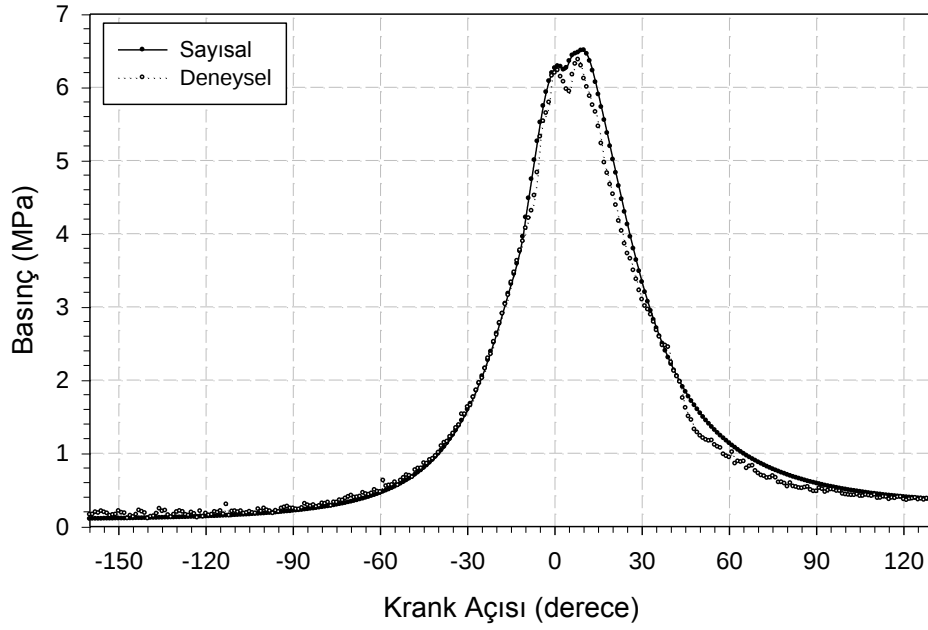
3.3.1. Devir Sayısına Göre Elde Edilen Deneysel Sonuçlar ve Sayısal Sonuçlarla

Kıyaslanması

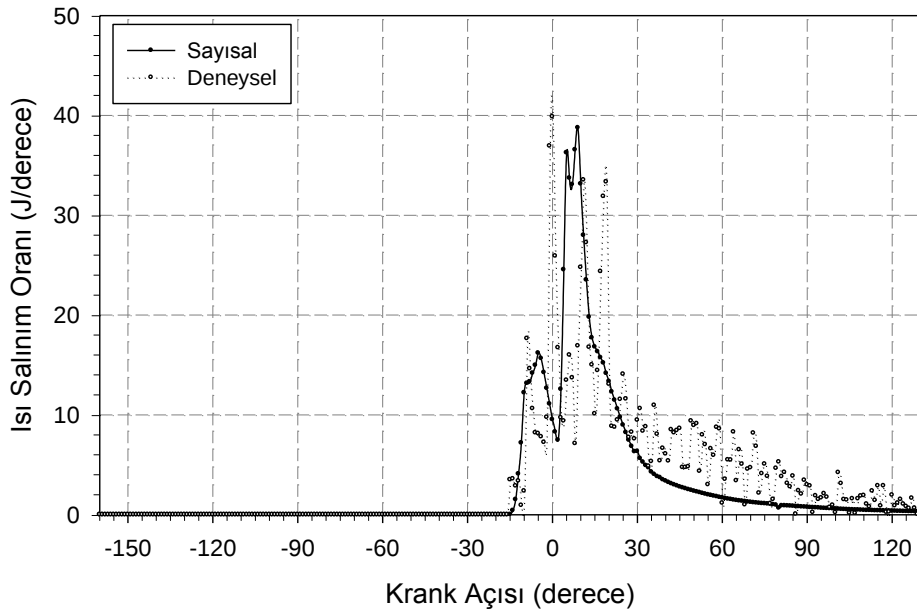
Belirlenen devir sayılarında hem deneysel hem de sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Yanma karakteristiğini belirleyen en önemli sonuçlar silindir içi basınç değişimleri ve ısı salınım oranları olarak bilinmektedir. Bu iki parametre de deneysel çalışmalarda elde edilmiştir. Bu şekilde hem sayısal sonuçların geçerliliği sağlanmış hem de sayısal çalışma için diğer sonuçların doğruluğu kanıtlanmıştır. Bu kapsamda farklı devir sayıları için öncelikle deneysel ve sayısal karşılaştırmalar halinde basınç değişimleri ve ısı salınımları grafiksel olarak gösterilmiştir. Şekil 3.5’ de 1000d/d motor devri için silindir içi basınç ve ısı salınım oranının krank açısıyla değişimi verilmiştir. Grafikte sayısal ve deneysel sonuçların birbiriyle uyum içinde olduğu görülmektedir.

Deneysel çalışmada kullanılan dizel motor multijet (çok püskürtmeli) püskürtme sistemine sahiptir. Yani yakıt yanma odası içerisine ardışık iki kademe halinde püskürtülmektedir. Bu durum sayısal çalışmada da aynı şekilde modellenmiş ve bu tez kapsamında gerçekleştirilen önemli bir sonuç olmuştur.

Multijet etkisi basınç ve ısı salınımları sonuçlarında ve ileriki kısımlarda gösterilecek olan diğer bütün sonuçlarda oldukça net bir şekilde görülmektedir. Basınç grafiklerinde tepe noktalarda iki yükselme görülmektedir. Bu tamamen püskürtmenin iki kademe yapılmasıyla ilgili bir sonuçtur. Aynı grafikte görülen ısı salınımlarının da çok iyi şekilde uyduğu gözlenirken yine iki kademeli ısı salınımı belirgin olarak görülmektedir.



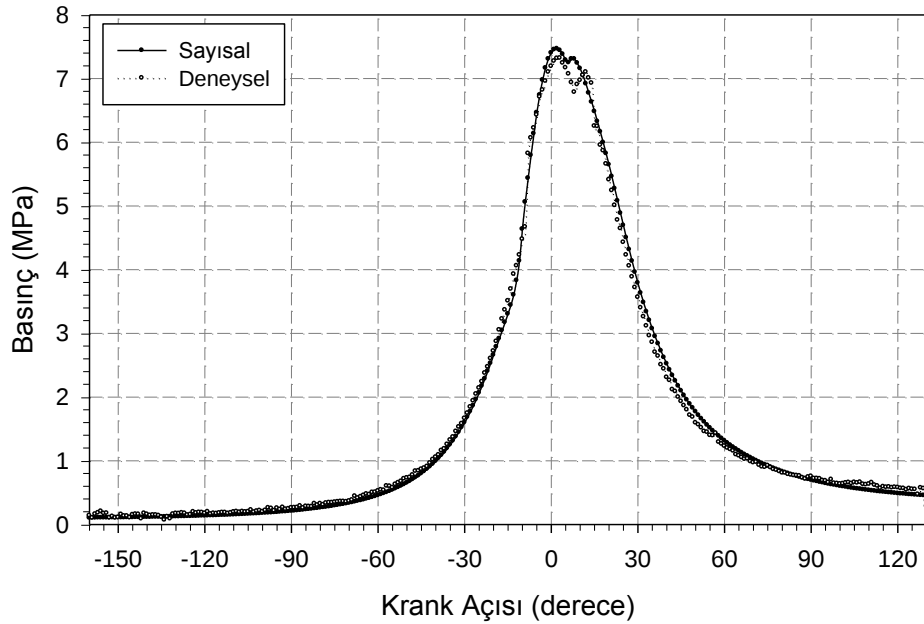
a)



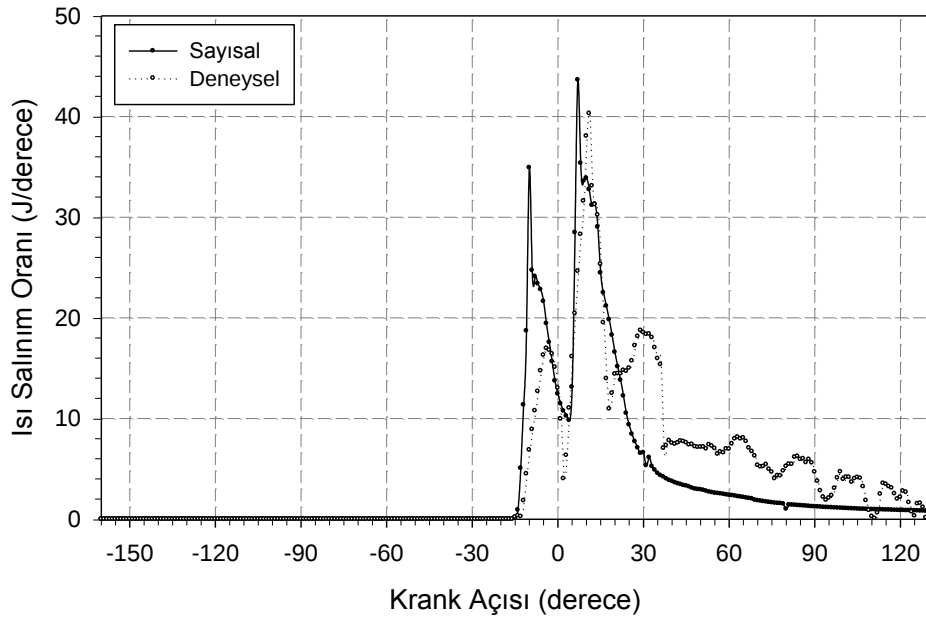
b)

Şekil 3.5. 1000 d/d motor devrinde a) basınç, b)ısı salınım oranı

Şekil 3.6'da 2000 d/d motor devri için silindir içi basınç ve ısı salınım oranının krank açısıyla değişimi verilmiştir. Grafik incelendiğinde gerek basınç gerekse ısı salınım değerlerinin 1000 d/d için elde edilen sonuçlara göre daha yüksek seviyelere ulaştığı gözlenmiştir. Bu sonuç deneysel olarak gaz keleşliği açıklığına bağlı olarak devir yükseldikçe silindir içine gönderilen yakıt miktarının artmasının bir belirtisidir. Buna bağlı olarak hem silindir içi basınçlar hem de ısı salınımları artış göstermektedir. Bu bölümden sonra yapılan sayısal çalışmaların birçoğunda 2000 d/d motor devrinde sabit olarak çalışmalar gerçekleştirilmiş ve diğer parametreler incelenmiştir. Bu sebeple 2000 d/d için elde edilen deneysel sonuçların sayısal sonuçlarla uyumu ayrı bir önem taşımaktadır. Grafiklerde de görüldüğü gibi gerek basınç değişimleri gerekse ısı salınım oranları hem deneysel hem de sayısal çalışmalarda oldukça yakın çıkmıştır. Bu şekilde bu devir sayısı için elde edilen sonuçlarda geçerlilik sağlanmışır.



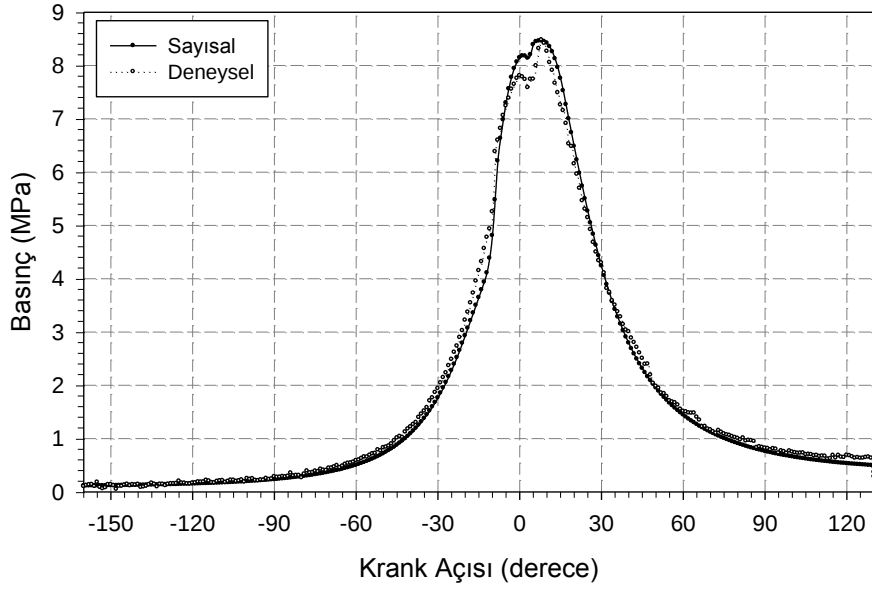
a)



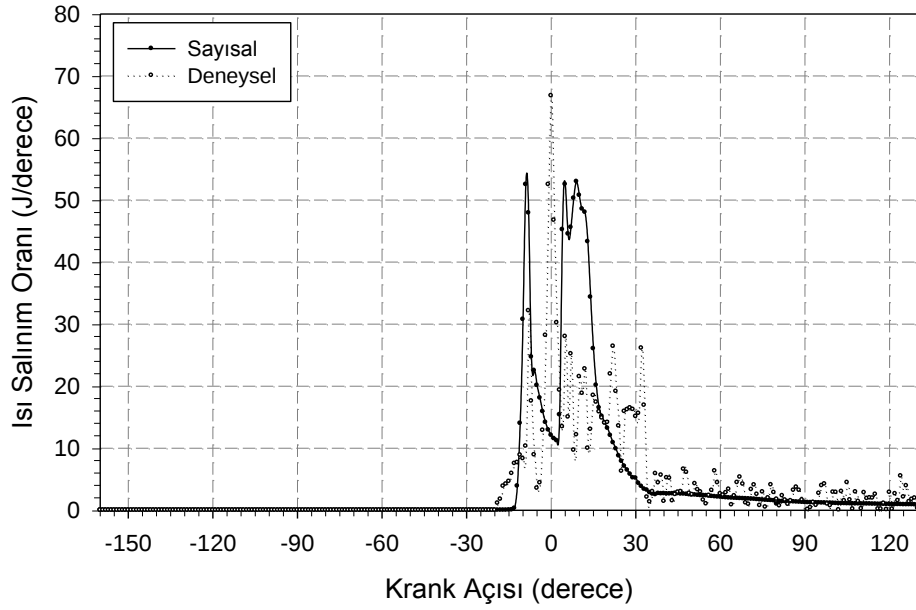
b)

Şekil 3.6. 2000 d/d motor devrinde a) basınç, b)ısı salınım oranı

Şekil 3.7’de 3000 d/d motor devri için silindir içi basınç ve ısı salınım oranının krank açısıyla değişimi deneysel ve sayısal olarak kıyaslanmıştır. Grafikler bu devir sayısı içinde her iki çalışmanın uyum içinde olduğu gösterirken gerek basınç gerekse ısı salınım oranlarında ki artış göze çarpmaktadır. Bu devir sayısında ısı salınımının artması yanma için silindir içerisine gönderilen yakıt miktarının da arttığını göstermektedir. Bu şekilde ısı salınımları artmıştır. Elbette bu değişimler motora ait diğer parametreleri de etkileyecektir.



a)

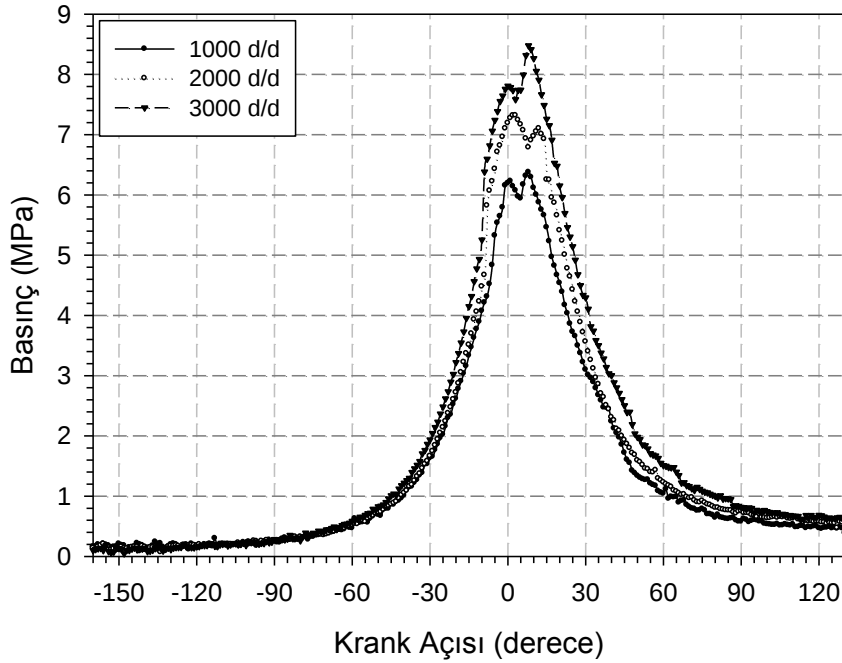


b)

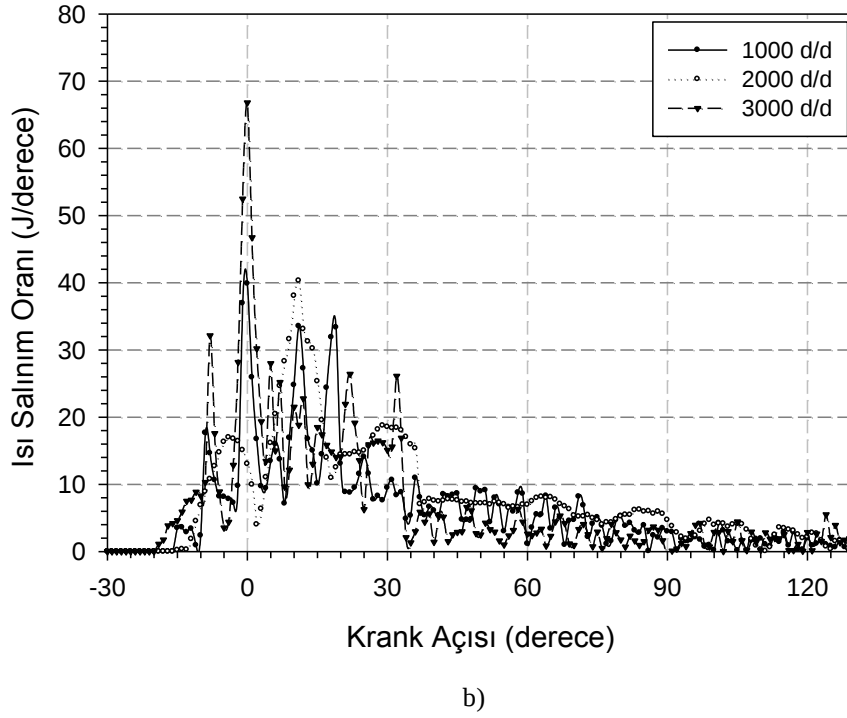
Şekil 3.7. 3000 d/d motor devrinde a) basınç, b)ısı salınım oranı

Deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırmalı olarak kıyaslandıktan sonra çalışılan devir sayıları için deneysel sonuçlar karşılaştırmalı olarak Şekil 3.8’de verilmiştir. Bu şekilde devir sayısının motor karakteristikleri üzerindeki etkileri de daha net olarak gösterilmiştir.

Basınç değişimleri incelendiğinde devir sayısı arttıkça silindir içi yanma basıncında artış olduğu görülmektedir. Bu şekilde basıncın daha çok devir sayısının bir fonksiyonu olduğu belirlenmiştir. Çalışılan minimum ve maksimum devir sayıları arasında 2 MPa civarında bir basınç farkı olduğu düşünülürse basıncın devir sayısına oldukça bağlı olduğu görülmektedir. Aynı şekilde ısı salınım değişimleri de devir sayısına bağlı olarak ciddi artış göstermektedir. Çünkü devir sayısına bağlı olarak yanma odası içerisine kütlesek olarak daha fazla yakıt püskürtülmüştür. Ayrıca bu değişimlere silindir içi akış yapılarının da az da olsa etkili olduğu düşünülmektedir. Çünkü devir sayısı yükseldikçe her strok için geçen süre kısalırken silindir içerisinde de ciddi bir döngü oluşmaktadır.



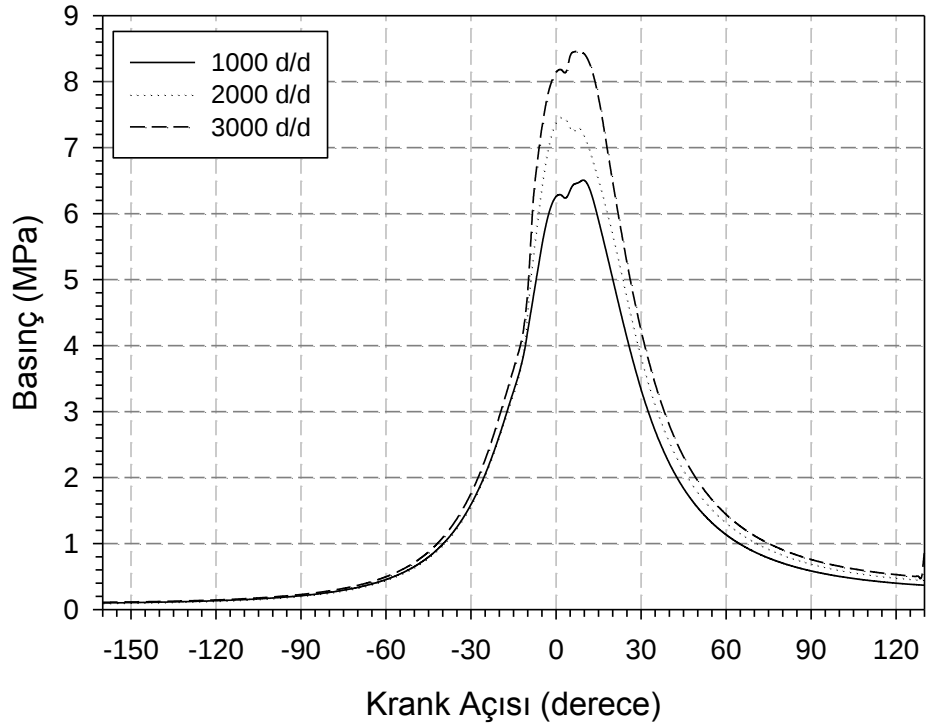
a)



Şekil 3.8. Farklı devir sayılarında a) basınç, b) ısı salınım oranları

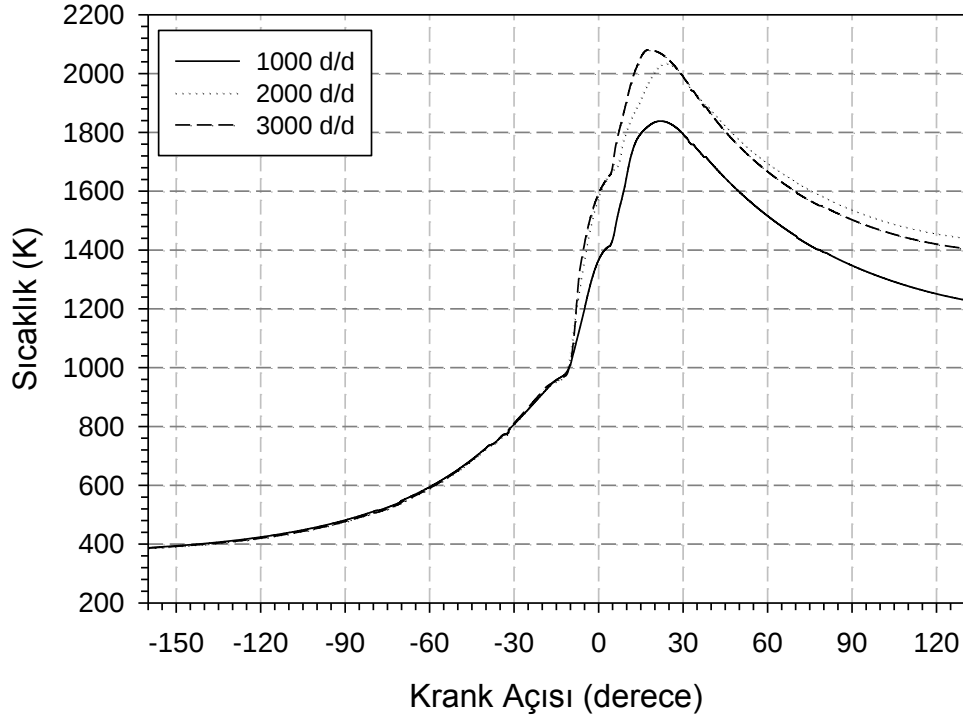
3.3.2. Farklı Devir Sayıları İçin Sayısal Çalışmalar

Motor devir sayısı değiştirilerek gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sayısal çalışmalarla kıyaslanarak aralarındaki uyumluluk açık bir şekilde önceki grafikler de gösterilmiştir. Bu kısımda ise deneysel çalışmalarda elde edilemeyen bazı sonuçlar yalnızca sayısal çalışmalarla sağlanarak sunulmuştur. Ayrıca deneysel çalışmalarda olduğu gibi sayısal çalışmalarda kendi içinde kıyaslanarak devir sayısının yanma üzerindeki etkileri incelenmiştir. Şekil 3.9’ da farklı devir sayılarında sayısal çalışmalarda elde edilen basınç değişimlerinin kıyaslaması görülmektedir. Deneysel çalışmaya benzer olarak devir sayısı arttıkça basınç değerlerinin yükseldiği sayısal çalışmalarda da gözlenmiştir.



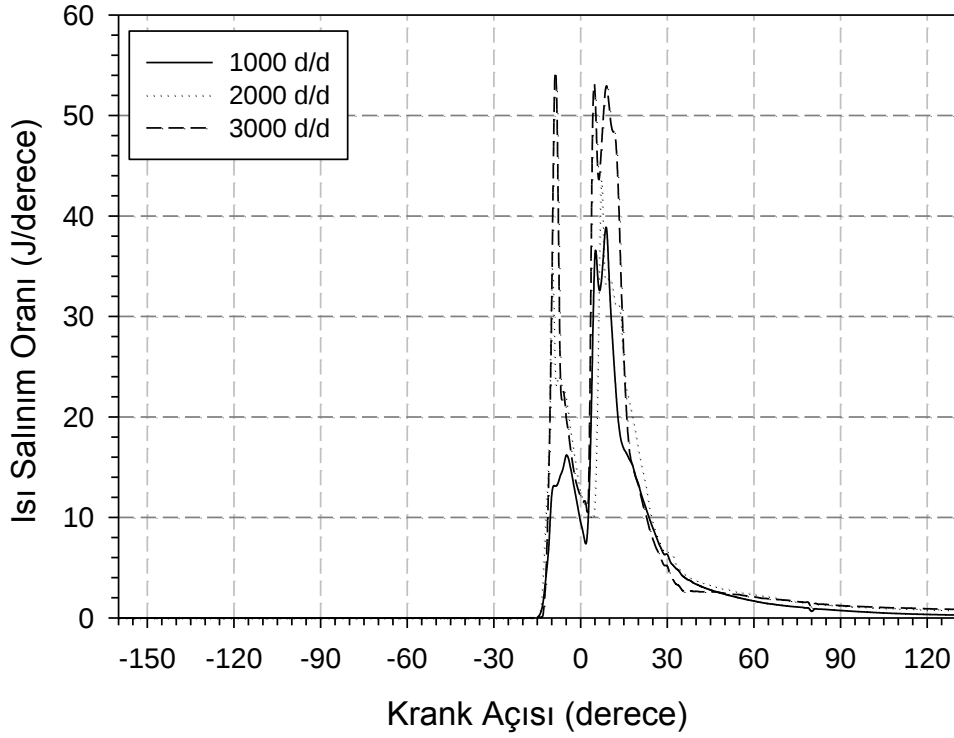
Şekil 3.9. Farklı devir sayılarında silindir içi basınç değışimleri

Silindir içi sıcaklık değerlerinin deneysel çalışmalarıla elde edilmesi oldukça zordur. Ancak farklı parametrelere bağı olarak analitik hesaplamalarla hesaplanabilir. Bunun yanında sayısal çalışmada bunları hesaplamak daha kolaydır. Bu tez kapsamında gerçek çalışma şartlarına yakın olmak adına tüm hassas çözümlemeler yapılmış en ince detaylar dahi düşünülmüştür. Bu yöntemler materyal ve metot kısmında da açıklanmıştır. Silindir içi sıcaklık değışimlerinin sayısal olarak elde edilmesi oldukça önemli bir sonuçtur. Çünkü sıcaklık değışimleri aynı zamanda yanma ve emisyon oluşumları adına da fikir veren önemli sonuçlardan biridir. Şekil 3.10' da çevrimsel olarak silindir içi sıcaklık değışimleri görölmektedir. Grafik incelendiğinde devir sayısı arttıkça yanma sıcaklıklarının da bir artış olduğu görölmektedir. Bu durum hem yakıt miktarının hem de piston hızına bağı olarak yanmanın başlama ve bitiş açılarının bir sonucudur.



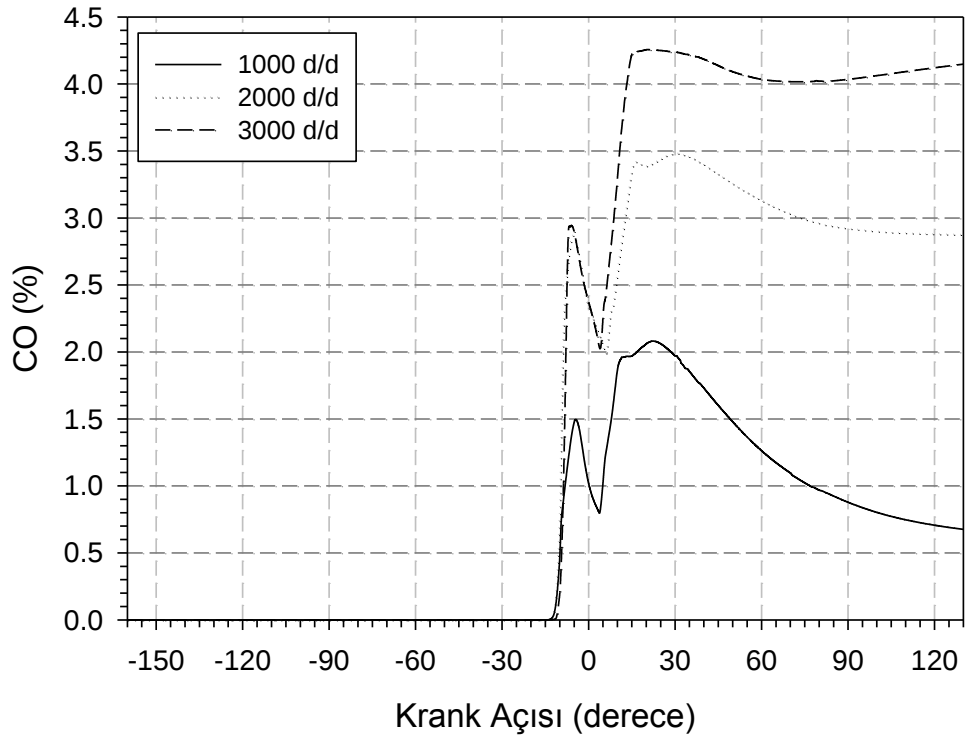
Şekil 3.10. Farklı devir sayılarında silindir içi sıcaklık değişimleri

Şekil 3.11’de farklı devir sayılarında ısı salınım oranlarının değişimi görülmektedir. Devir sayısı bu parametre üzerinde de oldukça etkilidir. Düşük devir sayılarında ısı salınım oranı düşükken devir sayısı arttıkça bu oranda artmıştır. Salınımın iki kademe de gerçekleşmesi multijet püskürtme etkisinden kaynaklanmaktadır. Birinci püskürtme sonunda ısı salınım hızla yükselmiş ve düşmüştür. Sonrasında ikinci püskürtmeyle birlikte tekrar bir yükselme gerçekleşmiş ve sonra daha geniş bir aralıkta düşme gözlenmiştir. Salınımın ilerleyen açılarda da devam etmesi silindir içerisinde az da olsa yanmamış yakıt miktarının varlığını ifade etmektedir.

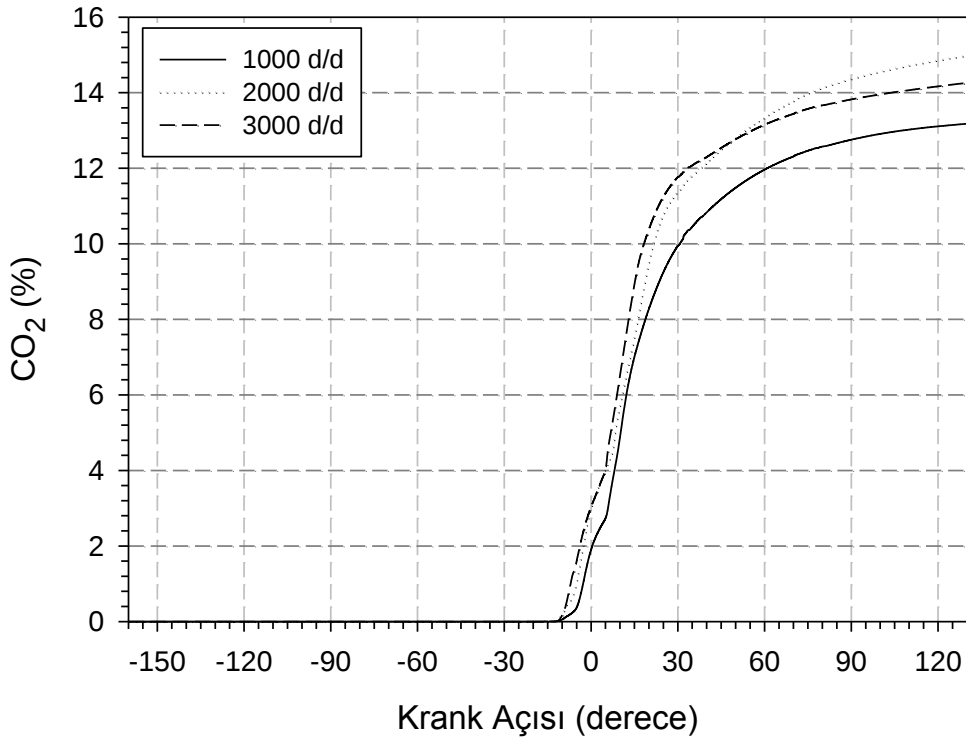


Şekil 3.11. Farklı devir sayılarında ısı salınım oranı değişimleri

Silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı salınım oranı incelendikten sonra yanma sonu ürünlerinin oluşumu önemli bir parametredir. Devir sayısına bağlı olarak CO ve CO₂ emisyonlarının oluşumu Şekil 3.12' de grafiksel olarak görülmektedir. Emisyonlar incelenirken en önemli etkilerin yakıt miktarı ve yanma zamanının gerçekleşme hızı göz önünde bulundurulmalıdır. Devir sayısı arttıkça hem yakıt miktarı artmış hem de yanma zamanı süresi azalmıştır. Bu durum her iki kirlenici üzerinde de etkili olmuştur. Grafiklerde görüldüğü gibi devir sayısı arttıkça hem CO emisyonları hem de CO₂ emisyonları artış göstermiştir. Düşük devir sayılarında püskürtmenin başlamasından sonra oksijenle buluşması için daha fazla zaman vardır. Bu durum yüksek devir sayılarında oldukça kısadır. Buna bağlı olarak CO emisyonları düşük devirlerde azalırken devir arttıkça artmaktadır. CO₂ emisyonu yanma sonu doğal ürünü olup bundaki değişimde devir sayısına bağlı olarak artış göstermiştir. 2000d/d ve 3000d/d motor devirlerindeki eğimler ise oldukça yakındır. Bu durum yanma için gerekli sürenin oldukça önemli olduğunu bir kez daha göstermiştir.



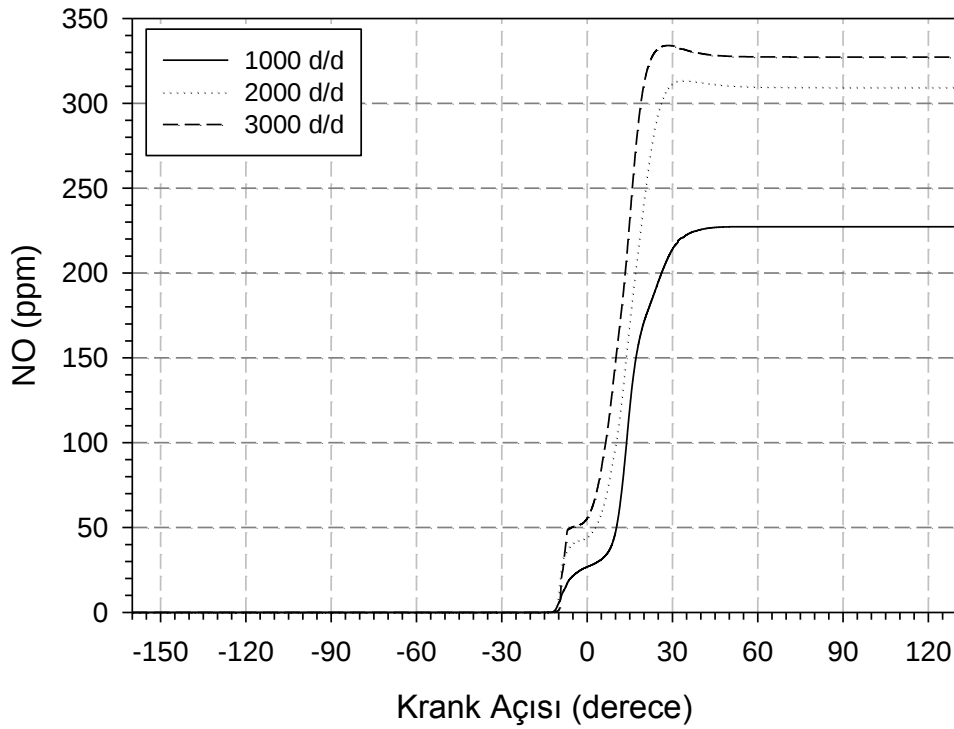
a)



b)

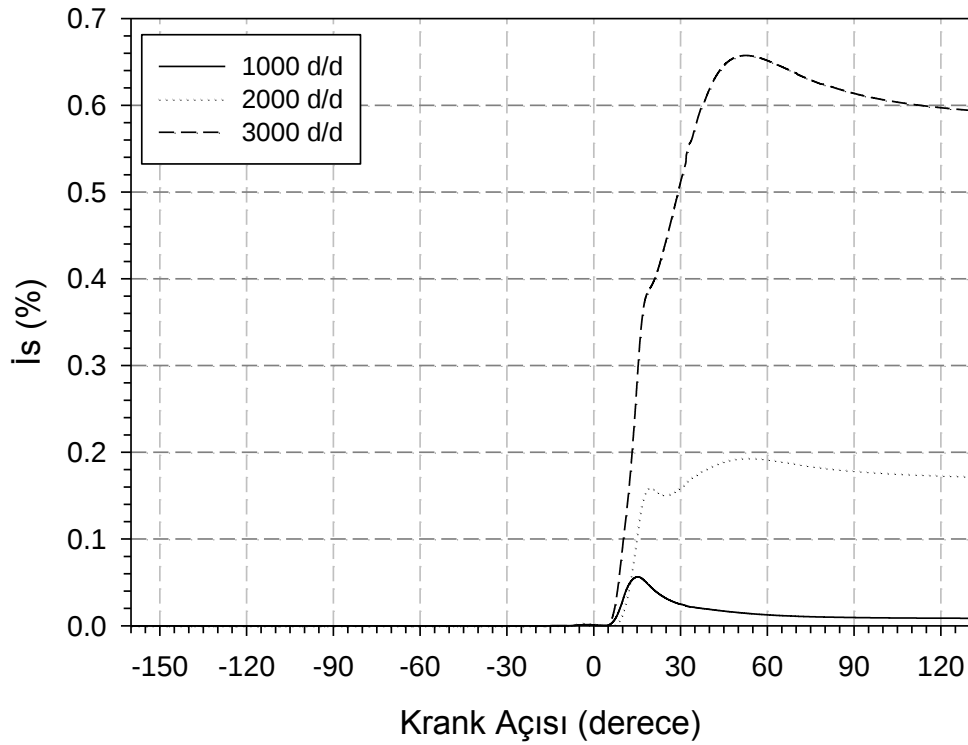
Şekil 3.12. Farklı devir sayılarında silindir içi CO ve CO₂ emisyonları

Dizel motorlarda diğer önemli kirleticiler ise NO ve is emisyonları olarak bilinmektedir. Her iki üründe dizel motorlarda oldukça etkili olup yanma olayını ifade etmektedir. Önceki grafiklerde devir sayısına bağlı olarak sıcaklık değişimleri gösterilmiştir. Silindir içi NO emisyonları daha çok sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir. Çünkü yanmanın temel bileşeni olan hava içinde azot bulundurmaktadır. Azot yüksek sıcaklıklarda tepkimeye girerek başta NO olmak üzere NOx' leri oluşturmaktadır. Devir sayısı arttıkça silindir içi sıcaklıklarda arttığına göre aynı şekilde NO emisyonlarının da artması beklenmektedir. Şekil 3.13'de NO emisyonlarının devir sayısına göre değişimi görülmektedir. Beklenildiği gibi sıcaklık etkisiyle devir sayısı arttıkça NO emisyonları da artış göstermiştir. 2000 d/d ve 3000 d/d motor devirlerinde sıcaklık değişimlerinin yakın olması NO emisyonlarını da etkilemektedir.



Şekil 3.13. Farklı devir sayılarında silindir içi NO emisyon değişimleri

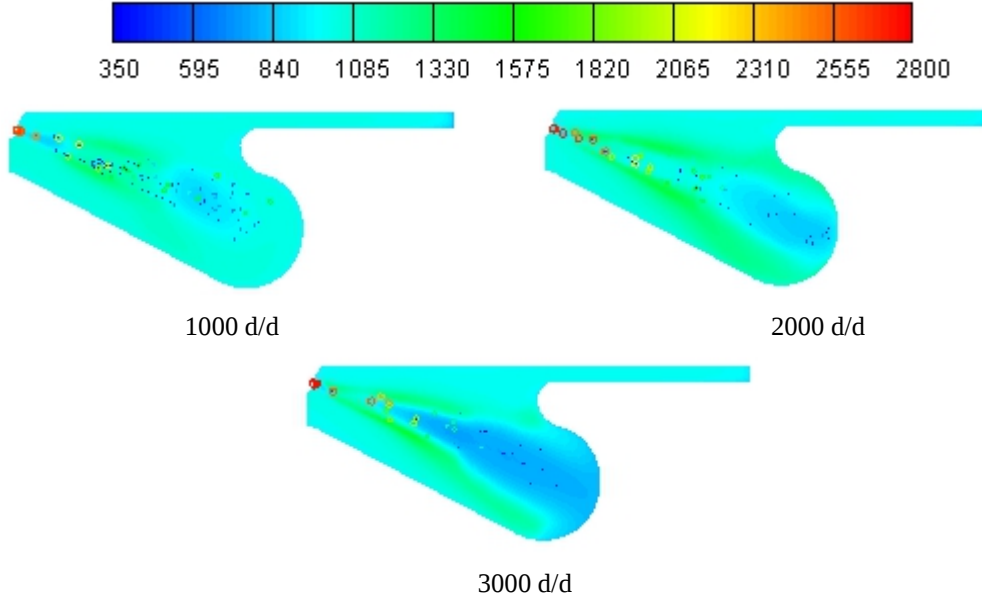
Şekil 3.14’de devir sayısına bağlı olarak ısı emisyonları görülmektedir. Düşük devir sayılarında yakıtın silindir içinde daha fazla kaldığı düşünülürse ısı emisyonlarının da düşük olması beklenen bir sonuçtur. Çünkü yakıt damlacıkları oksijenle buluşmak için daha fazla zaman bulmuştur. Devir sayısının artmasıyla bu süre kısaldığı için ısı emisyonların da bir artış gözlenmiştir. ısı emisyonlarında yanma zamanının daha etkili olduğu görülürken silindir içerisine giren yakıt miktarı da bu emisyonu etkilemiştir.



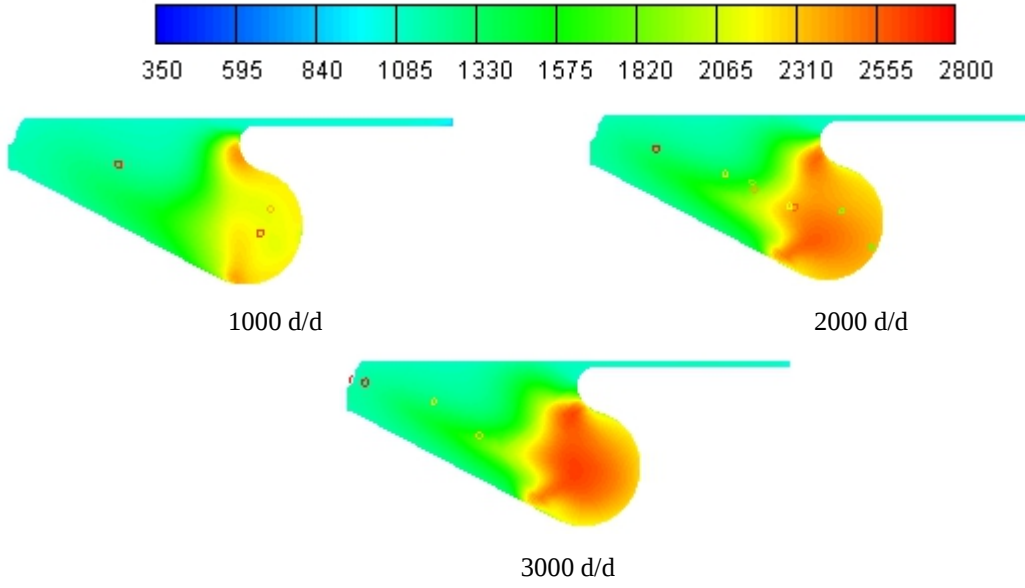
Şekil 3.14. Farklı devir sayılarında silindir içi ısı emisyonu değişimleri

Devir sayılarının yanmaya etkisi çevrimsel olarak analiz edildikten sonra hem püskürtme hem de sıcaklık değişimleri farklı krank açılarındaki birlikteler verilerle püskürtme ve yanma olayı birlikteli ve daha yerel olarak incelenmiştir. Farklı dört krank açısında (-10° , 0° , 10° ve 20°) her bir devir sayısı için püskürtme oluşumu ve yanma Şekil 3.15-18’de gösterilmiştir. -10° krank açısında birinci püskürtme bitmek üzeredir. Bu krank açısı için sonuçlar incelendiğinde 1000d/d’ da yakıt jeti etkisinin yanma odası içerisinde daha yavaş yayıldığı gözlenmiştir. Devir sayısı arttıkça bu etki de artmış ve yanma odası içerisinde piston çanağına doğru yönelmiştir. Devir sayısının bir diğer etkisi de bu açı için püskürtme oluşumuna olmuştur.

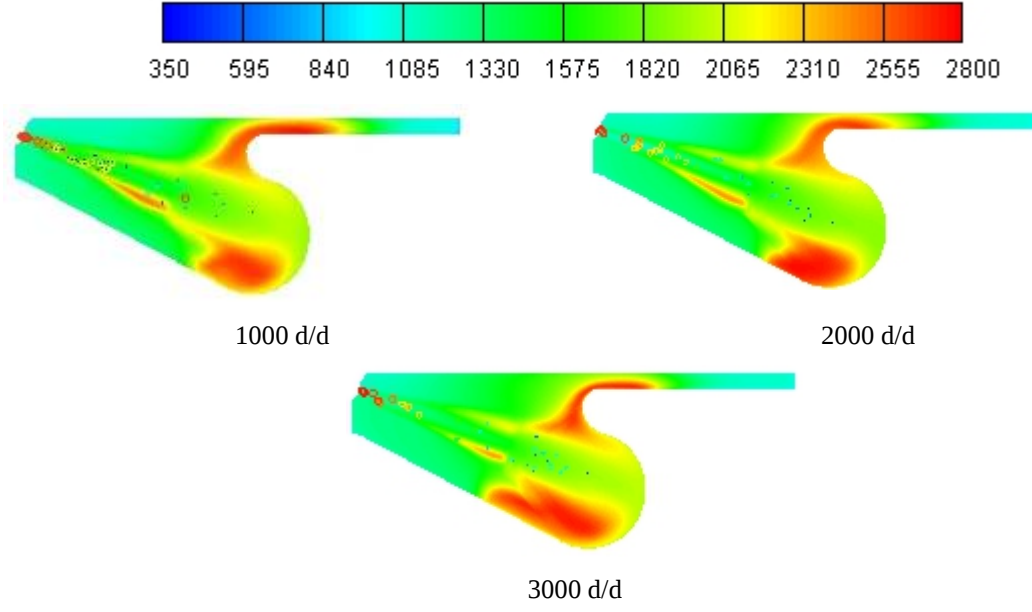
Düşük devir sayılarında damlacık boyutunun daha küçük olduğu gözlenmektedir. Bu sonuç hem yanma zamanının kısa olmasına hem de yüksek devir sayılarında yanma odası içindeki sürüklenme etkilerinden dolayı küçük damlacıkların çarpışarak birleşmesine bağlıdır. Böylece yükselen devir sayılarında daha büyük çapta damlacıklar oluşabilir. 0° krank açısında birinci püskürtme tamamen bitmiş fakat yanma odası içerisinde hala yanmamış damlacıklar görülmektedir. Bu esnada yanma başlamıştır. Düşük devir sayılarında yanmanın daha düşük sıcaklıklarda meydana geldiği bu açıda açıkça görülmektedir. 10° krank açısında püskürtme 5° önce başlamış ve devam etmektedir. Yüksek devir sayılarında püskürtülen yakıtın yüksek sıcaklık etkisiyle hemen buharlaşıp yanmaya karıştığı gözlenirken, düşük devirde bu durum daha gecikmektedir. Yakıt enjektörden çıktıktan sonra dağılmak için daha fazla zaman bulmaktadır. Bu sonuç is emisyonlarının 1000 d/d motor devrinde düşük olmasının da ispatı niteliğindedir. Son olarak 20° krank açısı için devir sayısına bağlı püskürtme ve sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bu açıda 1000 d/d motor devrinde yanmanın daha yerel ve daha yüksek sıcaklıkta olduğu görülürken, yüksek devirlerde alev cephesi yanma odası içerisinde daha hızlı yayılmıştır. Silindir içerisinde kalan damlacık sayısı 3000 d/d da daha az görülürken düşük devir sayılarında daha büyük çaplı ve daha fazla sayıda damlacığın hala yanmadığı gözlenmiştir. Fakat düşük devir sayılarında alev cephesi daha yeni ilerlemektedir. Yani ileri krank açılarında bu damlacıklarında yanmaya katkı sağlaması beklenmektedir. Bu durumda püskürtme dinamiğinin silindir içi basınç oluşumuna etkisini görülmektedir.



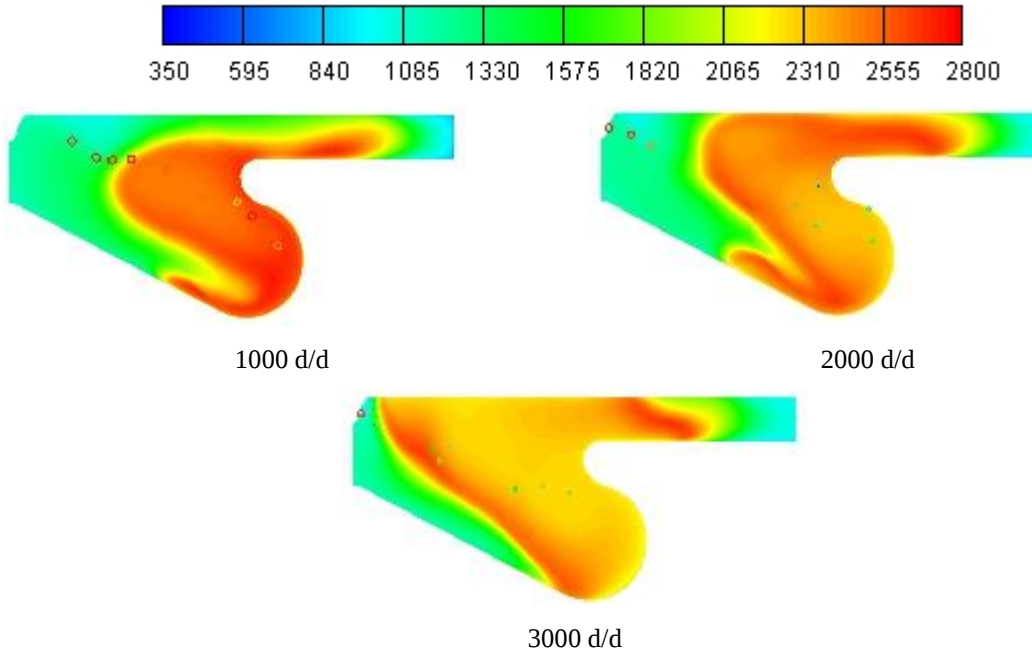
Şekil 3.15. -10° krank açısında püskürtme ve sıcaklık dağılımları



Şekil 3.16. 0° krank açısında püskürtme ve sıcaklık dağılımları



Şekil 3.17. 10° krank açısında püskürtme ve sıcaklık dağılımları

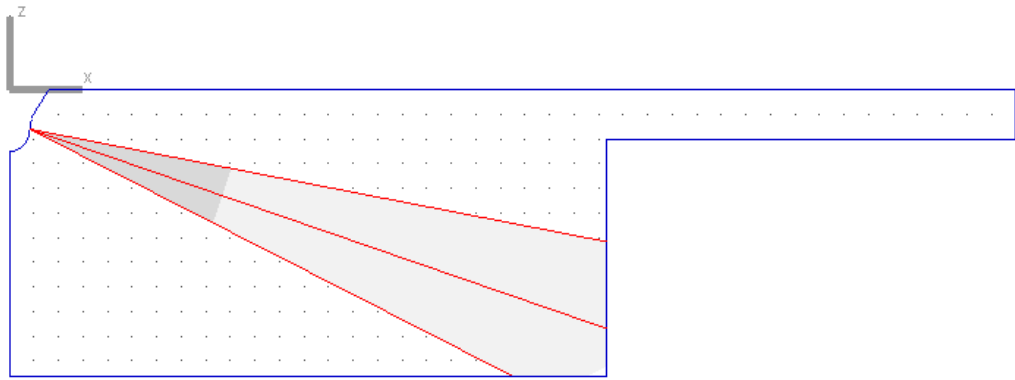


Şekil 3.18. 20° krank açısında püskürtme ve sıcaklık dağılımları

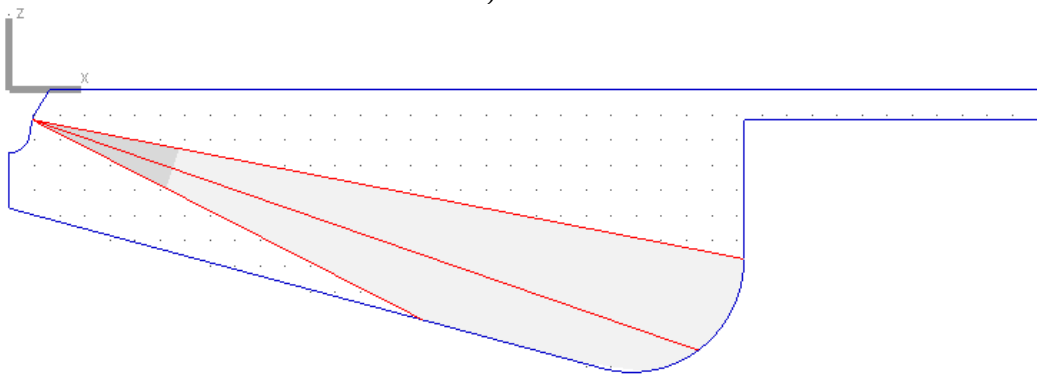
3.4. Yanma Odası Şeklinin Püskürtme Dinamiği ve Yanma Üzerindeki Etkisi

İçten yanmalı motorlarda püskürtme dinamiği ve yanma oluşumunu etkileyen parametrelerden biriside yanma odası şeklidir. Yanma odası şeklini dizel motorlarda daha çok piston şekli (piston çanağı) belirler. Bu tez kapsamında bir dizel motor için püskürtme dinamiği ve yanma incelenirken, incelenmesi gereken bir parametre olarak da yanma odası şekli seçilmiştir. Farklı 6 tip piston şekli için sayısal çalışmalar gerçekleştirilerek, bu yanma odalarında püskürtme dinamiği ve yanma detaylı olarak incelenmiştir. Yanma odası şekli hem motor performansı hem de emisyon oluşumu gibi temel parametreleri doğrudan etkilemektedir. Yanma basıncı, silindir içi sıcaklık, ısı salınımları, türbülans oluşumu ve emisyon oluşumları yanma odası şeklinden ciddi bir şekilde etkilenmektedir.

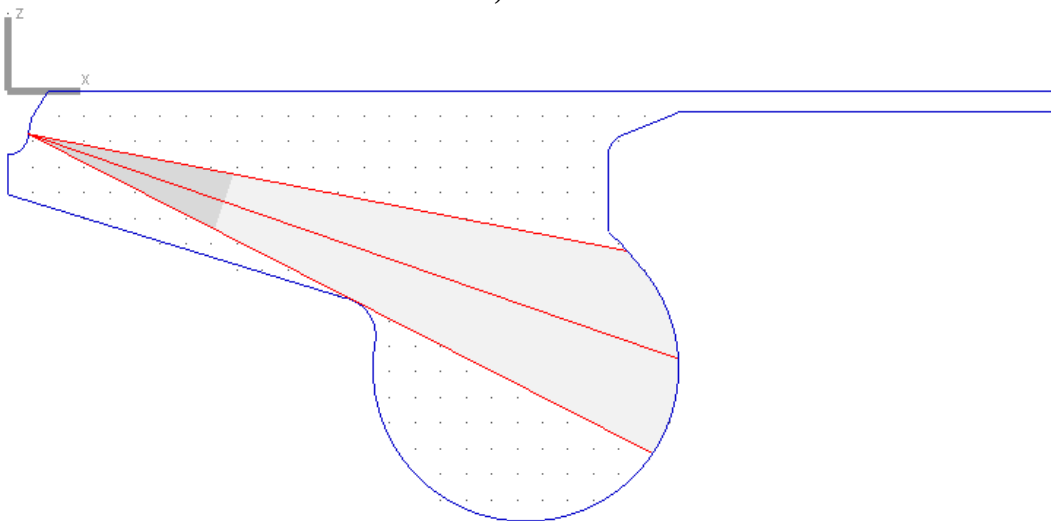
Yanma odası şekli özellikle silindir içi türbülans oluşumlarını etkilemektedir. Böylece taze dolgu silindir içerisine alınırken yanma odası şeklinin etkisi başlamış olur. Daha sonra sıkıştırma sürecinde bu etki devam etmekle birlikte asıl etki püskürtme ile birlikte görülür. Özellikle dizel motorlarda enjeksiyon parametreleri ile yanma odası şekli birlikte değerlendirilerek ideal yanma odası şekli belirlenmiş olur. Enjektör yardımıyla püskürtülen yakıt ya yanma odasında bir noktaya çarptırılarak daha fazla dağıtılmak istenir yada türbülans oluşumuna müsait bir bölgeye enjekte edilerek yanma verimi artırılmaya çalışılır. Motor tasarımlarında oldukça etkili olan yanma odası şekli, günümüzde gittikçe önemini artıran kirletici emisyonların minimize edilmesi konusunda da incelenmesi gereken parametrelerin başında gelir. Bu tez çalışması kapsamında farklı piston şekilleri kullanılarak püskürtme dinamiği ve yanma olayı detaylandırılmıştır. Bunların sonucu olarak da kirletici emisyonların oluşumu belirlenmiştir. Çalışma, motor devri 2000 d/d iken gerçekleştirilmiştir. Bu devir deneysel çalışmada kullanılan motor için maksimum güç devridir. Bu sebeple parametrelerin bu devirde incelenmesi doğru bulunmuştur.



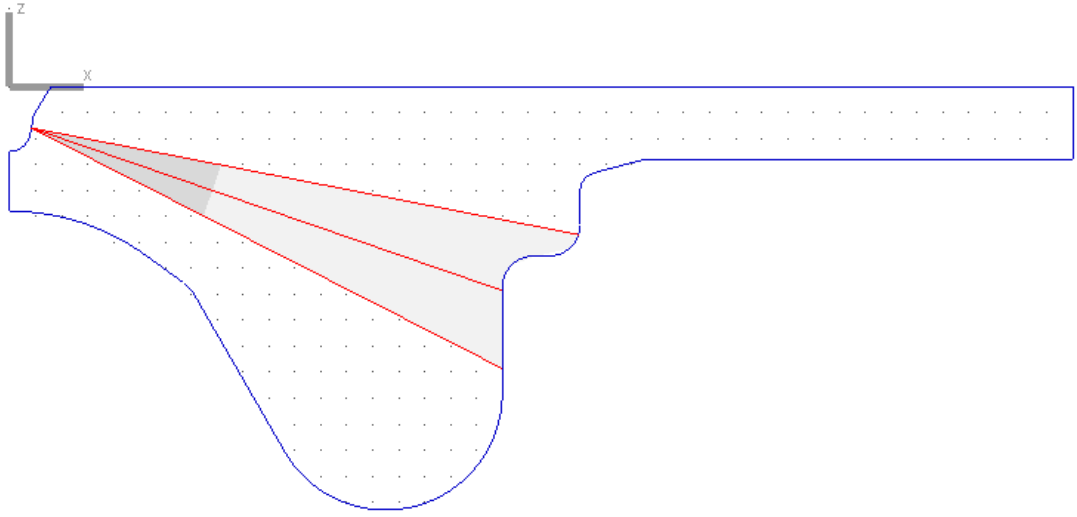
a) 1. Piston



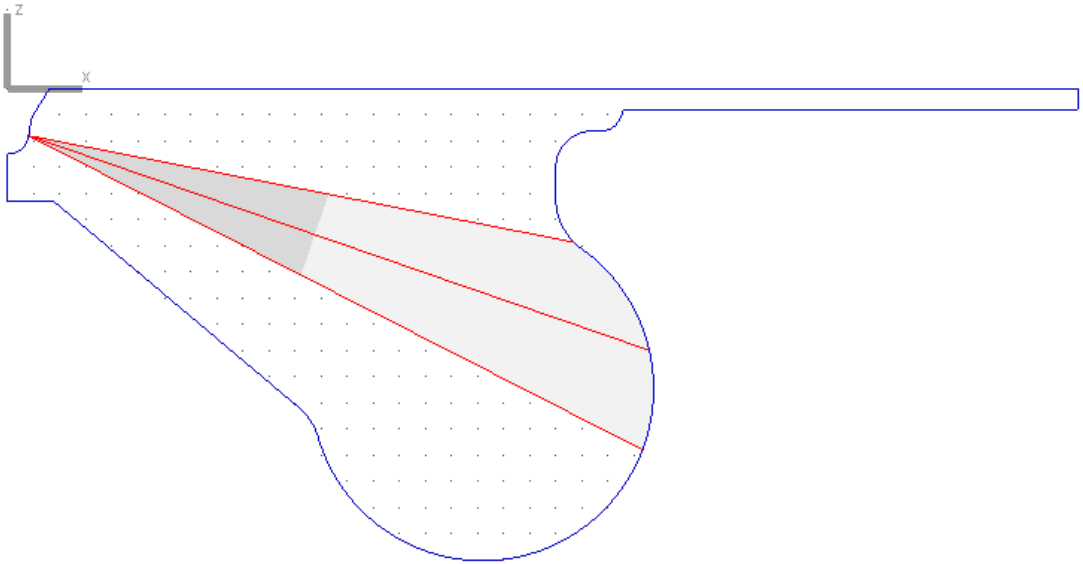
b) 2. Piston



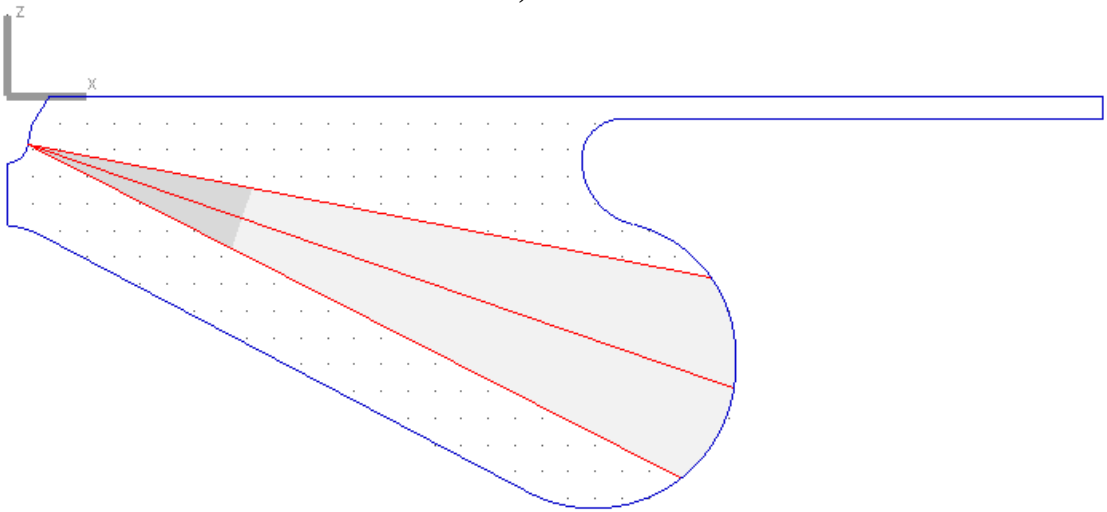
c) 3. Piston



d) 4. Piston



e) 5. Piston



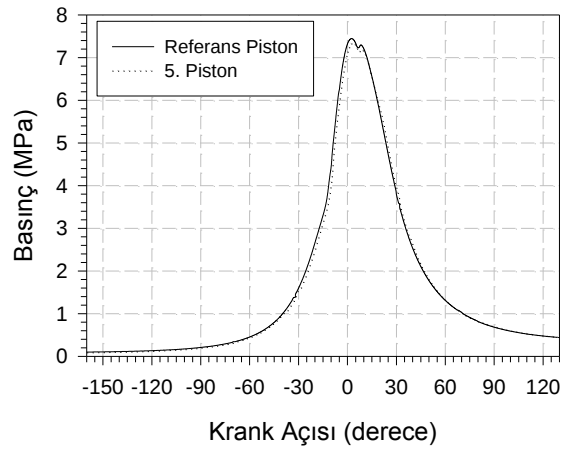
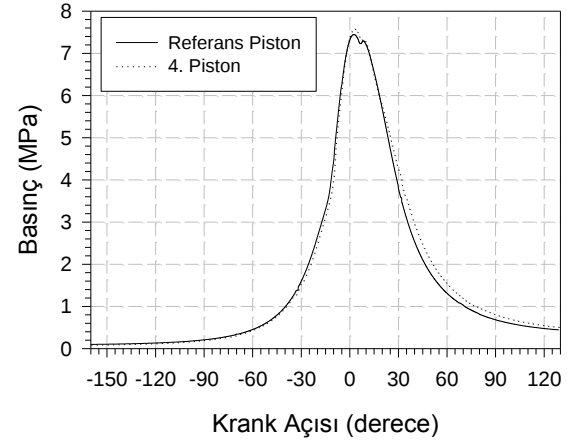
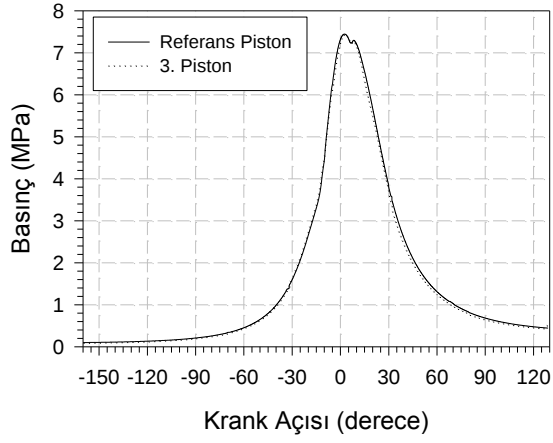
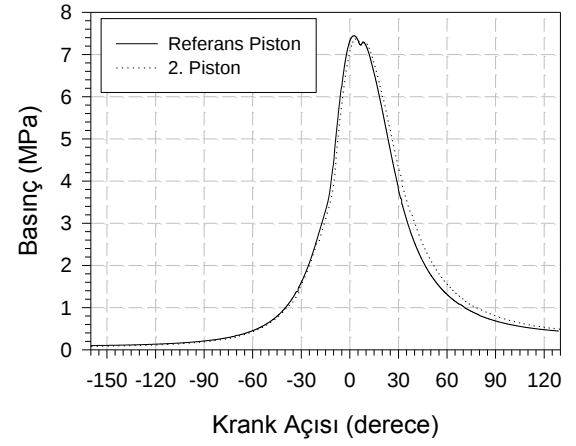
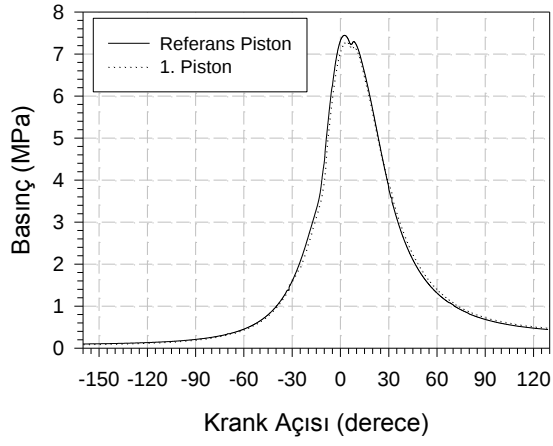
f) 6. Piston (Referans Piston)

Şekil 3.19. Farklı piston şekillerine bağlı olarak yanma odaları

Şekil 3.19’da tez kapsamında kullanılan 6 farklı piston şekline bağlı olarak yanma odaları görülmektedir. Her bir yanma odası tüm çevrim parametreleri etkin iken sayısal olarak çözülmüş ve sonuçlar elde edilmiştir. Altı numaralı piston deneysel çalışmada kullanılan dizel motora ait piston şeklidir. Bu sebeple sonuçlar irdelenirken bu piston referans olarak gösterilmiştir. Bu şekilde sonuçların analizi daha belirgin olarak yapılmış ve karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Kullanılan her bir piston yeni bir yanma odası meydana getirmiştir. Bu parametre incelenirken diğer tüm motor parametreleri (motor boyutları, püskürtme açısı, nozul sayısı, sıkıştırma oranı vs.) sabit tutulmuş yalnızca piston şekli değiştirilmiştir. Böylece bir dizel motorda piston şeklinin tüm sonuçlara etkisi gözlenmiştir. Şekillerde yanma odaları içerisinde taralı olarak gösterilen bölge ise enjektörden başlayan püskürtmenin yanma odası içinde takip ettiği bölgedir. Çalışmada püskürtme açısı sabit tutularak piston şeklinin etkisi belirgin hale getirilmiştir.

3.4.1. Farklı Yanma Odalarında Silindir İçi Basınç Değişimi

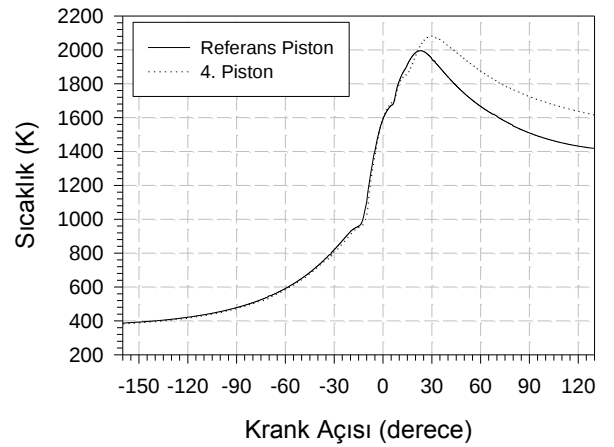
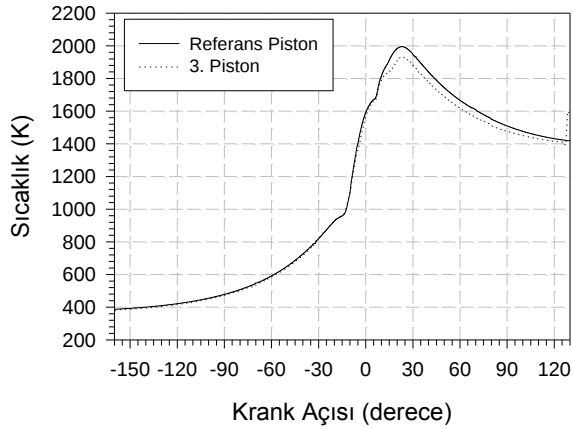
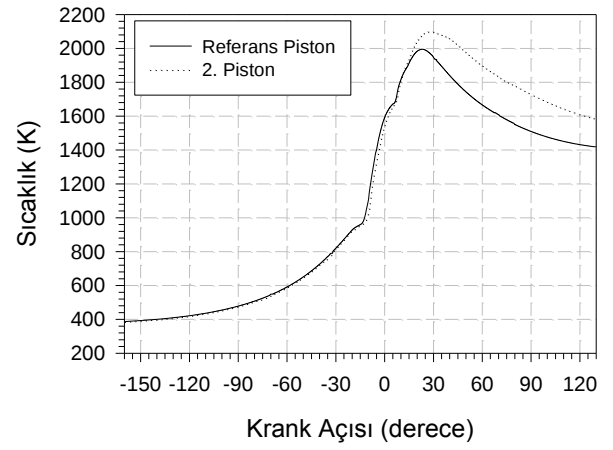
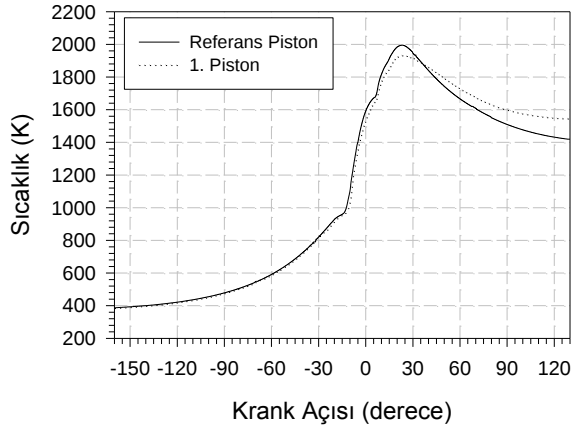
Şekil 3.20’de farklı piston tiplerinin silindir içi basınca etkisi referans pistonu göre karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Grafikler incelendiğinde piston şeklinin silindir içi basınç için etkisinin düşük olduğu görülmektedir. Yalnızca birinci piston referans pistonu göre az da olsa daha düşük bir silindir içi basınç eğilimi göstermiştir. Bunun dışındaki diğer piston tipleri kullanıldığında birbirine yakın basınç değerleri elde edilmiştir. Ancak ilerleyen krank açılarında ikinci ve dördüncü pistonların kullanıldığı durumlarda referans pistonu göre daha yüksek basınç değerleri sağlanmıştır. Bu bölge yanma süreci incelenirken önem kazandığından bu sonucun önemli olduğu düşünülmüştür. Basınç değişimi daha çok devir sayısının etkisinde olan bir parametredir. Bu sebeple farklı parametrelere göre küçük değişiklikler gösterse de daha çok yakın eğriler şeklinde görülmektedir.

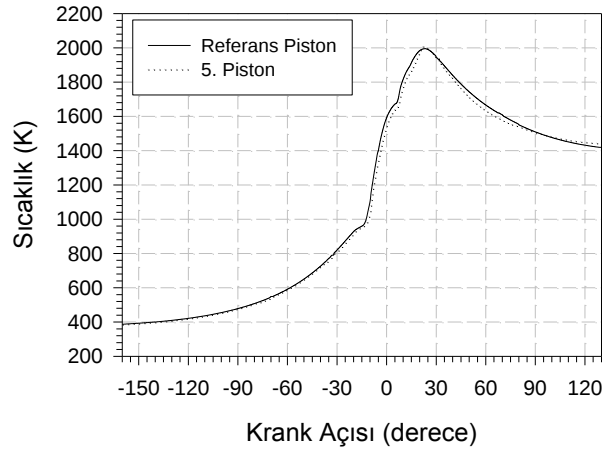


Şekil 3.20. Piston şekline göre silindir içi basınç değişimleri

3.4.2. Farklı Yanma Odalarında Silindir İçi Sıcaklık Değişimi

Şekil 3.21’de farklı piston tiplerinin silindir içi sıcaklık değişimine etkisi yine referans pistona göre verilmiştir. Grafiklerde silindir içi sıcaklıkların yanma odası şeklinden etkilendiği gözlenmektedir. Birinci pistonda sıcaklık eğrisi referans pistona göre daha düşük seyretmiştir. Maksimum sıcaklıkta buna bağlı olarak düşüktür. Üçüncü ve beşinci piston şekilleri referans pistona ve birbirlerine daha yakın bir eğri göstermekle birlikte düşük sıcaklık değerleri göstermektedir. İkinci ve dördüncü pistonlar ise daha yüksek sıcaklık değerlerine ulaşmışlardır. Sıcaklığın değişimi yanma olayına dair bilgiler vermekte ve emisyon sonuçlarını etkilemektedir.

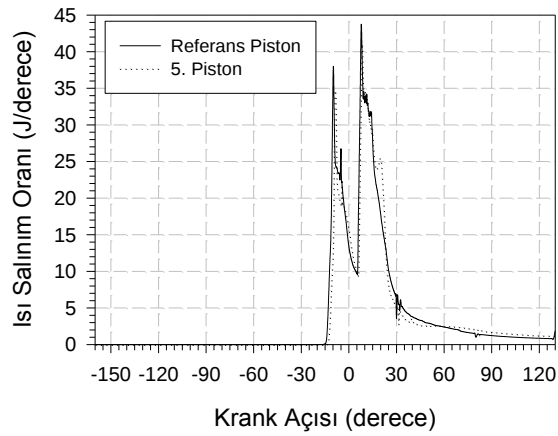
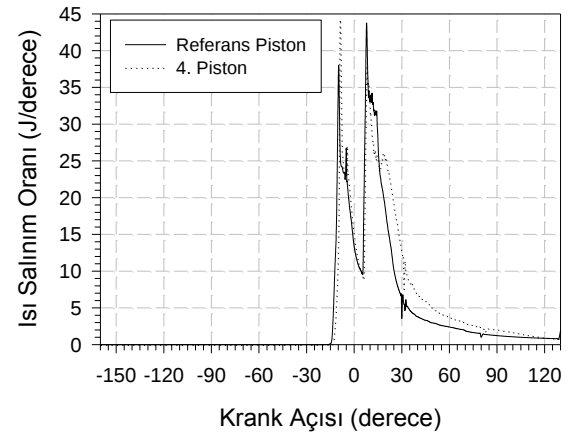
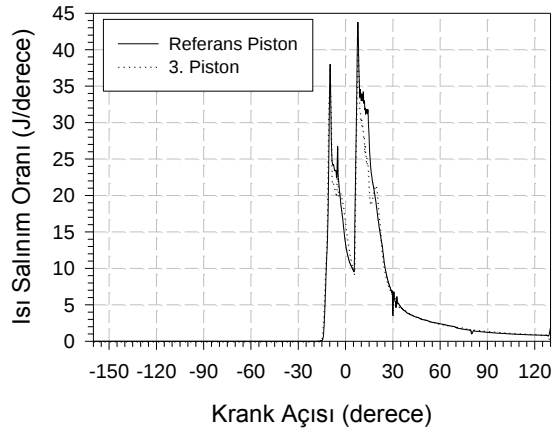
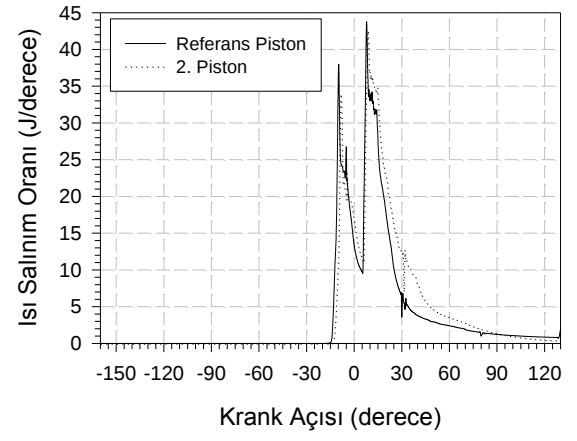
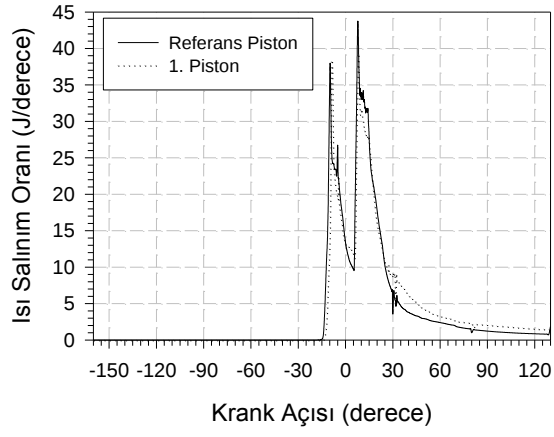




Şekil 3.21. Piston şekline göre silindir içi sıcaklıkların değişimi

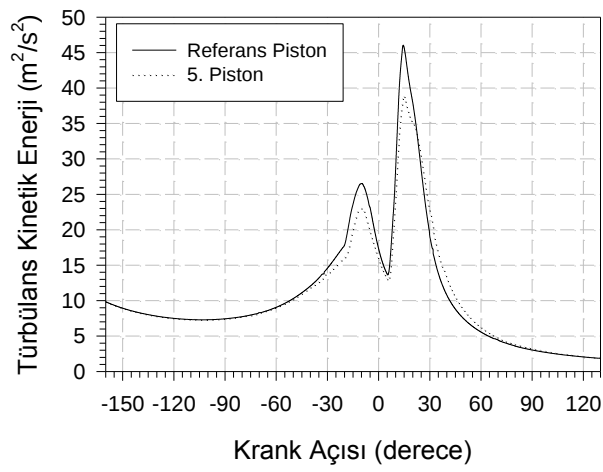
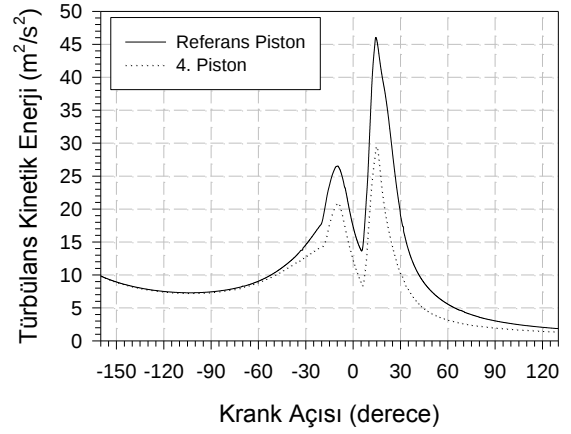
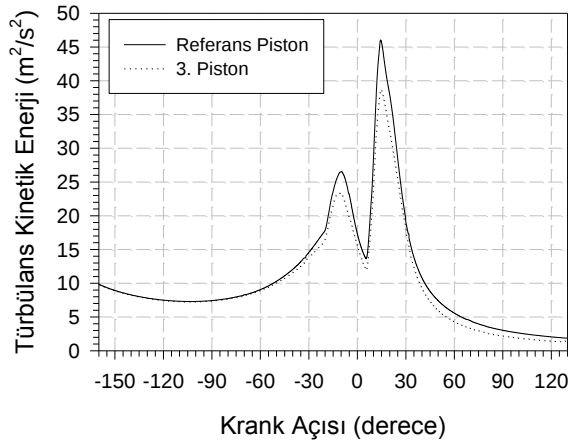
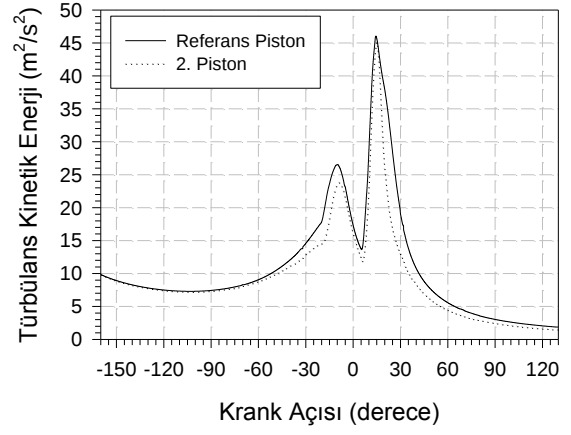
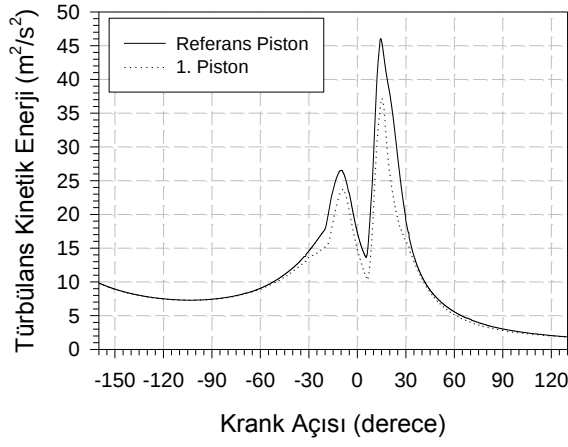
3.4.3. Farklı Yanma Odalarında Isı Salınımı Oranı

Isı salınım oranı silindir içerisine püskürtülen yakıtın sahip olduğu ısıyı salarak yanmayı başlattığı durumdur. Isı salınımı, yanma sonuna kadar devam etmekle birlikte yanmayı ve emisyon oluşumunu yorumlamayı sağlayan başlıca parametrelerden birisidir. Tek püskürtmeli motorlarda ısı salınımı genellikle bir pik nokta göstermekte ve yanma boyunca yükselip azalan bir grafik çizmektedir. Fakat bu tez kapsamında modellenmesi yapılan motor daha öncede anlatıldığı gibi bir multijet (çok püskürtmeli) motordur. Bu sebeple yakıtın püskürtmeye başlamasıyla birlikte oluşan yakıt damlacıkları silindir içinde var olan sıkıştırma sıcaklığının da etkisiyle tutuşmaya başlar. Bu sırada ısı salınımı başlar ve yanma tamamen başlamış olur. Sistem gereği ilk püskürtme belirli bir krank açısında tamamlanır ve ikinci püskürtme başlar. Birinci püskürtmede silindir içerisine giren yakıt bu esnada büyük oranda yanmış ve yüksek bir sıcaklık oluşturmuştur. Sonrasında ikinci püskürtmeyle birlikte silindir içerisine alınan yakıt hızlıca yanmaya başlar ve ikinci salınım gerçekleşmiş olur. Bu sebeple ısı salınım grafiklerinde iki kez maksimum nokta görülür. Bunlardan birincisi birinci püskürtmeyi ikinci ise ikinci püskürtmeyi ifade eder. Şekil 3.22 incelendiğinde bu durum açıkça görülür. Ayrıca ikinci ve dördüncü pistonların ısı salınım oranının da yüksek olduğu bu grafiklerde görülmektedir. Bu durum için bir önceki grafiklerde verilen sıcaklık değişimlerinin de etkili olduğu bilinmektedir.



Şekil 3.22. Piston şekline göre ısı salınım oranının değişimi

3.4.4. Farklı Yanma Odalarında Türbülans Kinetik Enerji Değişimi

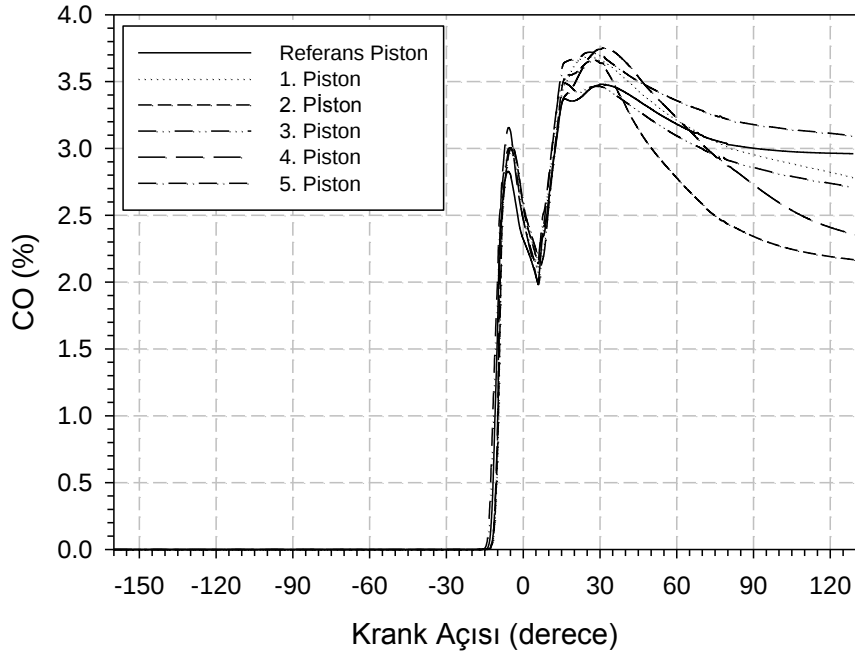


Şekil 3.23. Piston şekline göre türbülans kinetik enerjinin değişimi

Şekil 3.23’de piston şekline bağlı olarak türbülans kinetik enerjinin değişimi görülmektedir. Türbülans kinetik enerji her krank mili açısında görülmektedir. Fakat yakıtın püskürtülmeye başlamasıyla birlikte maksimum noktalara ulaşmaktadır. Şekilde görülen iki sıçrama iki püskürtmeyi ifade etmektedir. Püskürtmenin piston çanağında nereye yapıldığı türbülans kinetik enerjiyi etkilemektedir. Damlacıkların içerdeki havayı sürüklemesiyle oluşan döngüler, kütle transferi neticesinde damlacıkların buharlaşması ile birlikte etkisini yitirmekte ve yerini alev cephesine bırakmaktadır. Bu sebeple yine ikinci ve dördüncü piston şekillerinde türbülans kinetik enerji hızlıca düşmektedir. Elbette bu sonuçlar yorumlanırken püskürtme açısının da etkili olduğu bilinmektedir. Püskürtme açısına göre yanma odasına giren yakıt damlacıkları buharlaşma ve yanma sürecine önemli fayda sağlamaktadır.

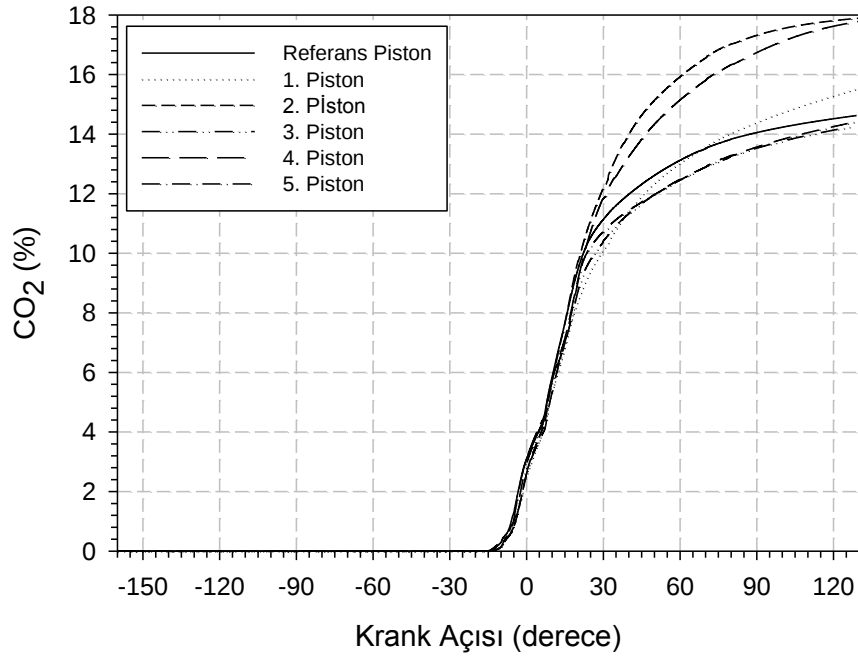
3.4.5. Farklı Yanma Odalarında Emisyon Oluşumu

Farklı piston şekillerinden oluşan yanma odaları multijet motor şartlarında incelendikten sonra bu sonuçların emisyon oluşumuna etkileri de merak edilmektedir. Emisyon oluşumu özellikle dizel motorlarda oldukça önemli olmasının yanı sıra çeşitli standartlarla sürekli minimize edilmeye çalışılmaktadır. Çevre ve insan sağlığı düşünüldüğünde oldukça tehlikeli olan bu emisyonlar araç üzerinde çok fazla değişiklik yapılmadan düşürülmeye çalışılmaktadır. Aksi halde bunları önlemek için kullanılan partikül filtreleri gibi ek donanımlar ek maliyet getirmektedir. Bu sebeple özellikle tasarıma yönelik temel değişikliklerle emisyonları düşürmek bir çözüm olarak değerlendirilmektedir.



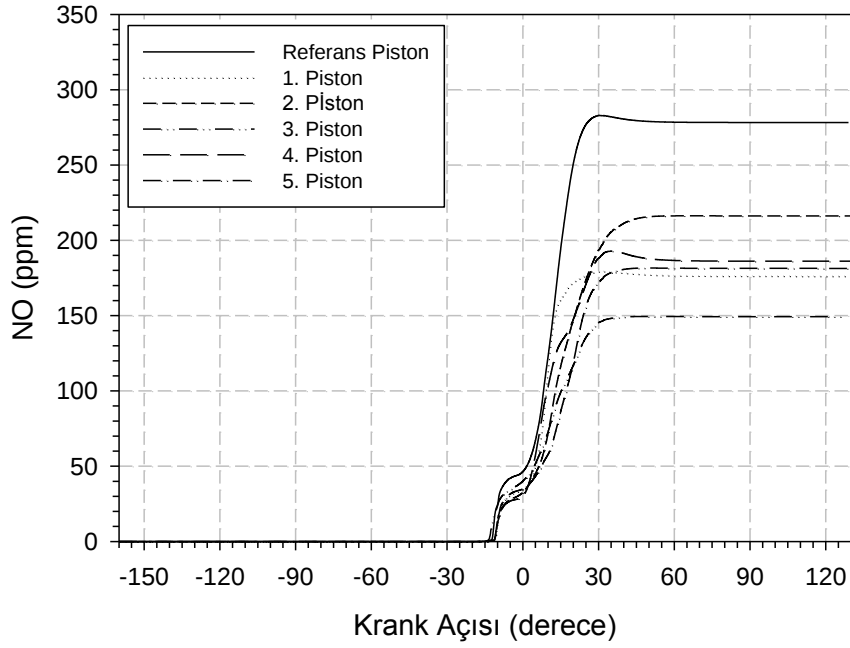
Şekil 3.24. Farklı piston şekillerinde CO emisyonlarının değişimi

Şekil 3.24’de farklı piston şekillerine bağlı olarak CO emisyonlarının değişimi görülmektedir. Dizel motorlarda CO emisyonları genellikle düşük seviyededir. Fakat heterojen karışım, hava ile yakıtın yeterli oranda karışmaması, CO₂ oluşumu için yeterli süre olmaması ve yanmanın eksik gerçekleşmesi gibi durumlarda CO emisyonları yükselebilmektedir. Bu açıdan farklı yanma odaları değerlendirildiğinde yine multijet etkisi bu sonuçlarda da görülmektedir. Birinci püskürtme neticesinde silindir içerisine giren yakıtı da bağlı olarak CO emisyonları oluşmaya başlamıştır. Yanma başladıktan sonra bu emisyonlar düşüş göstermiş ve ikinci püskürtmeyle beraber tekrar artmıştır. İkinci püskürtmenin yanmaya başlaması ve alev cephesinin genişlemesiyle birlikte bu emisyonlarda yine düşme meydana gelmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi silindir içi sıcaklıkları ve ısı salınım sonuçları diğer modellere göre iyi olan ikinci ve dördüncü piston şekilleri kullanıldığında CO emisyonları daha düşük seviyede kalmıştır. Bu sonucun oluşmasında diğer parametrelerinde etkili olduğu düşünüldüğünde piston şeklinin oldukça önemli olduğu görülmektedir. Piston şeklinin CO oluşumuna yaklaşık %25 oranında etki etkidiği de elde edilen bir diğer sonuçtur.



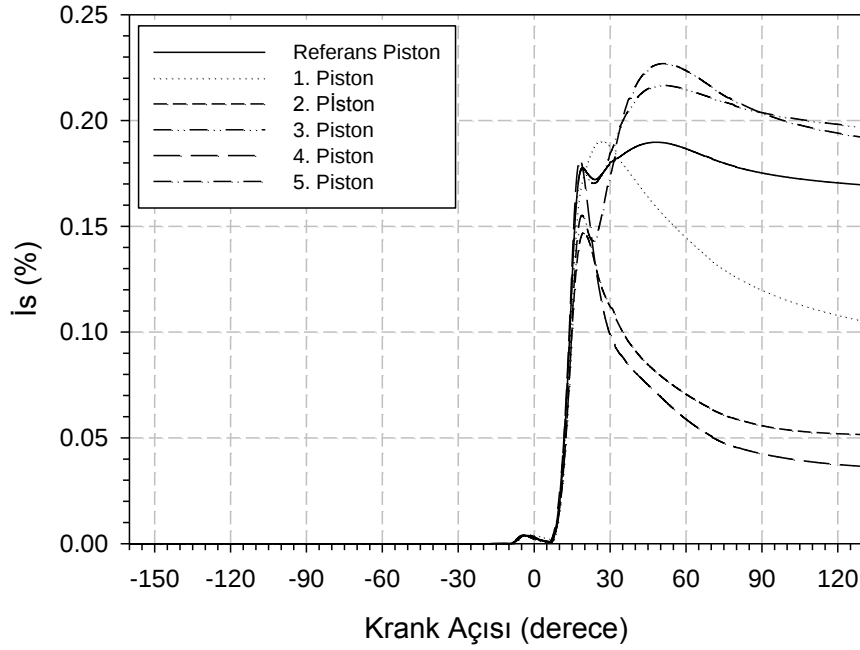
Şekil 3.25. Farklı piston şekillerinde CO₂ emisyonlarının değişimi

Şekil 3.25’de CO₂ emisyonlarının farklı piston şekillerine bağlı olarak değişimi görülmektedir. CO₂ emisyonları yanma reaksiyonları neticesinde oluşmakta ve egzoz emisyonlarında da devam etmektedir. Doğada ağaçlar tarafından emilmesi bakımından emisyon ürünleri arasında en az zararlı olan olarak gösterilmektedir. CO₂ emisyonlarının krank açısına göre sürekli artması yanmanın devam ettiğini ve yakıtın yüksek oranda yandığını ifade etmektedir. Yanma iyileştikçe bu emisyon ürününde de artma gözlenmektedir. Grafikte de açık olarak görüldüğü gibi ikinci ve dördüncü pistonlarda önceki sonuçlarda göz önünde bulundurularak yanmanın daha iyi gerçekleştiği görülmektedir. Diğer piston şekilleri ise daha yaklaşık eğilimler göstermişlerdir.



Şekil 3.26. Farklı piston şekillerinde NO emisyonlarının değişimi

Farklı piston şekillerine bağlı olarak NO emisyonlarının değişimi Şekil 3.26’da görülmektedir. NO emisyonlarını oluşum mekanizmaları incelendiğinde, bu emisyonların yanmanın başlıca bileşeni olan hava sebebiyle oluştuğu görülür. Hava içerisinde ihtiva eden azot bileşeni yüksek sıcaklık etkisiyle reaksiyon geçirerek NO ve türevlerini oluşturur. NO emisyonları alev içerisinde de oluşmasına rağmen daha çok alev arkasında oluşan yanmış gaz bulutu içerisinde bulunur. Elde edilen grafik bu açıdan ilginç bir sonuçtur. NO emisyonlarının grafikte ilerleyen krank açılarında hızlıca yükseldiği görülür. Bu açılar yanmanın ilerlediği açılardır. Daha önce silindir içerisindeki sıcaklık değişimi yüksek olan ikinci ve dördüncü pistonlarda, NO oluşumu hızlı başlamış fakat sonra düşük seyretmiştir. Grafikte referans pistonun özellikle yüksek bir NO emisyonu sergilediği görülmektedir. Bu durum silindir içerisinde yerel yanma başlangıcı ve alev arkası yanmış gazların birikmesiyle ilgili olup temel olarak yanma odası şekli ile de bağlantılıdır. Bu oluşum ilerde silindir içi bölgelerde emisyon oluşumu olarak da incelenecektir.



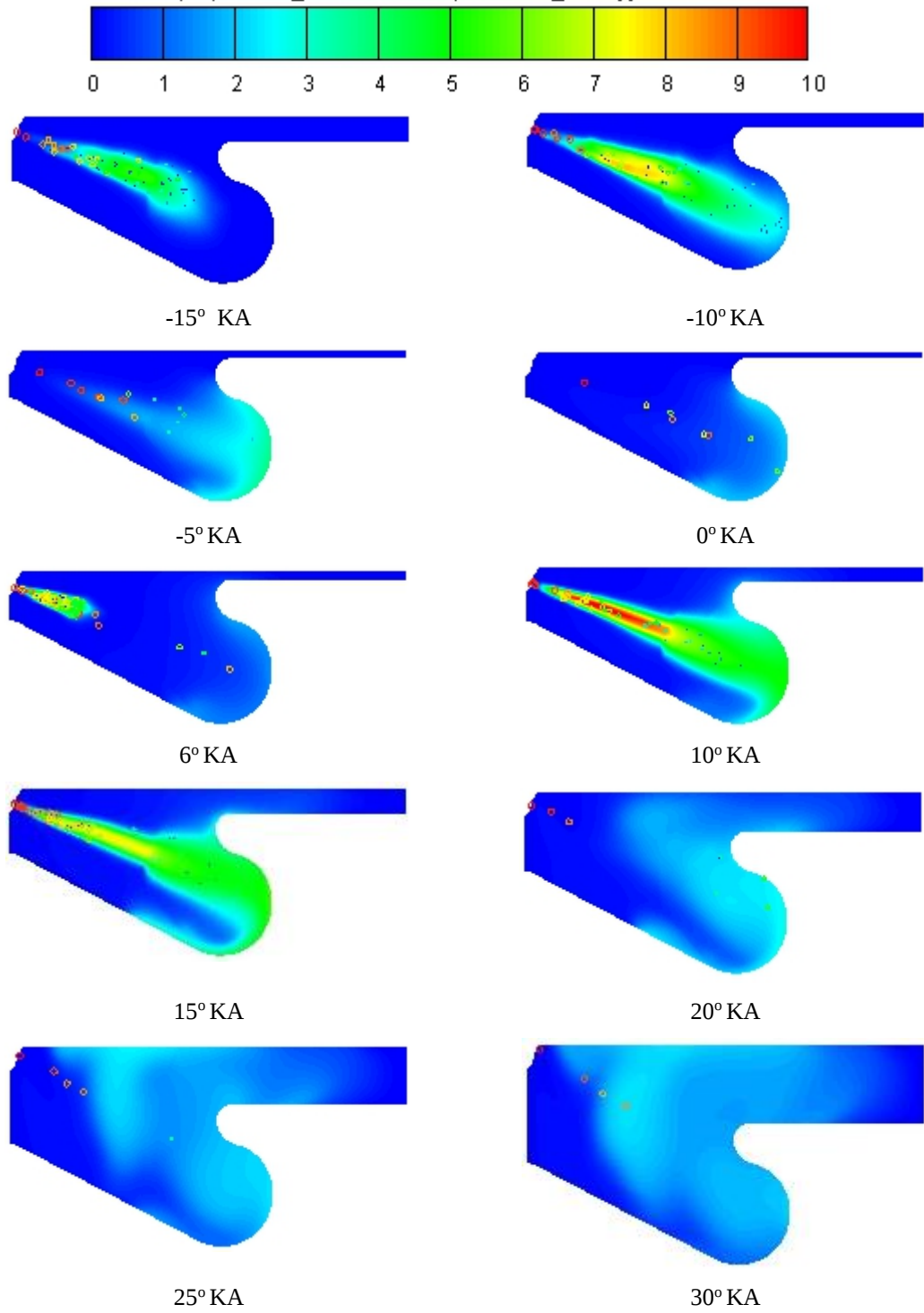
Şekil 3.27. Farklı piston şekillerinde is emisyonlarının değişimi

İs emisyonları özellikle dizel motorlarda oldukça önemli emisyonların başında gelir. Silindir içerisine giren yakıt içinde bulunan H_2 bileşeni karbona göre çok daha hızlı bir şekilde reaksiyona girer. Bu esnada yetersiz oksijen ve diğer etkilerin sonucunda karbon bileşeni yanmamış olarak is şekline dönüşür. Dizel motorlar için önemli bir oluşum olan is emisyonlarının piston şekline göre değişimi Şekil 3.27’de görülmektedir. İkinci ve dördüncü pistonlar incelendiğinde is emisyonunun gittikçe düştüğü görülmektedir. Bunun yanında üçüncü, beşinci ve referans pistonlar ise birinci püskürtmeden sonra düşen, ikinci püskürtmeden sonra ise önce yükselen sonra kısmen düşen bir eğilim göstermişlerdir. Yanmanın bir nevi kalitesini gösteren bu parametrede, silindir içi karışımın ya da alev cephesinin etkili olduğu görülmektedir. İs emisyonlarının değişiminin farklı piston tiplerinde ciddi oranda değişiklik göstermesi incelenen parametrenin yanma üzerindeki etkisinin önemini de göstermektedir.

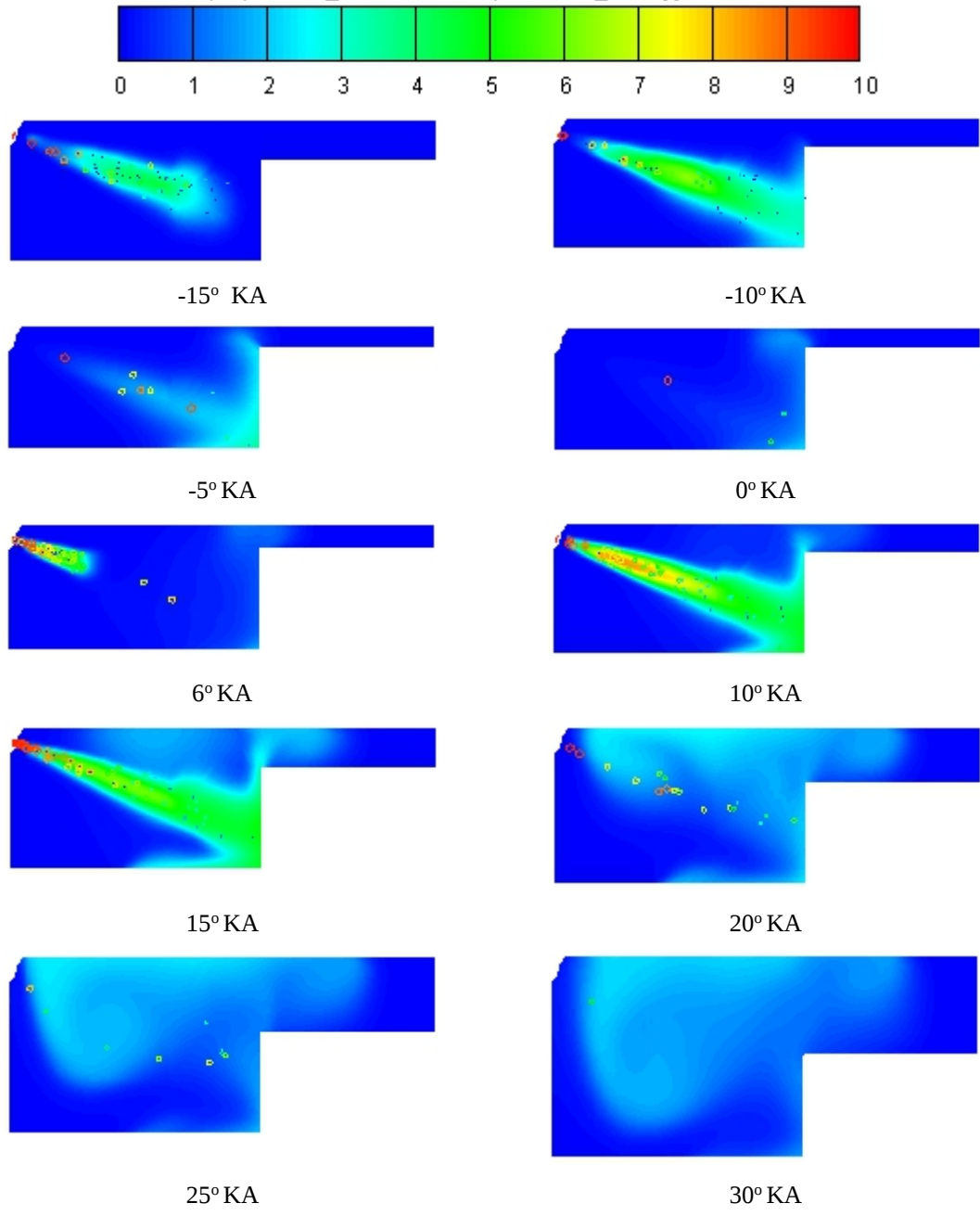
3.4.6. Farklı Yanma Odalarında Eşdeğerlik Oranı ve Püskürtme Oluşumu

Motora ait temel sonuçlar ve emisyon değişimleri tüm krank açısına göre incelendikten sonra özellikle yanmanın gerçekleştiği aralıktaki bazı krank açıları için farklı parametreler görsel olarak incelenmiştir.

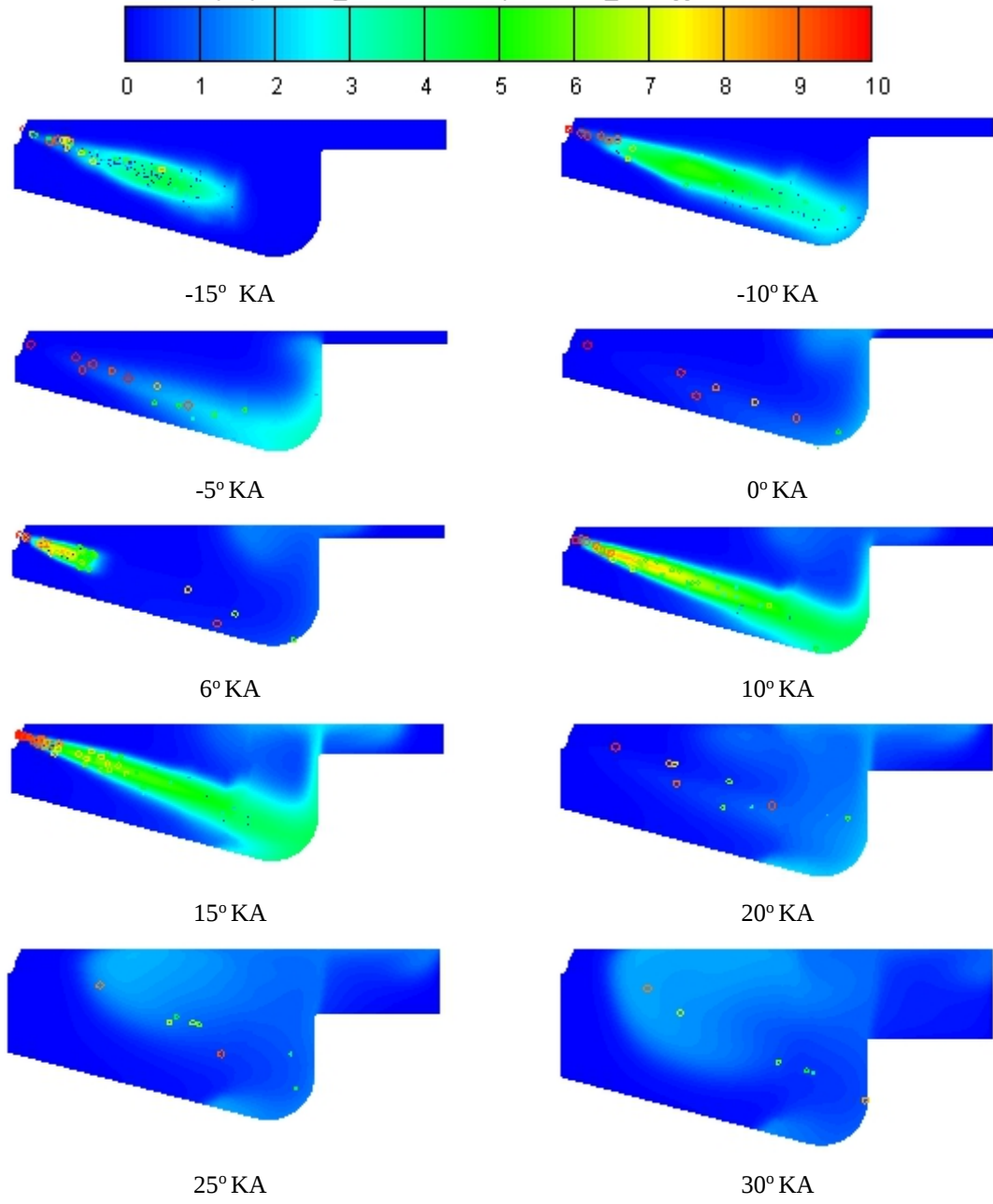
Bu şekilde püskürtme oluşumu ile yanma tam olarak birleştirilmiş ve farklı yanma odası parametresi ayrıntılı olarak irdelenmiştir. Eşdeğerlik oranı hava fazlalık katsayısına ve yakıt hava karışımına bağlı olarak hesaplanan bir parametredir. Bu parametre bir noktada yakıt hava karışımının durumunu gösterir. Şekil 3.28-33’de referans piston başta olmak üzere tüm piston şekilleri için eşdeğerlik oranı ile birlikte püskürtme ve damlacık dağılımı birlikte verilmiştir. Her beş krank açısında (KA) bir verilen bu sonuç 5° yerine 6° krank açısı için gösterilmiştir. Bunun sebebi ikinci püskürtmenin başlangıç açısı 5° ’dir. Fakat hemen sonraki 6° krank açısında etkisi görülmektedir. Sonuçlar incelendiğinde püskürtmenin başlamasıyla birlikte silindir içerisinde yerel olarak çok yüksek seviyede karışımların gerçekleştiği bölgeler oluşmaktadır. Daha sonra damlacık sayısındaki azalma buharlaşmayı göstermektedir. Özellikle 10° krank açısında ikinci püskürtme bu açının hemen öncesinde başlamış ve yüksek sıcaklığa bağlı olarak yakıt damlacıkları buharlaşmaya başlamıştır. Enjektörden uzak bölgelerde küçük damlacıkların oluşmasına bağlı olarak bu etki devam etmiş ve yine buharlaşmaya bağlı olarak karışım oluşumu artmıştır. Ayrıca dikkat edilecek bir diğer sonuç silindir merkezinde ve uzak silindir cidarı bölgesinde bu etkinin oldukça düşük olmasıdır. Yanma oluşumu da karışımın yoğun olduğu yerde başlamıştır. Emisyon oluşumları da düşünüldüğünde bu sonuç oldukça önemlidir. Damlacık dağılımı incelendiğinde püskürtme bittikten sonra bile yanma odası içerisinde damlacık halinde yakıt bulunmaktadır. Bu oluşumun farklı sebepleri olmakla birlikte en önemlileri, duvar etkileşimi sebebiyle cidara çarpıp sıçrayan parçaların birleşmesi ve püskürtme esnasında çarpışan damlacıkların birleşerek büyük çapta yeni damlacıklar oluşturmasıdır. Bu durum hava yakıt karışımını da etkilemektedir. Bu sonuçlarda da ikinci ve dördüncü piston şekilleri karışım oluşumuna oldukça uygun görülmektedir. Özellikle dördüncü pistonda, enjektörden çıkan yakıt piston kenarına çarparak yönlendirilmiştir. Bu şekilde silindir cidarına yakın bölgelere yakıt ulaşması sağlanmıştır. Dolayısıyla ilerleyen krank açıları da incelendiğinde karışım oluşu homojen hale getirilmeye çalışılmış ve iyi bir yanmaya zemin hazırlanmıştır. Birinci, üçüncü ve referans pistonlarda ise bu oluşumun yetersiz seviyede kaldığı görülmektedir. Beşinci pistonda ise yakıt enjeksiyonu piston çanağının iç kısmına çarparak bir döngü gerçekleştirmiş ve karışım bu şekilde daha iyi hale gelmiştir.



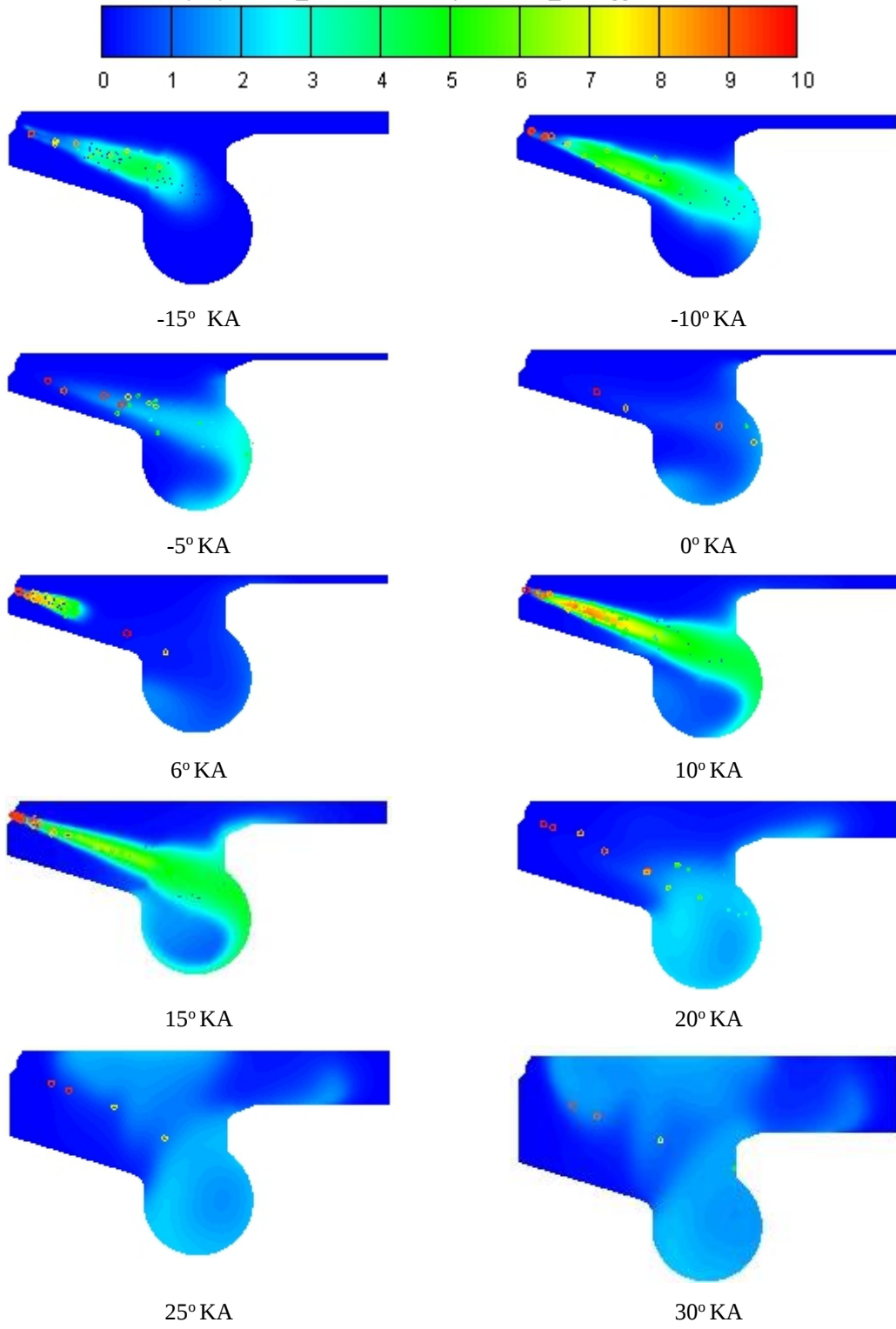
Şekil 3.28. Referans piston için eşdeğerlik oranı ($-$) ve damlacık dağılımı



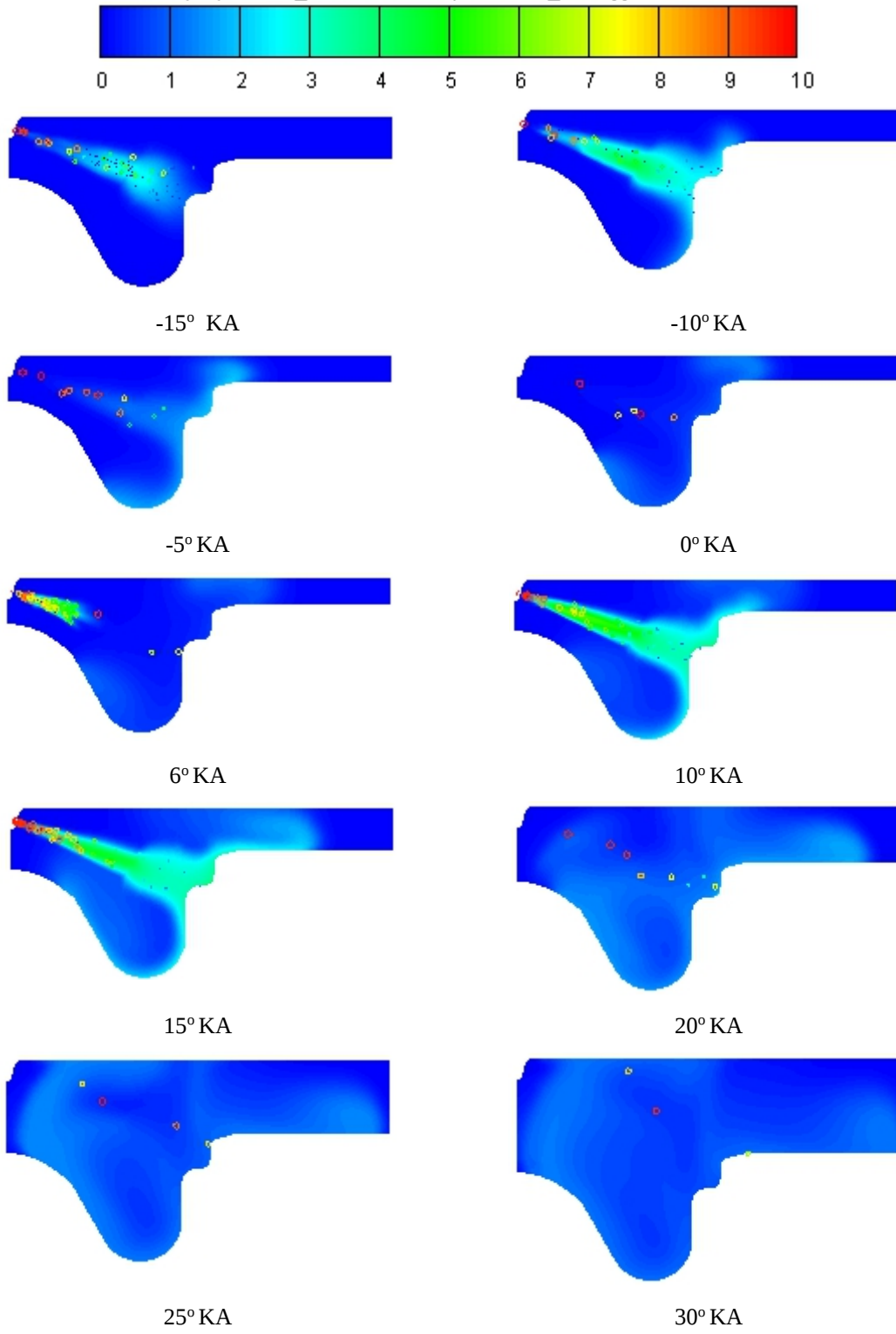
Şekil 3.29. 1. piston için eşdeğerlik oranı (-) ve damlacık dağılımı



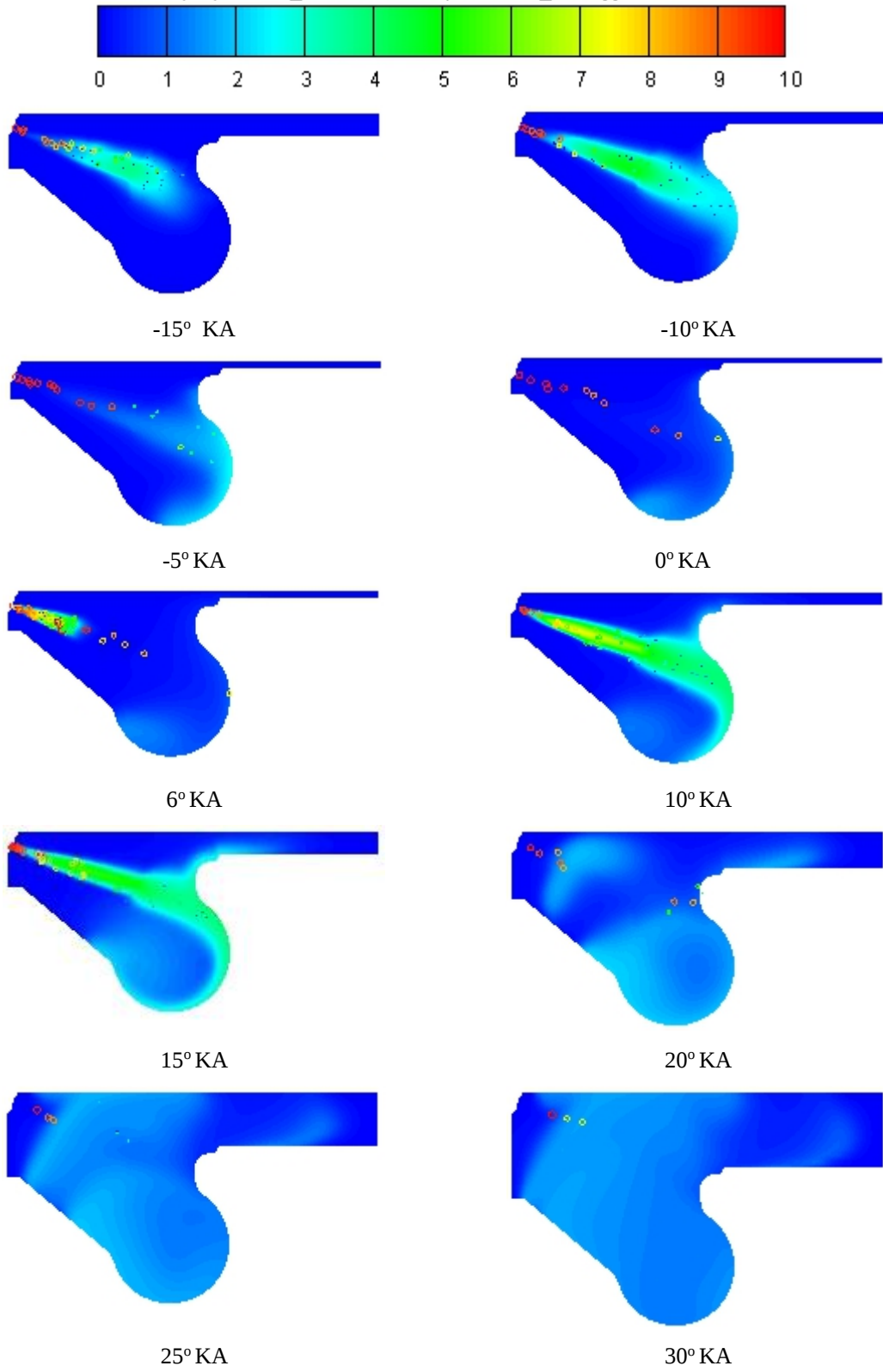
Şekil 3.30. 2. piston için eşdeğerlik oranı (-) ve damlacık dağılımı



Şekil 3.31. 3. piston için eşdeğerlik oranı (-) ve damlacık dağılımı



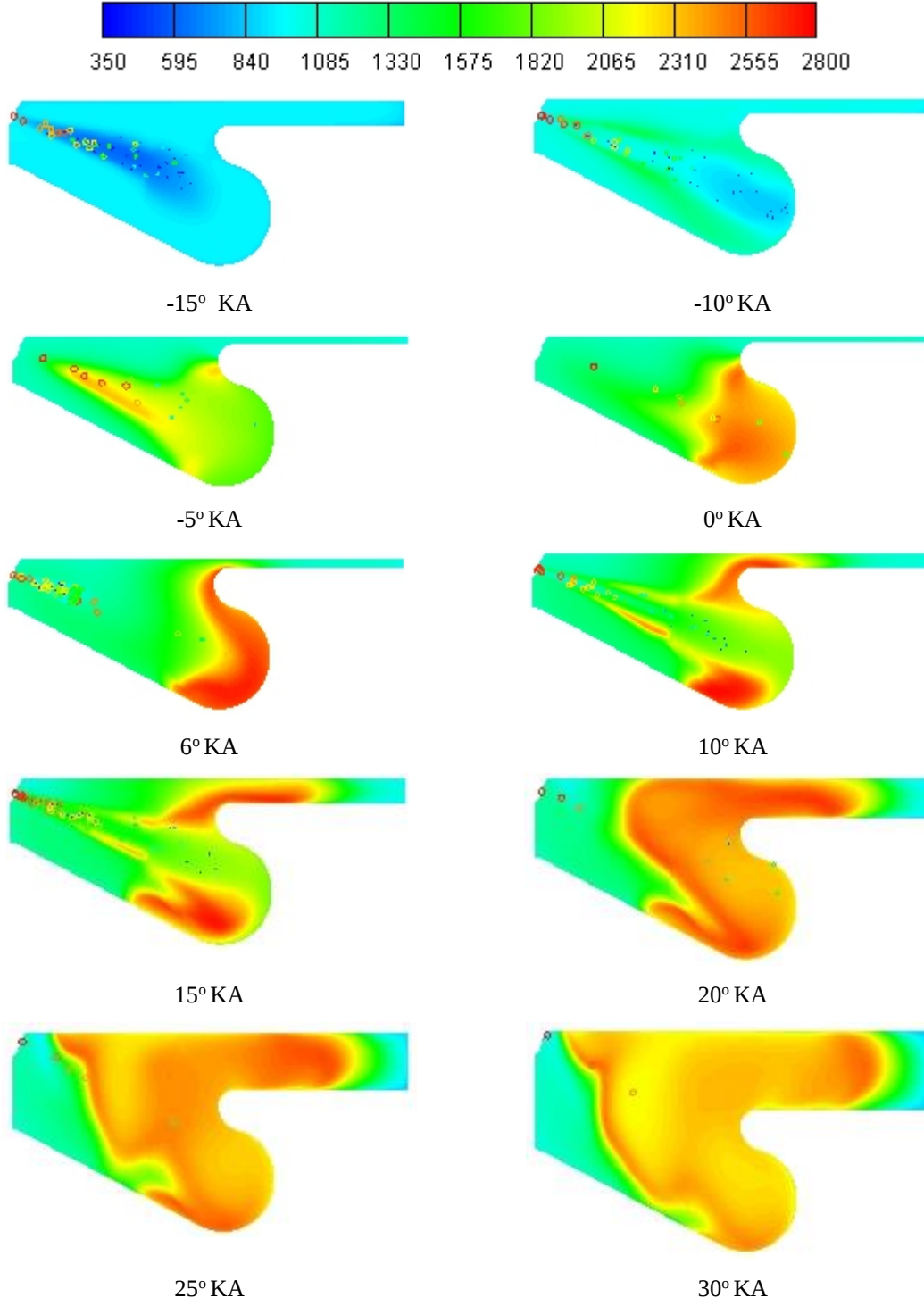
Şekil 3.32. 4. piston için eşdeğerlik oranı (-) ve damlacık dağılımı



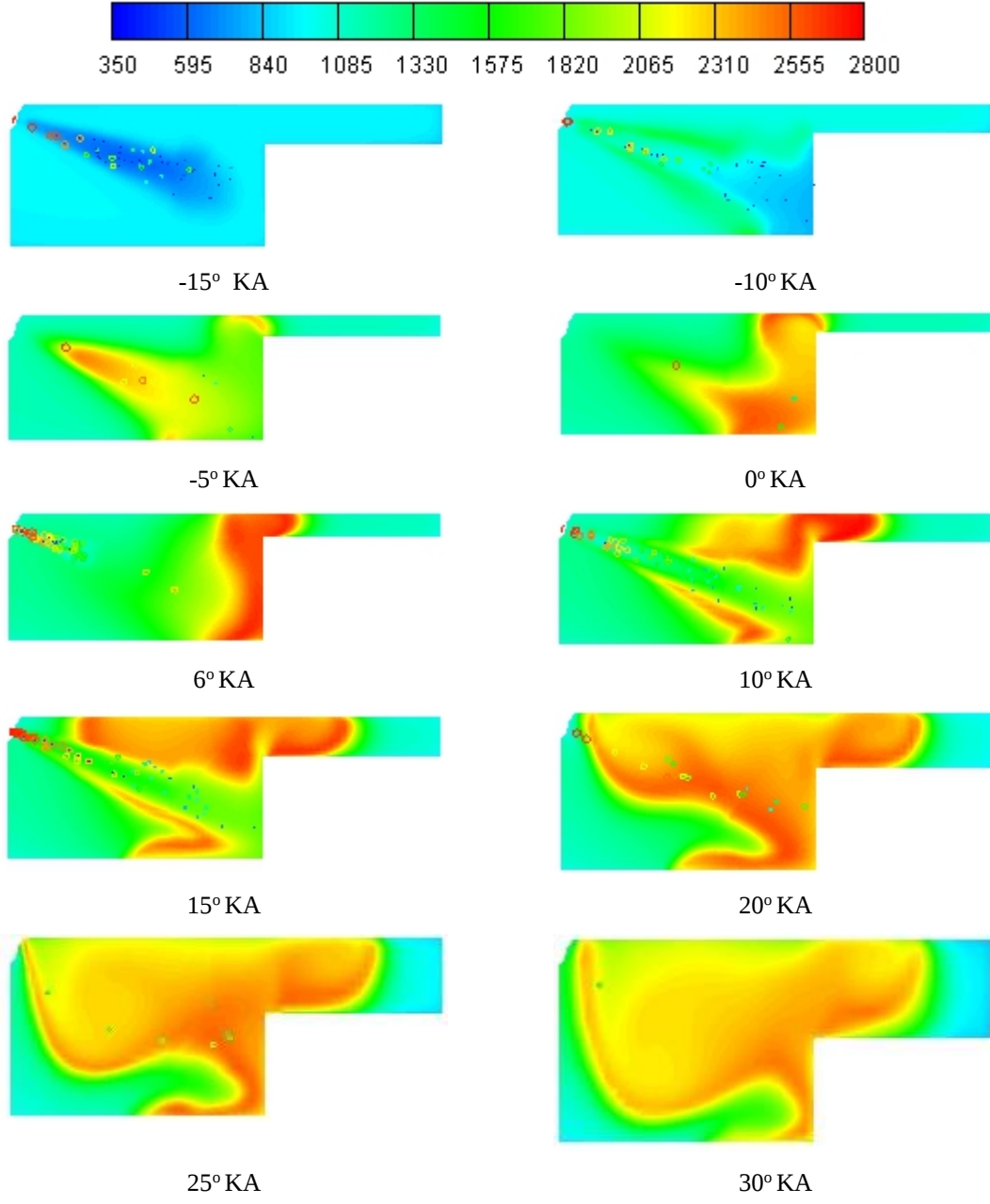
Şekil 3.33. 5. piston için eşdeğerlik oranı (-) ve damlacık dağılımı

3.4.7. Farklı Yanma Odalarında Püskürtme Oluşumu ve Sıcaklık Değişimi

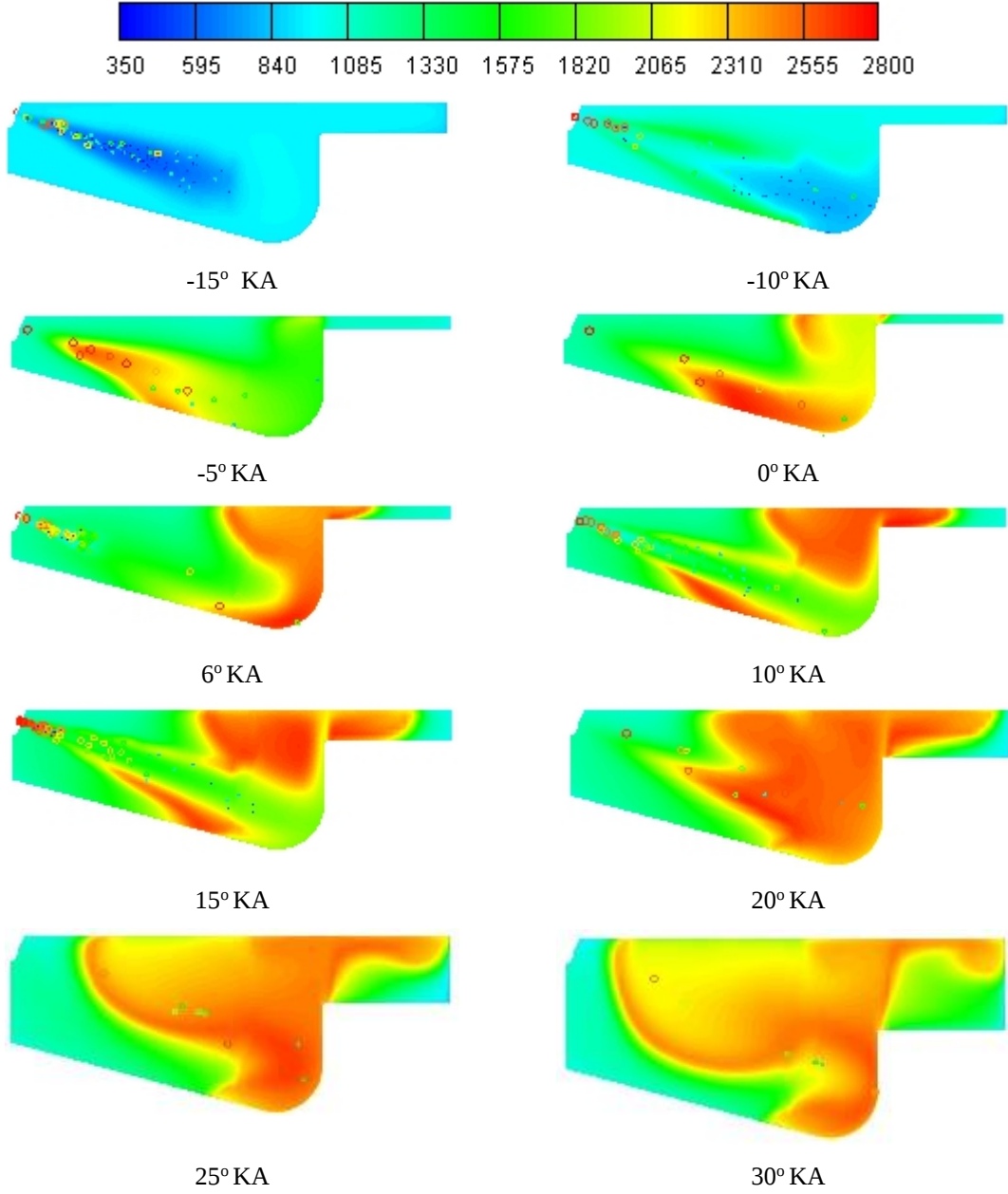
Piston şekline bağlı olarak silindir içerisinde sıcaklık değişimleri önceki kısımda tüm krank açısına göre çevrim bazında verilmiştir. Fakat özellikle yanmanın başladığı ve yoğun olarak alev yapısının devam ettiği durumlarda silindir içi sıcaklık değişimleri yanma ve emisyon oluşumları adına önemli fikirler vermektedir. Bu kapsamda eşdeğerlik oranı verilen krank açıları için sıcaklık dağılımları da tüm piston şekilleri için verilmiştir (Şekil 3.34-39). Aynı anda püskürtme oluşumu ve damlacık dağılımı da gösterilerek damlacık buharlaşması ve yanma başlangıcı da gösterilmiştir. Şekiller incelendiğinde yanmanın ilk olarak püskürtme başlangıcından sonra enjektörün hemen ilerisinde olduğu görülmektedir. Bu bölgede yüksek sürtünme etkisiyle ana jetten ayrılan küçük partiküllerin yanmaya başladığı düşünülmektedir. Sonrasında püskürtmenin devam etmesiyle alev cephesi, piston çanağına kadar enjektör açısı doğrultusunda ötelenmiştir. Daha sonra ikinci püskürtme başlamış ve yanma enjektöre doğru uzanmıştır. Bu arada krank açısının da ilerlemesiyle birlikte alev tüm yanma odası içerisine yayılmıştır. Sıcaklığın silindir cidarı bölgesine kadar ilerlememesi bu bölgede oluşan eksik yanmayı ve dolayısıyla emisyonları açıklamaktadır. Sıcaklık dağılımı ve buharlaşma sonuçları içinde ikinci ve dördüncü pistonlarda iyi sonuçlar elde edilmiştir. Sıcaklık dağılımı daha ileri bölgelere kadar uzanmış ve yanma verimli bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Diğer piston şekillerinde özellikle cidar bölgesinde yüksek sıcaklıklara ulaşılamamıştır. Birinci piston şeklinde ise hem silindir merkezinde hem de silindir cidarında soğuk bölgelerin olduğu belirlenmiştir. Merkezdeki bu soğuk bölgelerin sebebi, püskürtülen yakıtın piston çanağına bağlı olarak merkez bölgelere ilerleyememesidir. Beşinci pistonda ise ani yüksek sıcaklıklar görülmemiş fakat yanma nispeten iyi gerçekleşmiştir. Ayrıca yakıt püskürtmesinin silindir içerisine bir soğuk giriş yaptığı ve o bölgede alev oluşumunun daha geç olduğu da elde edilen önemli bir sonuçtur. Bu sonuç özellikle 10° ve 15° krank açılarında net olarak görülmektedir. Ayrıca önceki NO sonuçlarında referans pistonda oluşan yüksek NO emisyonu bu grafiklerde daha netleşmiştir. Bölgesel ani yükselmeler NO oluşumunu tetiklemiştir.



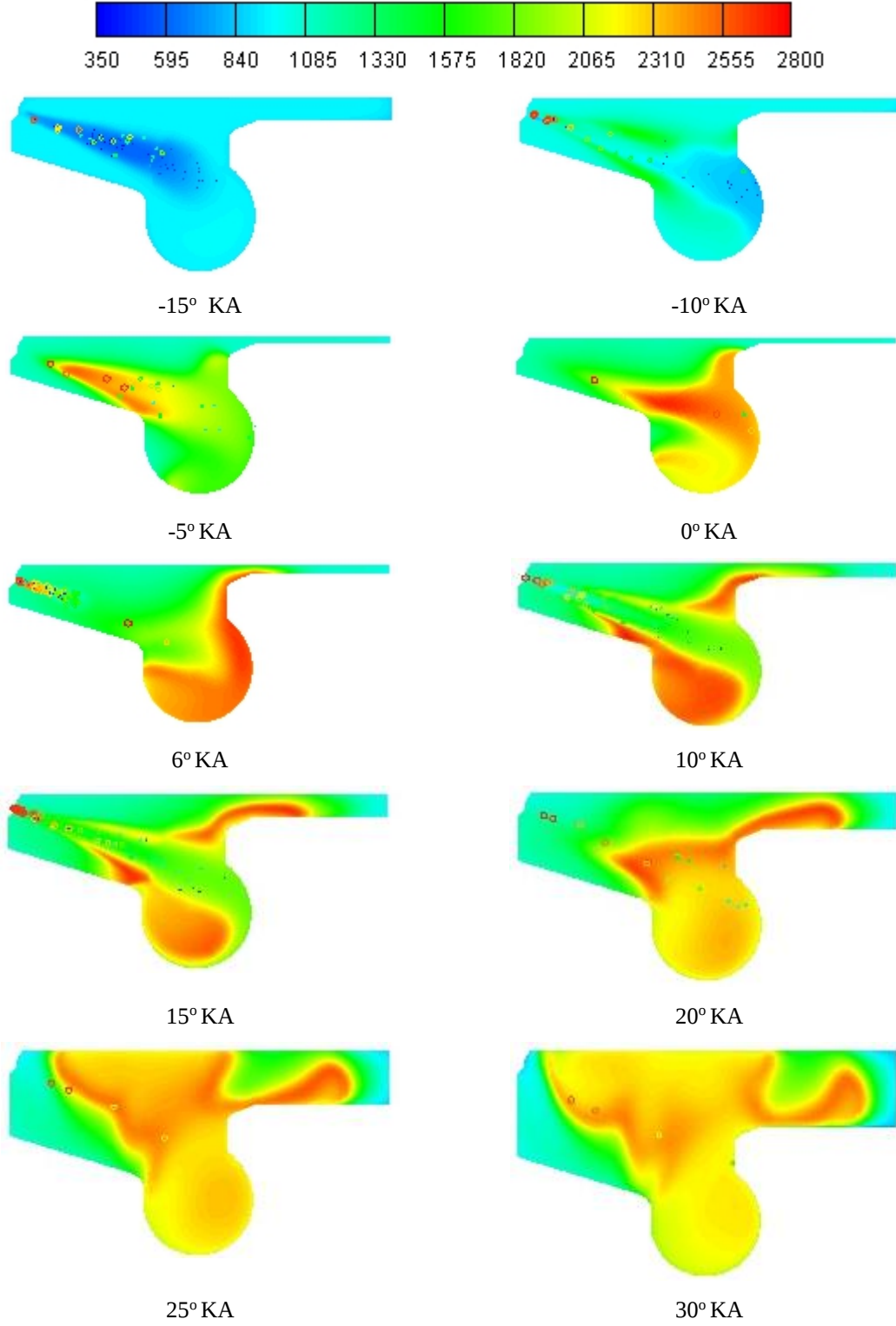
Şekil 3.34. Referans piston için sıcaklık dağılımı (K) ve damlacık dağılımı



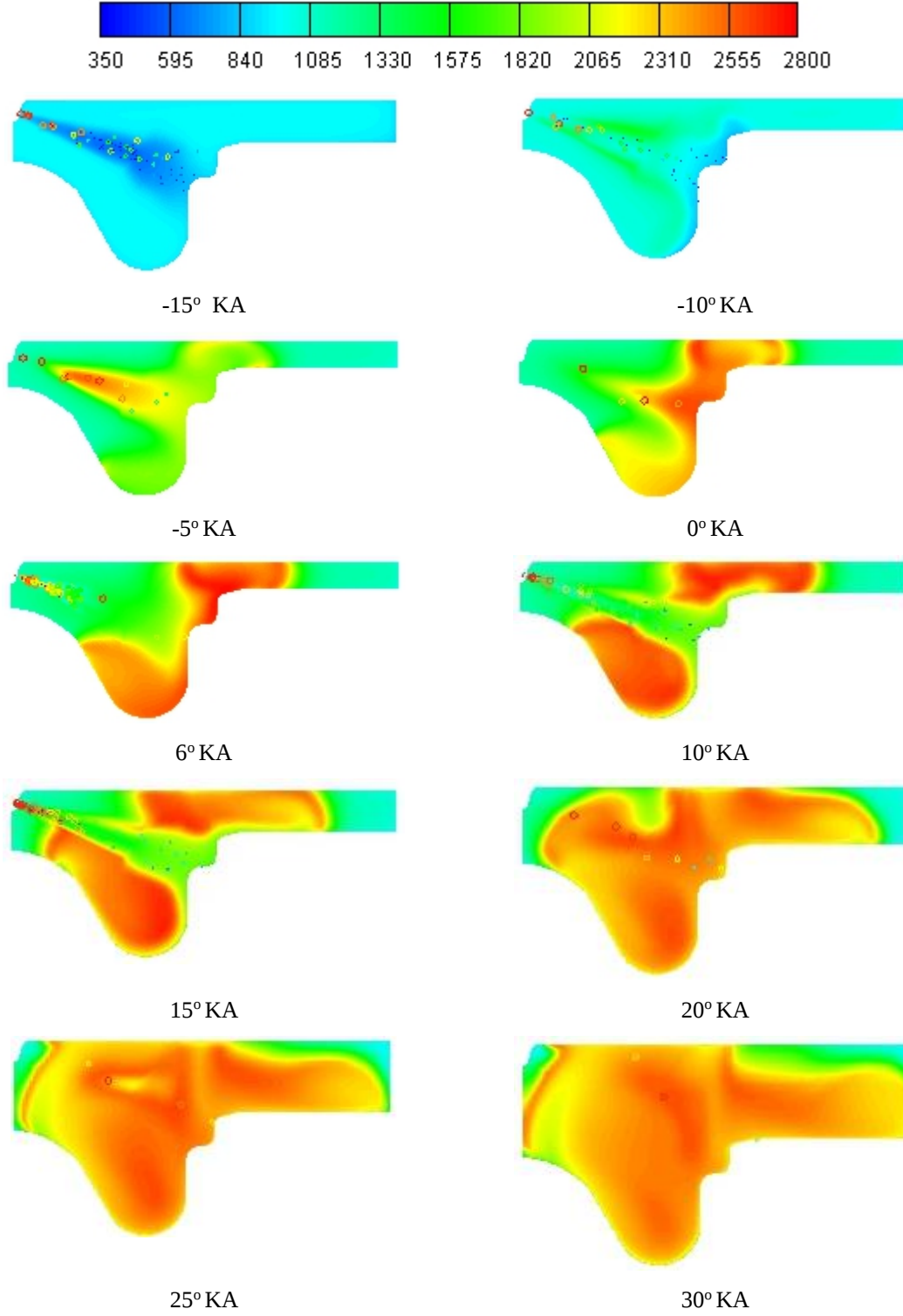
Şekil 3.35. 1. piston için sıcaklık dağılımı (K) ve damlacık dağılımı



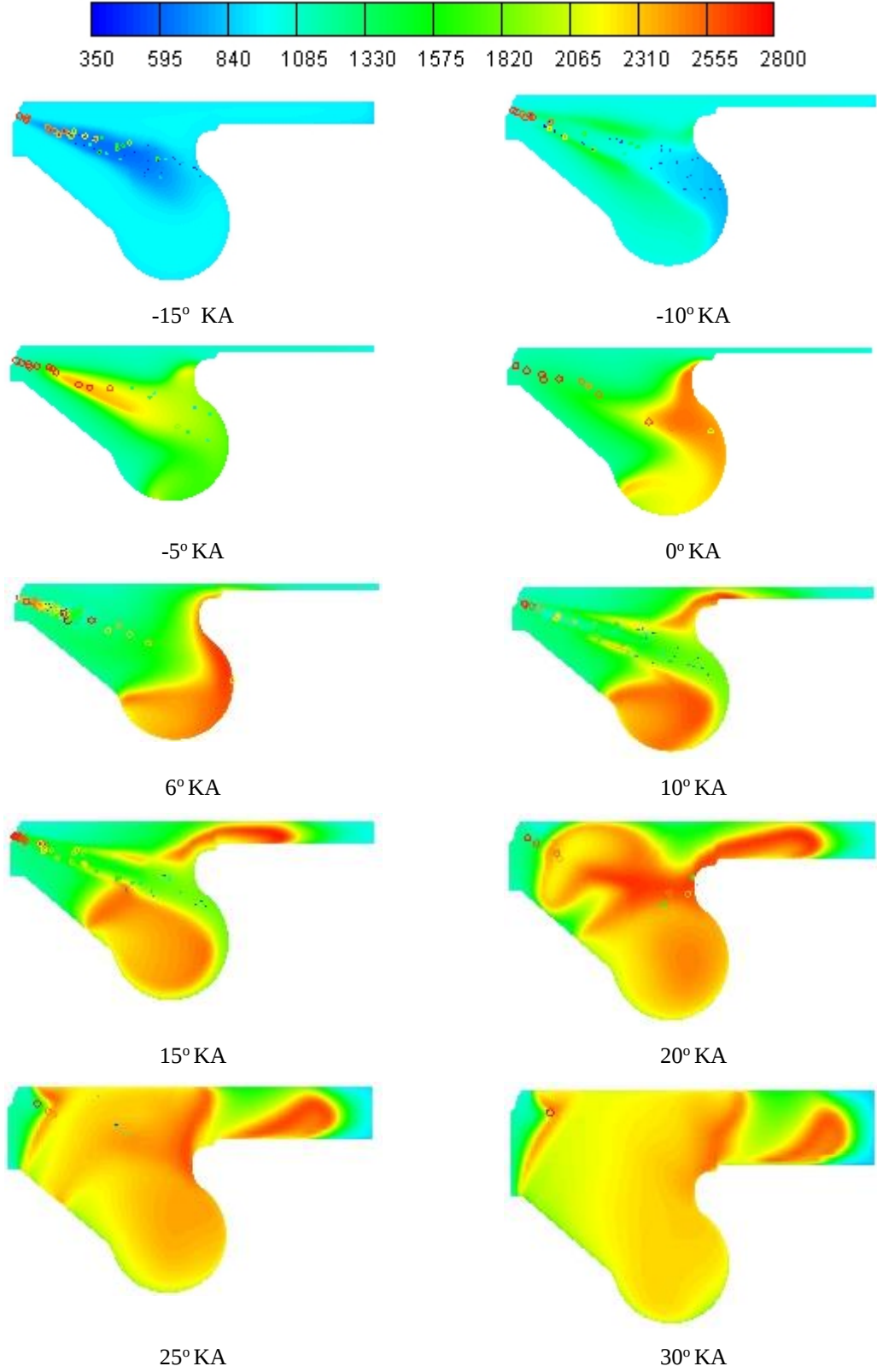
Şekil 3.36. 2. piston için sıcaklık dağılımı (K) ve damlacık dağılımı



Şekil 3.37. 3. piston için sıcaklık dağılımı (K) ve damlacık dağılımı



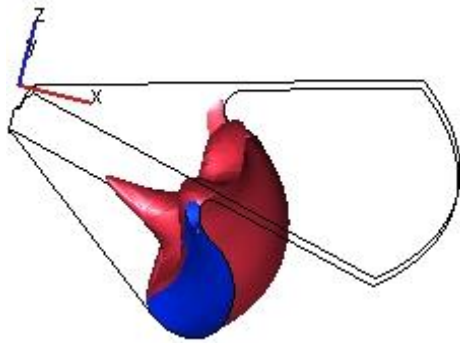
Şekil 3.38. 4. piston için sıcaklık dağılımı (K) ve damlacık dağılımı



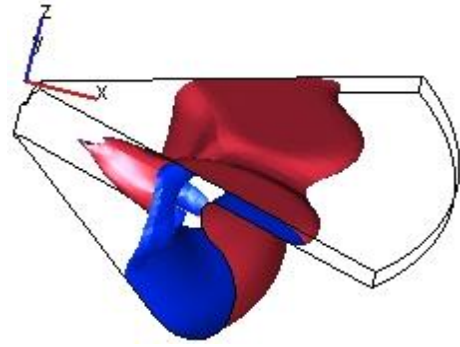
Şekil 3.39. 5. piston için sıcaklık dağılımı (K) ve damlacık dağılımı

3.4.8. Farklı Yanma Odalarında Alev Yapısı

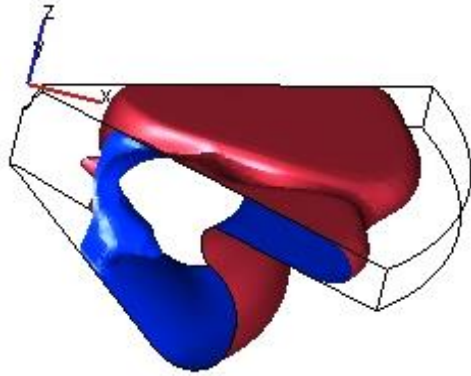
Sıcaklık dağılımları ve püskürtme oluşumu verildikten sonra yanma odası içinde alev yapısı da bu tez kapsamında farklı piston şekilleri için incelenmiştir. Her bir piston şekli için dört krank açısında yanma odası içinde alev yapısı görüntülenmiştir. Şekil 3.40-45 bu alev yapılarını göstermektedir. Şekillerde gösterilen renkler alev cephesinin iç ve dış yüzeylerini göstermektedir. Ayrıca model kesit olarak çözüldüğü için incelenirken bu durum göz önünde bulundurulur. Verilen sonuçlar yaklaşık olarak alev cephesini ifade eder. Bu cephe içerisinde farklı alev yapıları da mevcuttur. Şekiller incelendiğinde sıcaklık dağılımlarını doğrular bir görüntü elde edildiği görülmektedir. Yaklaşık alev sıcaklığı alınarak yanma odası içerisinde alev yapıları elde edilmiştir. Bu durum piston şeklinin alev yapısına etkisini ve alev yüzeyini göstermektedir. Her bir piston şekli için alev başlangıcı püskürtme açısına da bağlı olarak piston çanağının alt köşesinde başlamaktadır. Daha öncede gösterildiği gibi püskürtülen yakıt enjektörden çıktıktan sonra, küçük damlacıklara ayrılmış ve yanmaya başlamıştır. Sıcaklık sonuçlarını doğrulayan bu görüntü alevin yapısını ortaya koymaktadır. Daha sonra ikinci püskürtmeyle birlikte yine yaklaşık olarak aynı bölgelerde tekrar tutuşma başlamış ve bu esnada alev cephesi genişleyerek yayılmıştır. İkinci püskürtmeyle alevin ilerlemesi 10° krank açısında net olarak görülmektedir. Yanma odasından istenilen alevi en kısa sürede tüm oda içerisine yaymasıdır. Buna göre tasarlanan yanma odalarında kirletici emisyon oluşumları düşürülmektedir. İkinci ve dördüncü piston şekilleri incelendiğinde alevin yanma odasının hemen hemen tamamını kapladığı görülmektedir. Bu durum daha önceki sonuçları destekler niteliktedir. Verilen grafikler püskürtmenin hangi noktada yanmaya başladığını göstermesi açısından da önemlidir. Çünkü enjektörden çıkan sıvı hemen enjektör çıkışında yanmaya başlamaz. Gerek sürtünme gerekse enjektör etkileri sebebiyle küçük damlacıklara ayrılır ve sonrasında bu küçük damlacıklar sıcaklık etkisiyle buharlaşır. Bu işlemler esnasında yakıt bulutu enjektörden, püskürtme açısı doğrultusunda biraz uzaklaşmış olur. Yanma bölgeleri özellikle 0° ve 10° krank açılarındaki açıkça görülmektedir.



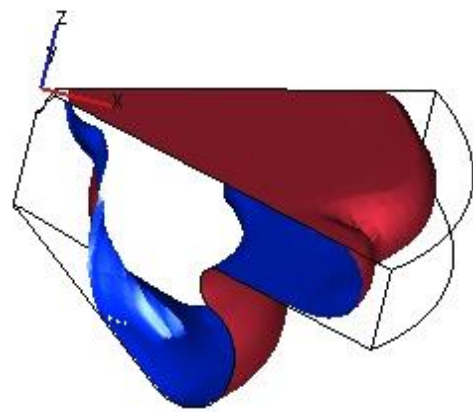
0° KA



10° KA

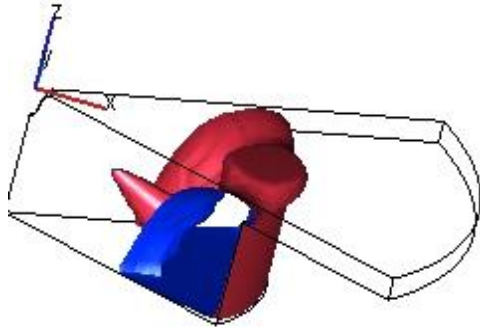


20° KA

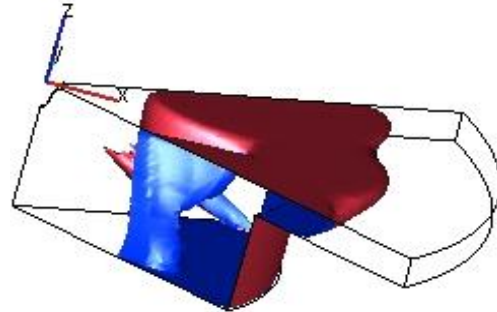


30° KA

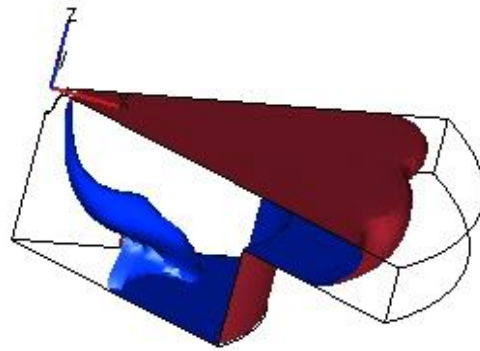
Şekil 3.40. Referans piston için alev yapıları



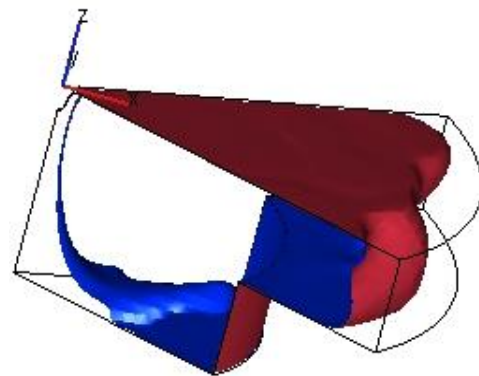
0° KA



10° KA

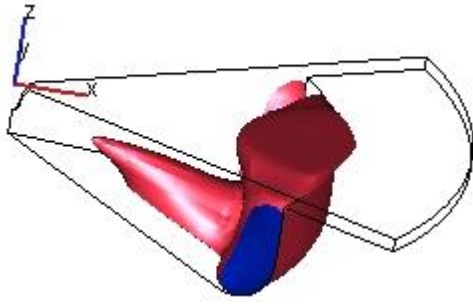


20° KA

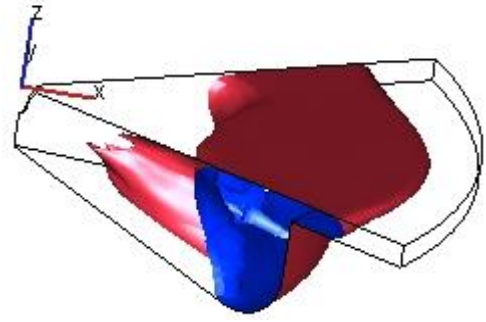


30° KA

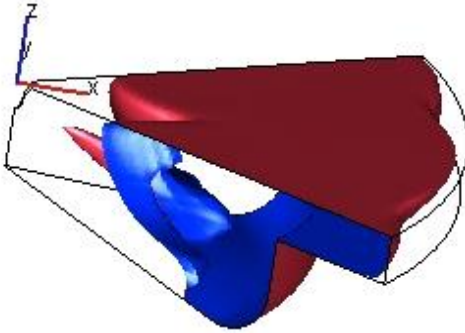
Şekil 3.41. 1. piston için alev yapıları



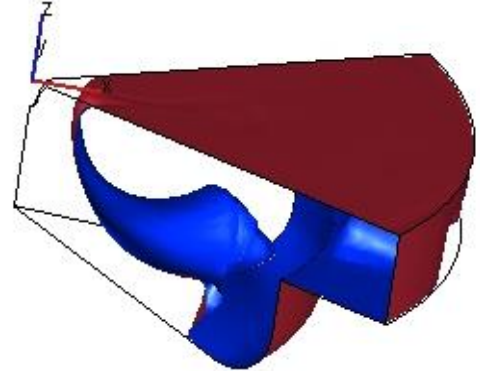
0° KA



10° KA

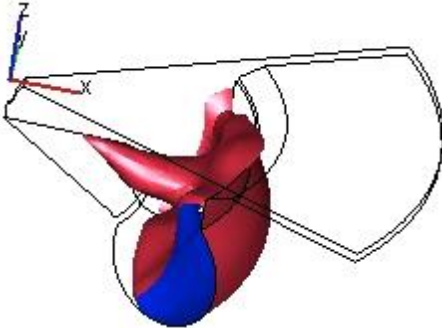


20° KA

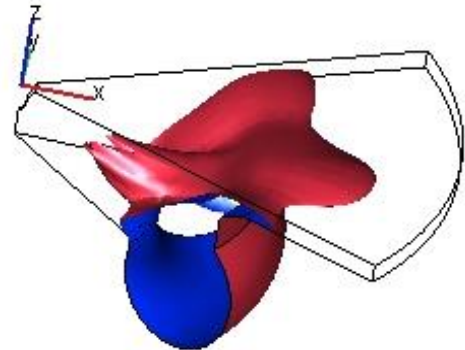


30° KA

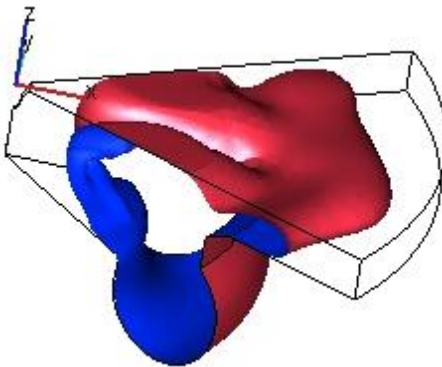
Şekil 3.42. 2. piston için alev yapıları



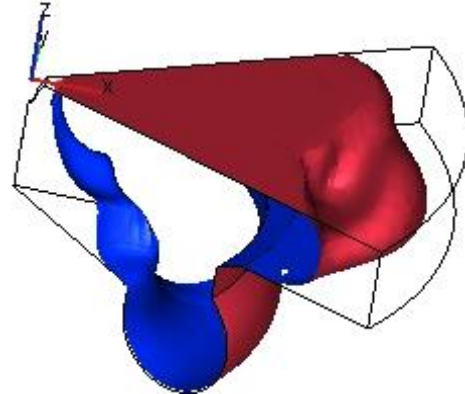
0° KA



10° KA

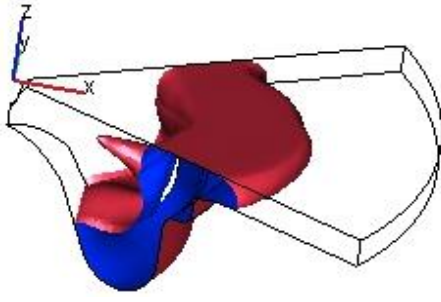


20° KA

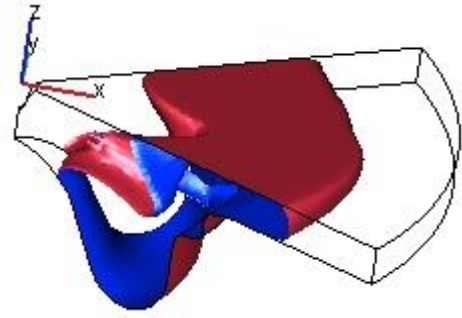


30° KA

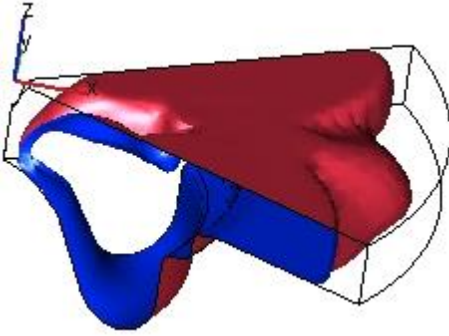
Şekil 3.43. 3. piston için alev yapıları



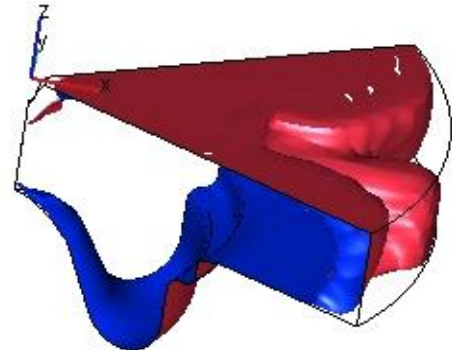
0° KA



10° KA

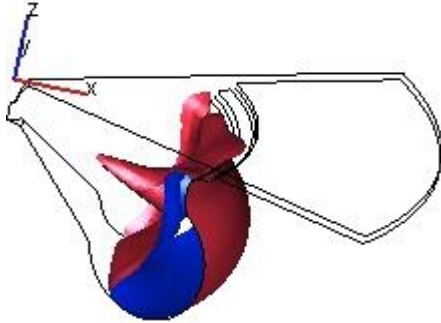


20° KA

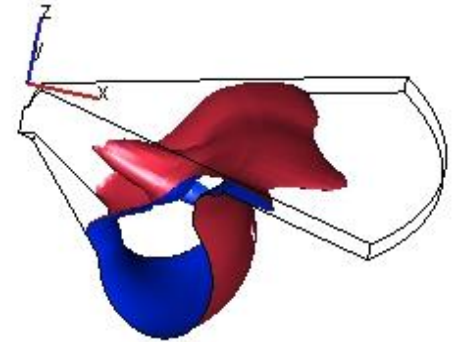


30° KA

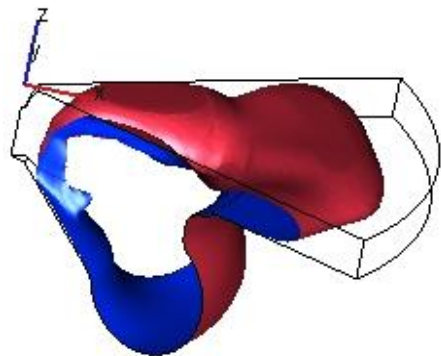
Şekil 3.44. 4. piston için alev yapıları



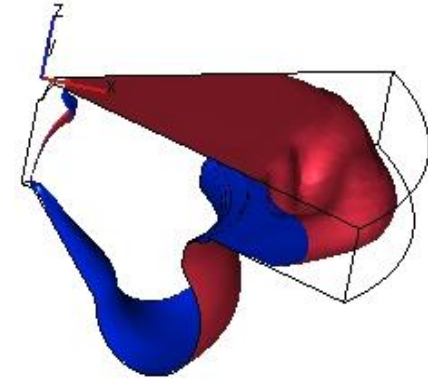
0° KA



10° KA



20° KA

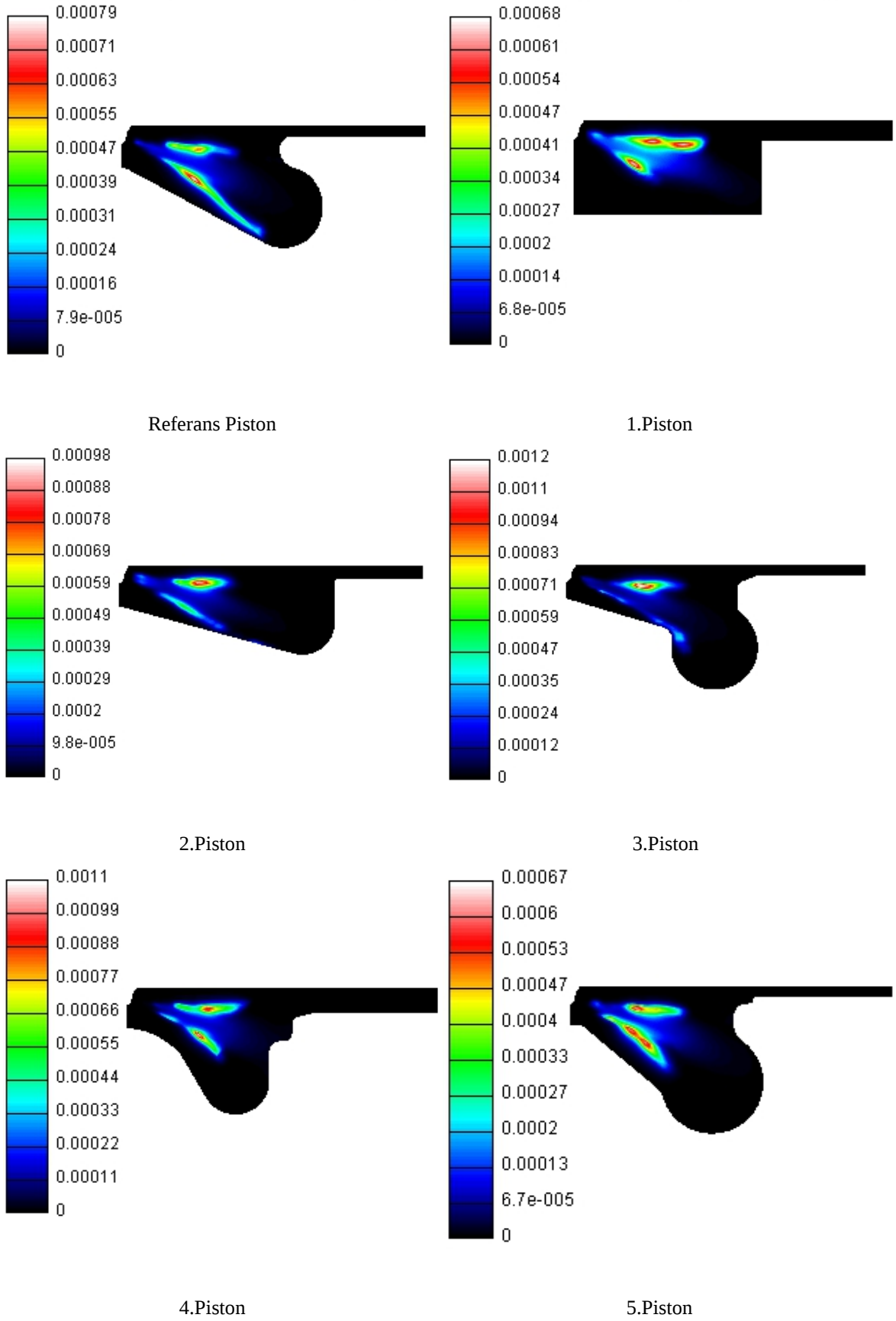


30° KA

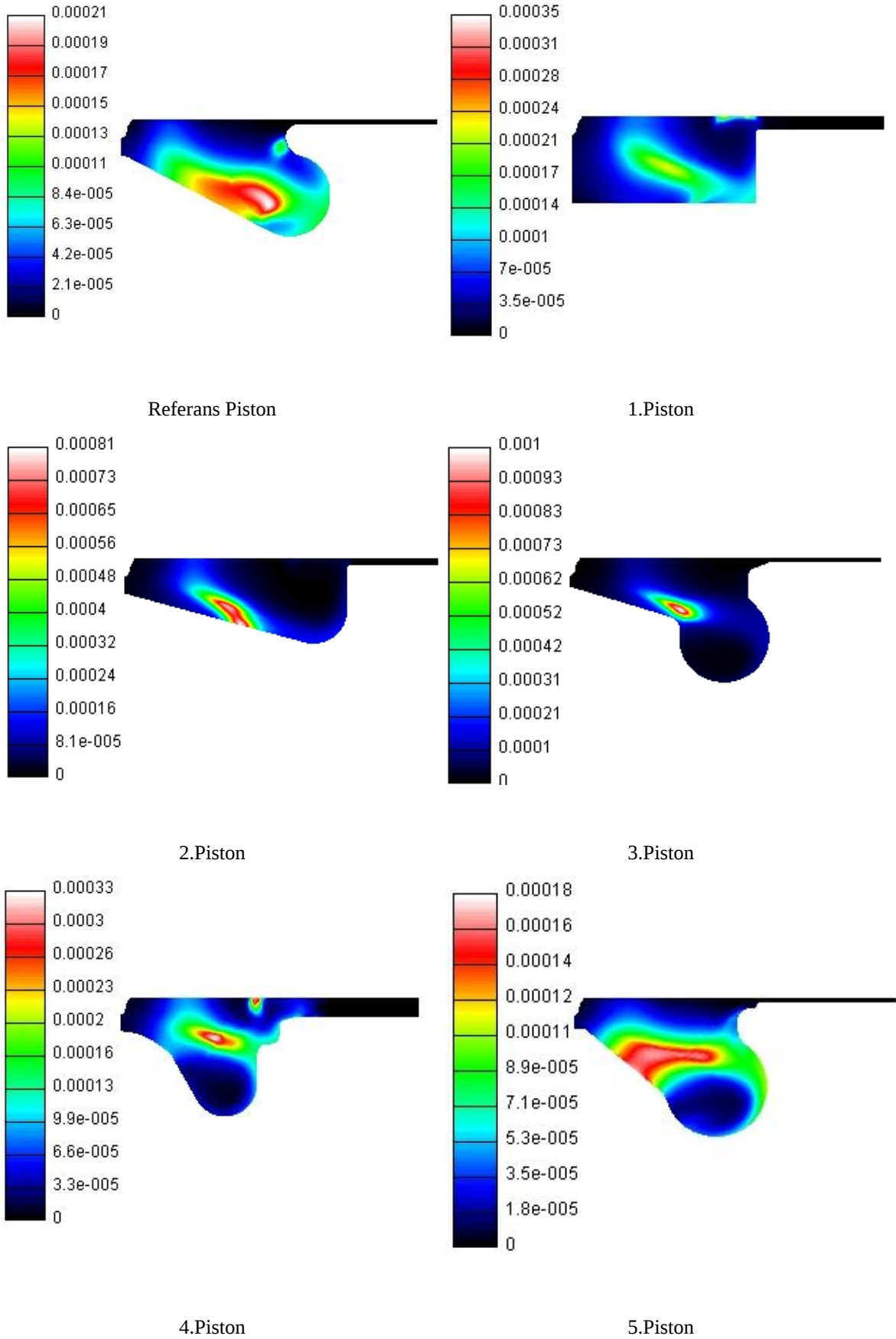
Şekil 3.45. 5. piston için alev yapıları

3.4.9. Farklı Yanma Odalarında Yerel NO ve İs Oluşumları

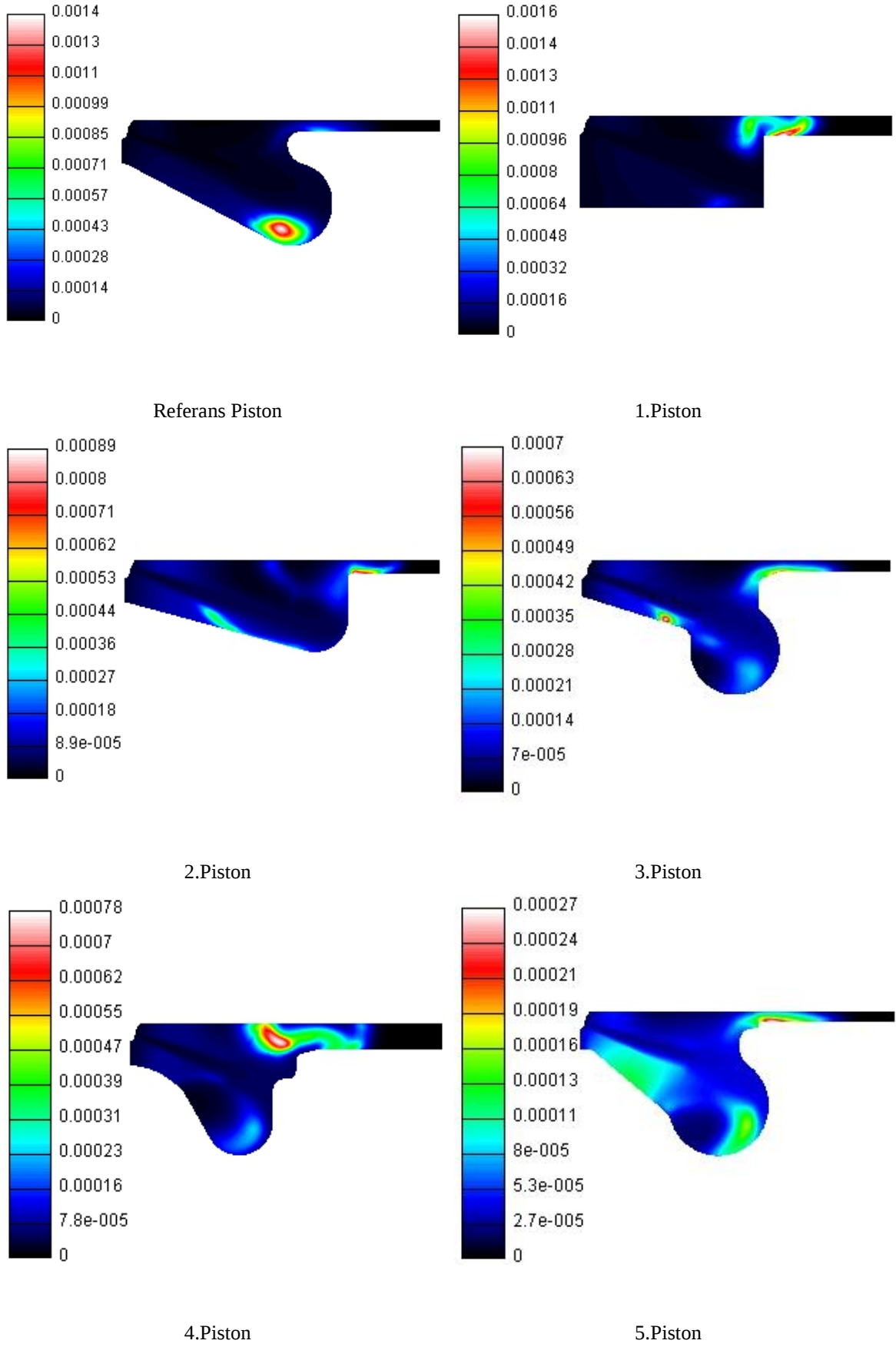
Dizel motorlarda en önemli iki emisyon NO ve is emisyonları olarak bilinmektedir. Farklı piston şekilleri için bu emisyonlar krank açısına göre çevrim bazında önceki grafiklerde gösterilmiştir. Sıcaklık dağılımları ve alev yapıları gösterildikten sonra bu emisyonların silindir içerisindeki oluşum bölgeleri de analiz edilmiştir. Analiz gerçekleştirilirken tüm piston şekilleri için dört krank açısında sonuçlar karşılaştırmalı olarak elde edilmiştir. Bu şekilde süreç tam olarak detaylandırılmıştır. Bu sonuçlarla hem silindir içi emisyon süreci incelenmiş hem de her bir piston şeklinin bu sürece etkisi araştırılmıştır. Şekil 3.46-49’da farklı piston şekilleri için NO emisyonları görülmektedir. - 10° krank açısında tüm yanma odalarında yanmanın başlamasıyla birlikte yüksek sıcaklıklar oluşmuş ve bu durum NO oluşumunu tetiklemiştir. Yanmanın hemen başlamasıyla az da olsa NO oluşumu görülmesi dikkat edilecek bir sonuçtur. Bu sonuçla NO oluşumunun yerel sıcaklık değişimine bağlı olduğu görülmektedir. 0° krank açısında alev cephesi hızla ilerlerken birinci püskürtmeden sonra alev yavaşlamıştır. Ancak alev cephesinin hemen gerisinde NO emisyonlarının olduğu görülmektedir. Bu sonuç NO oluşum mekanizmalarını destekler niteliktedir. 10° krank açısında ikinci püskürtmenin de etkisiyle alev yapısı genişlemeye başlarken NO oluşumu alev cephesini takip eden bir yol izlemiştir. Ancak bu esnada alev cephesinin gerisinde NO bölgelerinin az da olsa sabitlendiği ve giderek yanma odasına yayıldığı dikkat çekmektedir. Bunun ardından 20° krank açısına gelindiğinde artık püskürtme durmuş ve yanma odası içerisinde NO oluşumu yanmayla birlikte artış göstermiştir. Özellikle silindir cidarına yakın taraflarda NO oluşumunun görülmesi de dikkat çekmiştir. NO oluşumu krank açısına göre artış göstermiştir. Bu sonuç çevrim bazında alınan grafiksel sonuçları desteklemektedir. Ancak bu şekillerde görülen oluşumlar kütsel oran şeklinde ve anlık olarak elde edilmiştir. Tüm krank açılarında NO oluşumu yerel olarak artıp düşmektedir. Ama genel harita olarak benzer şekilde oluşum gerçekleşmiştir.



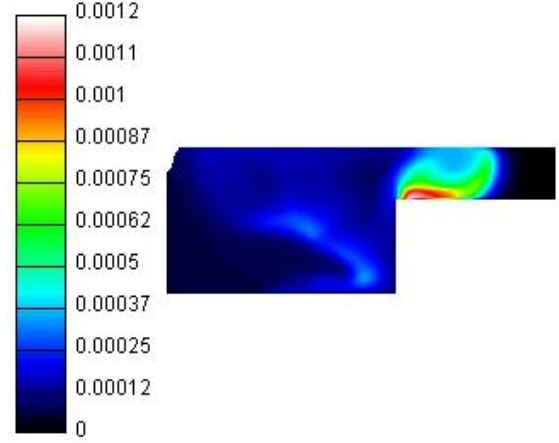
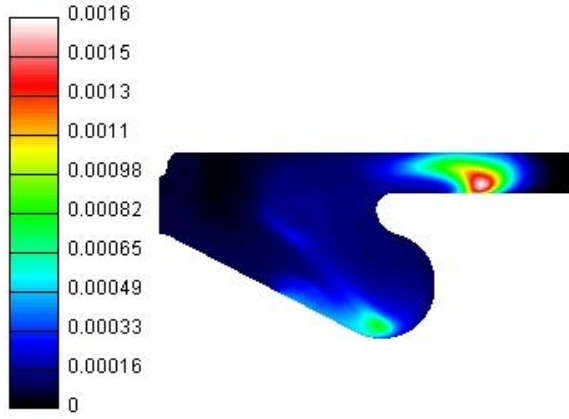
Şekil 3.46. Farklı piston şekillerinde -10° krank açısında yerel NO oluşumları (kütle oran(-))



Şekil 3.47. Farklı piston şekillerinde 0° krank açısında yerel NO oluşumları (kütle oran(-))

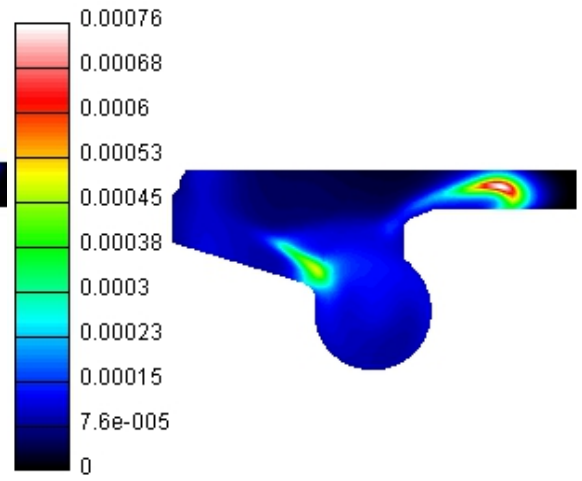
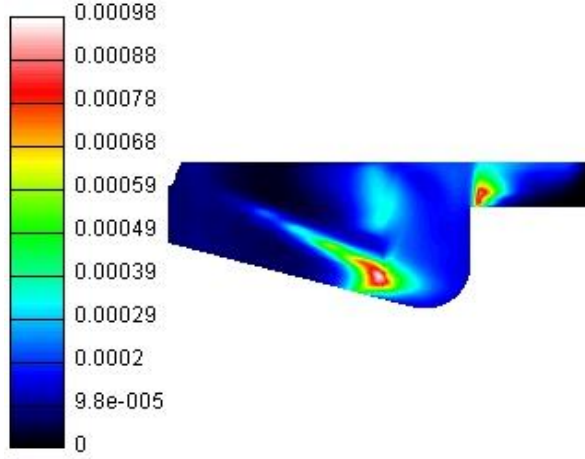


Şekil 3.48. Farklı piston şekillerinde 10° krank açısında yerel NO oluşumları (kütle oran(-))



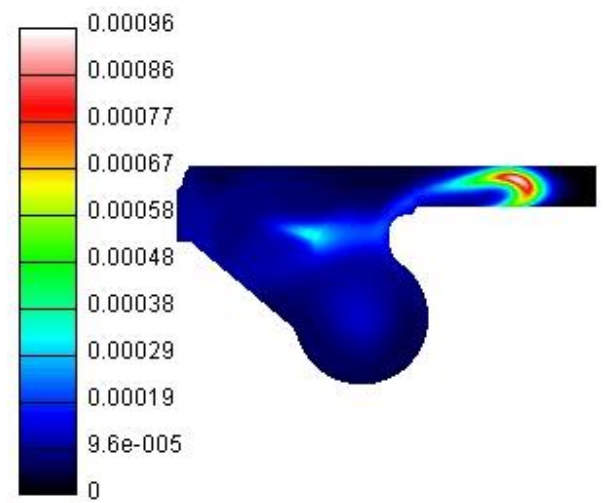
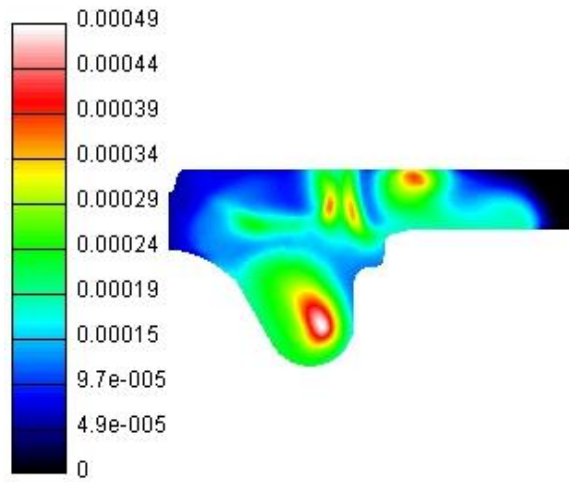
Referans Piston

1.Piston



2.Piston

3.Piston

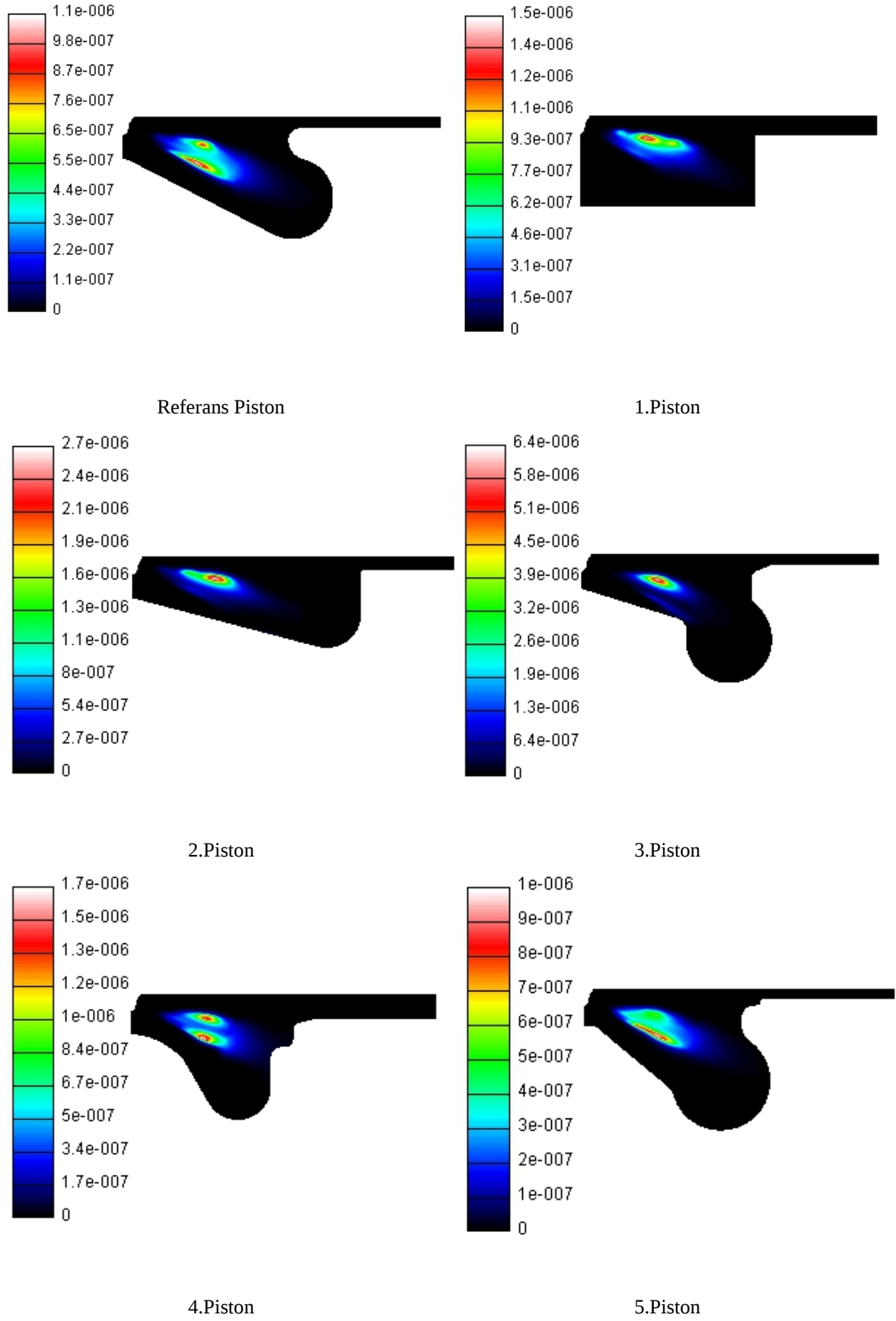


4.Piston

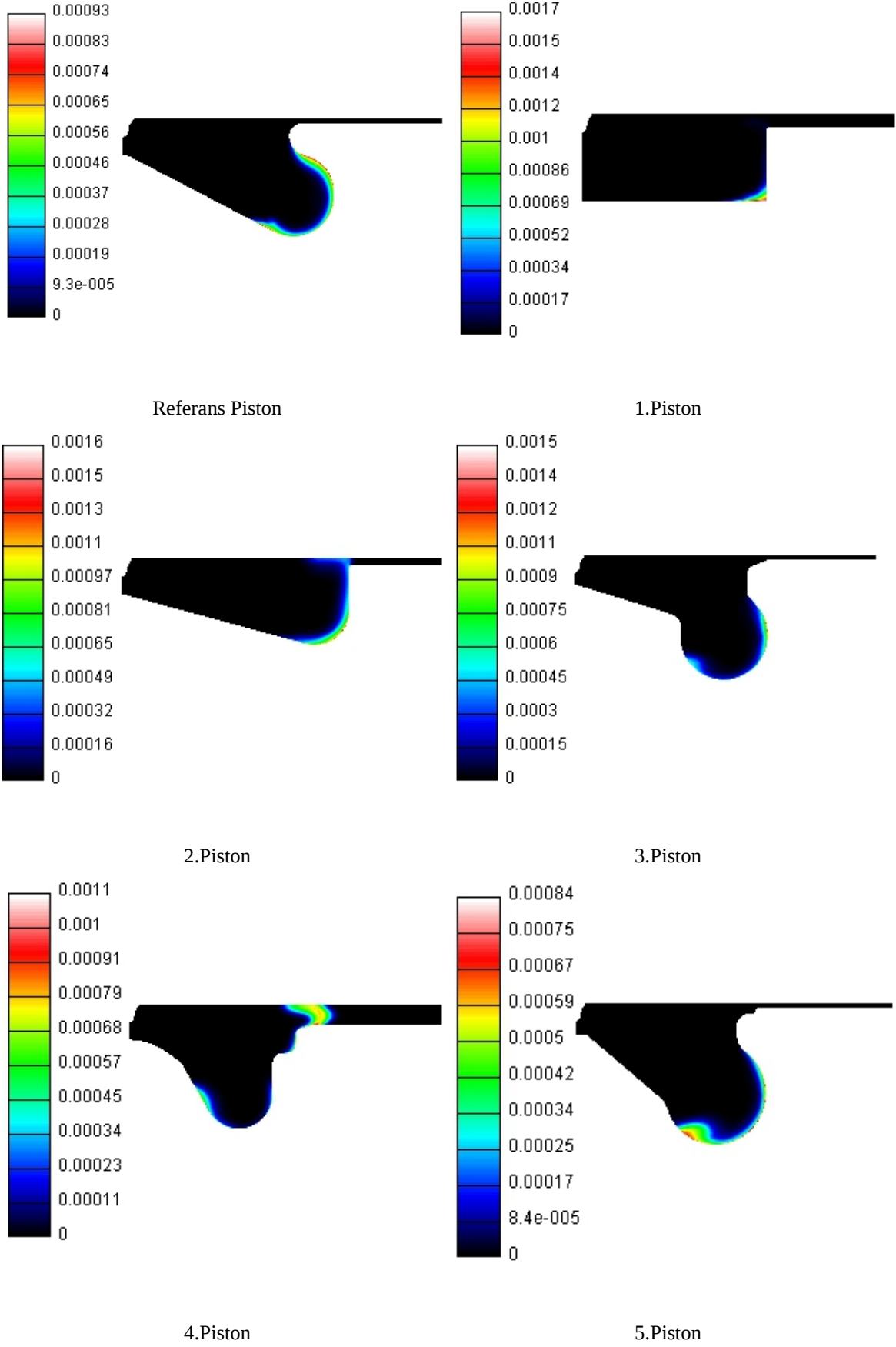
5.Piston

Şekil 3.49. Farklı piston şekillerinde 20° krank açısında yerel NO oluşumları (kütle oran(-))

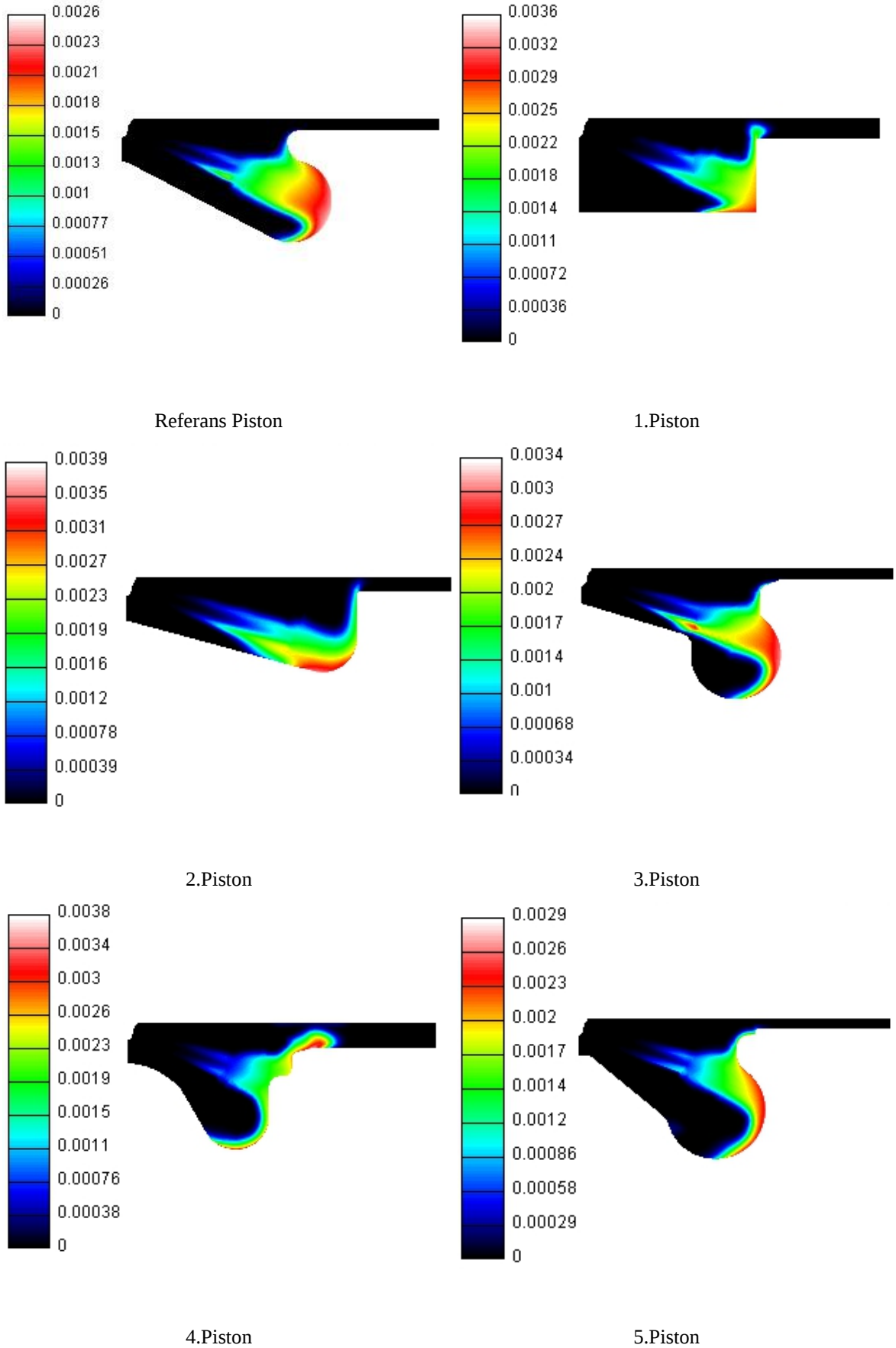
NO oluşumlarının ardından is oluşumlarının da silindir içerisinde yerel olarak nasıl oluştuğunun bilinmesi farklı yanma odaları için tasarımın netleşmesini sağlayacaktır. Bu kısımda yanma esnasında silindir içi is oluşumları farklı piston şekillerine göre karşılaştırmalı olarak verilmiştir (Şekil 3.50-53). -10° krank açısında yanmanın başlaması is oluşumlarını tetiklemiştir. İs oluşumlarının oluşum mekanizması düşünüldüğünde karbon bileşeninin yeterli oksijen bulamayıp yanmaması sonucu is emisyonlarının oluştuğu bilinmektedir. Yakıtın yanmaya başladığı ilk noktalar yüksek oranda yakıt ve yakıt buharı içerirken is oluşumu beklenen bir sonuçtur. İlk püskürtme bitip alev cephesi piston çanağına yerleştikten sonra ise is emisyonlarında yerel artışlar olmasına rağmen genel olarak yanma odası içinde is varlığından söz edilemez. Bu durum 0° krank açısında açıkça görülmektedir. Kütleli oranı küçük bir bölgede yüksek ama genel olarak yanma odası içinde eksiktir. 10° krank açısında ise ikinci püskürtmenin etkisiyle yeni ve daha geniş bir alev yayılımı olmuş bu esnada artan sıcaklık ve yanma is oluşumunu da etkilemiştir. 10° ve 20° krank açılarında ikinci ve dördünü piston şekillerinde düşük yerel is oluşumu, önceden verilen çevrim bazındaki grafikleri desteklemektedir. Diğer pistonlarda ise nispeten daha yüksek is oluşumu göze çarpmaktadır. Piston şekillerine bağlı olarak oldukça farklı seyreden is oluşumları, bu parametrenin emisyonlar üzerindeki etkisini kanıtlamaktadır. Krank açısı ilerledikçe yanmanın da ilerlemesi neticesinde is emisyonları daha düşük seyretmiştir. Bu durum yanma zamanı bitinceye kadar da böyle devam etmektedir. Yanmamış karbonlar daha sonra diğer bileşenlerle de birleşerek daha büyük partiküller haline gelip bu şekilde egzoz edilmektedir.



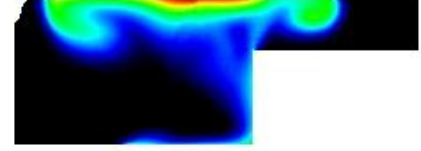
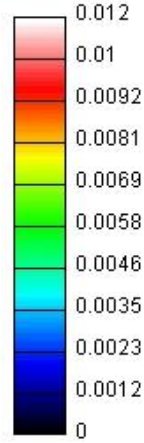
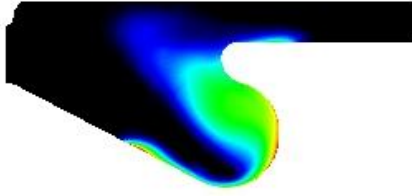
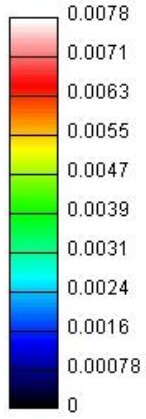
Şekil 3.50. Farklı piston şekillerinde -10° krank açısında yerel is oluşumları (kütleel oran(-))



Şekil 3.51. Farklı piston şekillerinde 0° krank açısında yerel ıs oluşumları (kütle oran(-))

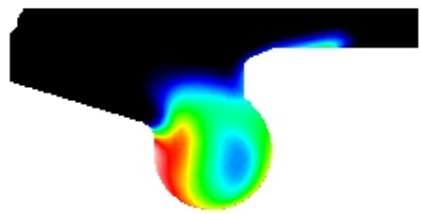
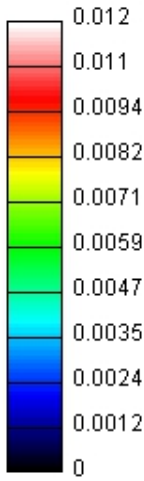
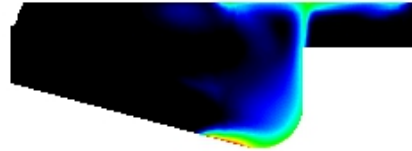
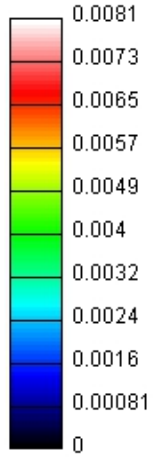


Şekil 3.52. Farklı piston şekillerinde 10° krank açısında yerel ıs oluşumları (kütlelesel oran(-))



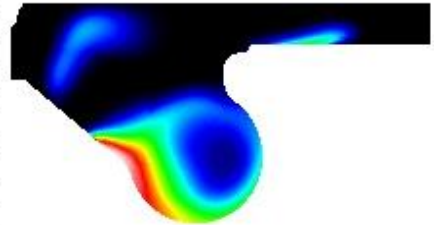
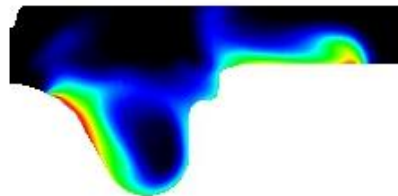
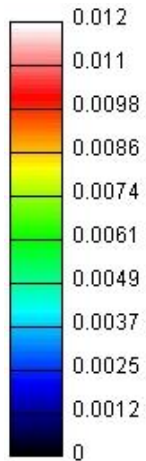
Referans Piston

1.Piston



2.Piston

3.Piston



4.Piston

5.Piston

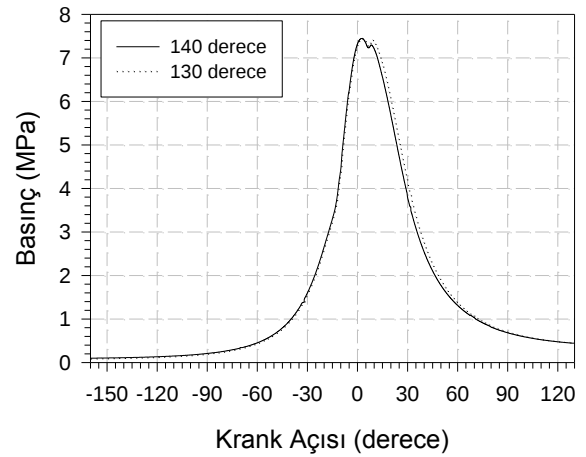
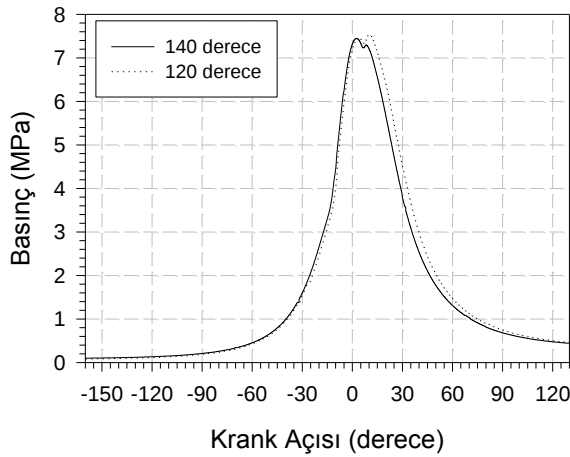
Şekil 3.53. Farklı piston şekillerinde 20° krank açısında yerel is oluşumları (kütlelesel oran(-))

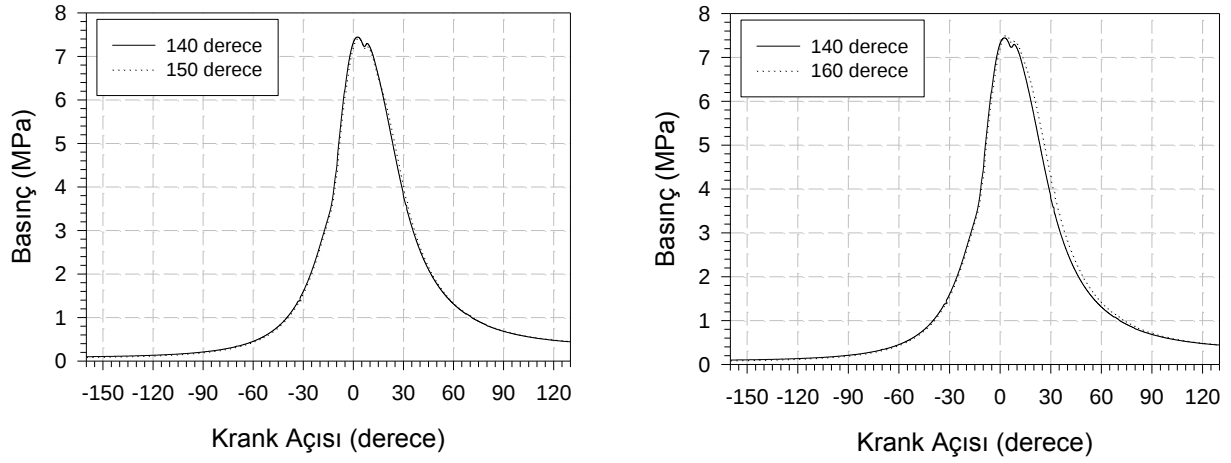
3.5. Püskürtme Açısının Püskürtme Dinamiği Ve Yanmaya Etkisi

İçten yanmalı motorlarda püskürtme dinamiğini doğrudan etkileyen bir diğer unsur, püskürtme açısıdır. Önceki bölümde farklı yanma odaları incelenirken bazı noktalarda püskürtme açısının önemine vurgu yapılmıştır. Bu sebeple bu tez kapsamında püskürtme dinamiğini ve yanmayı tam olarak analiz etmek için püskürtme açısı da bir parametre olarak incelenmiştir. Püskürtme açısı gerek enjektör imalatı için gerekse motor tasarımı için önemli bir husustur. Çünkü bu açı yakıtın yanma odası içine girişini belirlemenin yanında, yakıtın yönlendirilmesinin bir sonucu olarak hem damlacık boyutunu hem de alev yapısını doğrudan etkilemektedir. Bilindiği gibi püskürtme dinamiğinde en önemli parametrelerden birisi damlacık boyutudur. Çünkü damlacık boyutu yakıtın buharlaşmasını tetikler ve dolayısıyla yanmanın temelini teşkil eder. Buna bağlı olarak da yanma sonu kirletici emisyon oluşumu düşmüş olur. Püskürtme dinamiği düşünüldüğünde, enjektörden yüksek basınç ve yüksek hızla çıkan yakıtın hava içerisine püskürtülmesi neticesinde gerek sürtünme gerekse enjektör etkilerine bağlı olarak damlacıklara ayrıldığı görülür. Bu ayrılma neticesinde özellikle püskürtme açısına bağlı olarak yakıt damlacıkları halinde, yanma odası içerisinde bir bölgeye yönlendirilir. Bu yönlendirme esnasında amaç ya yakıtı piston üzerinde bir noktaya çarptırmak ya da piston çanağında karışımı kolaylaştıracak bir bölgeye yönlendirmektir. Bu şekilde gerek parçalanmayı gerekse buharlaşmayı hızlandırarak yanmanın iyileştirilmesi sağlanır. Fakat püskürtme esnasında yanlış yönlendirilmiş yakıt damlacıkları birbiriyle çarpışıp birleşebilir yada gerekli karışımı sağlayamayarak yanmadan atılabilir. Bu durum ise CO ve is emisyonları başta olmak üzere kirletici emisyon miktarını artırır. Bu durumu en aza indirmek için genellikle sabit piston şeklinde püskürtme açısı değiştirilerek ideal bir püskürtme açısı yakalanmaya çalışılır. Bu tez kapsamında da deneysel çalışmada kullanılan dizel motorun yanma odası şekli sabit tutularak püskürtme açısı üzerinde değişiklikler yapılmış ve bu değişimin püskürtme dinamiği ve yanma üzerine etkileri incelenmiştir. Referans motorun püskürtme açısı 140°'dir. Bu açının yanında 120°, 130°, 150° ve 160° gibi püskürtme açıları denenerek ideal açı bulunmaya çalışılmıştır. Çalışma yine 2000d/d devirde ve multijet dizel motor şartlarında gerçekleştirilmiştir. Dolayısıyla beş farklı püskürtme açısı için sonuçlar elde edilmiştir.

3.5.1. Püskürtme Açısının Silindir İçi Basınca Etkisi

Farklı piston şekilleri incelenirken de anlatıldığı gibi silindir içi basınç daha çok devir sayısı, yakıt miktarı ve yük gibi diğer parametrelerin bir sonucudur. Dolayısıyla yanma sonu basıncında ciddi bir değişiklik beklenmemektedir. Şekil 3.54’de farklı püskürtme açılarında silindir içi basınç değişimlerini referans püskürtme açısına göre değişimi vermiştir. 140°’nin referans seçilmesi tamamen deneysel çalışmada kullanılan motorun püskürtme açısı olmasıyla ilgilidir. Grafikler incelendiğinde maksimum basınç noktasında meydana gelen iki yükselme multijet motorun etkisini göstermektedir. Püskürtme iki kademede yapılmakta olup yanma bu şekilde tamamlanmaktadır. Püskürtme açısının basınç değişimi üzerinde ciddi bir etkisi olmadığı bu grafiklerden elde edilen bir sonuçtur. Bunun yanında az da olsa 120° püskürtme açısının özellikle ikinci püskürtmeden sonra basınca artış yönünde etki ettiği gözlenmiştir.

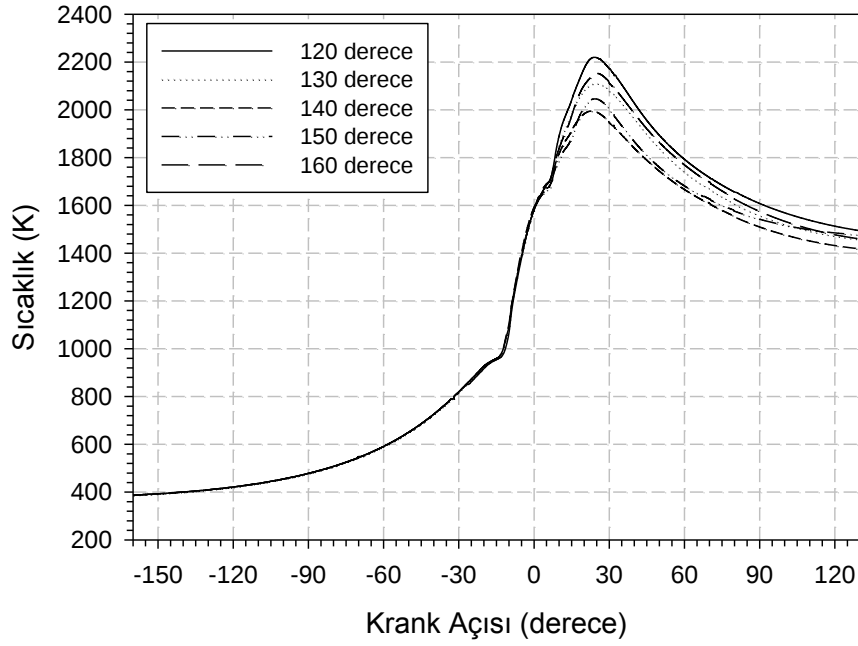




Şekil 3.54. Farklı püskürtme açılarında silindir içi basmaç değışimi

3.5.2. Püskürtme Açısının Silindir İçi Sıcaklığa Etkisi

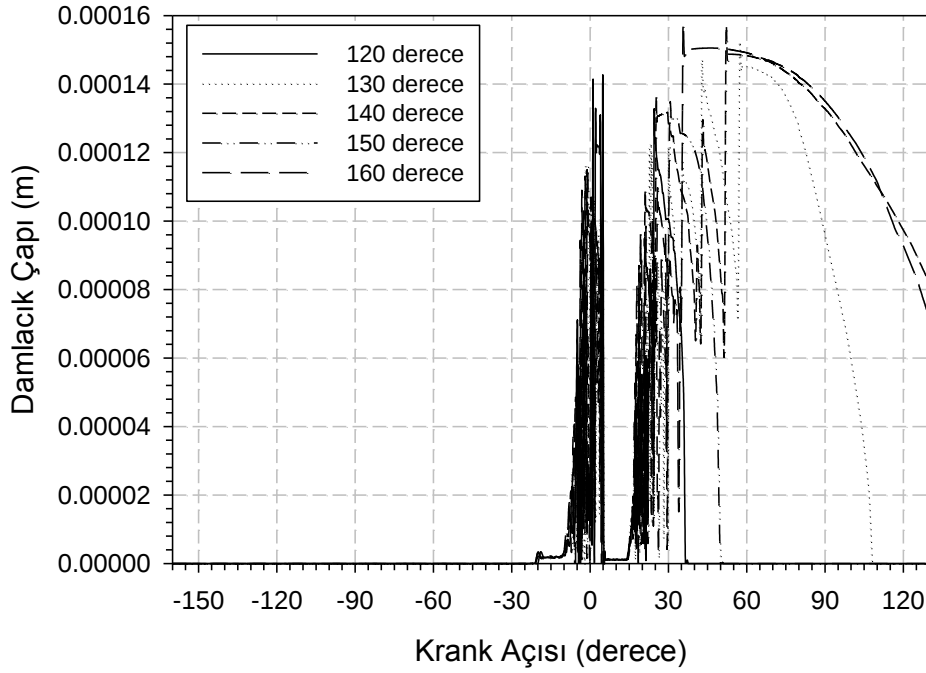
Püskürtme açısının silindir içi sıcaklara etkisi az olmakla birlikte önemsenmesi gereken bir değışimdir. Bir çok emisyon oluşumunun sıcaklığa doğrudan bağlı olduğu düşünüldüğünde sıcaklıklardaki küçük değışimlerin dahi önemli olduğu görülür. Şekil 3.55’de silindir içi sıcaklıkların çevrim bazında püskürtme açısına bağlı olarak değışimi görülmektedir. Grafik incelendiğinde özellikle 120° ve 160° püskürtme açılarında yüksek sıcaklıklar görülmektedir. Bunun yanında 140° ve 150° püskürtme açıları birbirine yakın sonuçlar vermekle birlikte daha düşük sıcaklık değerlerine ulaşmışlardır. Bu durumun emisyon sonuçlarını da etkileyeceği düşünülmektedir. Bunun yanında sıcaklık artışının özellikle ikinci püskürtme esnasında olduğu ve ilk püskürtme esnasında tüm açıların birbirine yakın sonuçlar sergilediği görülmektedir.



Şekil 3.55. Farklı püskürtme açılarında silindir içi sıcaklık değişimi

3.5.3. Püskürtme Açısının Damlacık Çapına Etkisi

Püskürtme dinamiğini oluşturan tüm etkenler damlacık çapı üzerinde etki etmektedir. Püskürtme açısı parametresi incelenirken püskürtme oluşumu ve gelişimi üzerinde daha fazla durularak konunun tamamen açıklanması sağlanmıştır. Şekil 3.56'da damlacık çapının krank açısına göre çevrim boyunca değişimi verilmiştir. Bu grafik incelendiğinde püskürtme açısının püskürtmeyi ve damlacık oluşumunu ciddi olarak etkilediği görülmektedir. Püskürtme tamamlandıktan sonra tüm yakıt hemen buharlaşmaz. Bu çalışmalarda amaç daha kısa sürede yakıtın buharlaşmasını ve yanmasını sağlamaktır. Fakat püskürtme açısı, yanma odası şekli, motor devri ve yakıt tipi gibi etkiler başta olmak üzere bir çok parametre yakıt üzerine etki etmektedir.

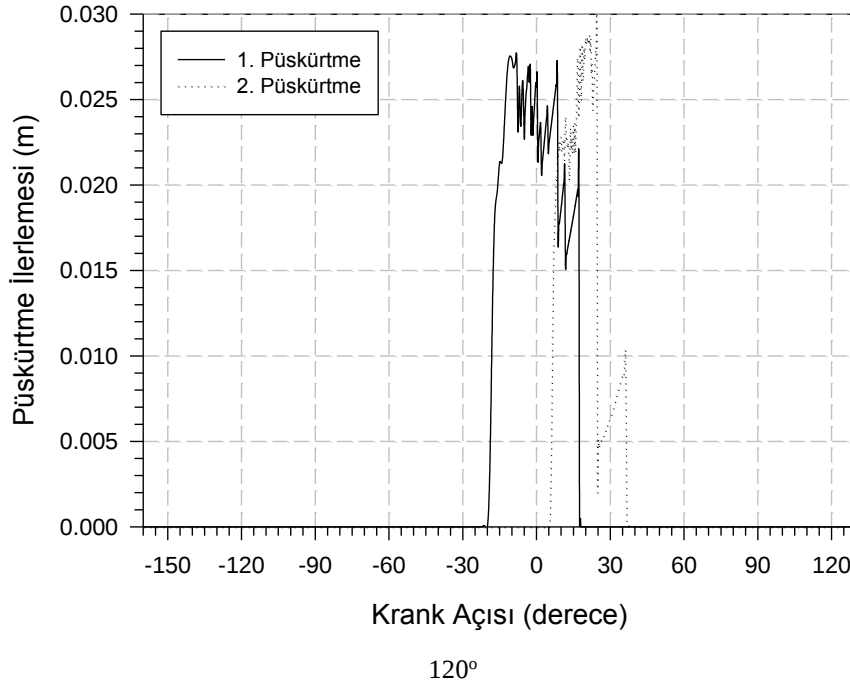


Şekil 3.56. Püskürtme açısına bağlı olarak damlacık çapı

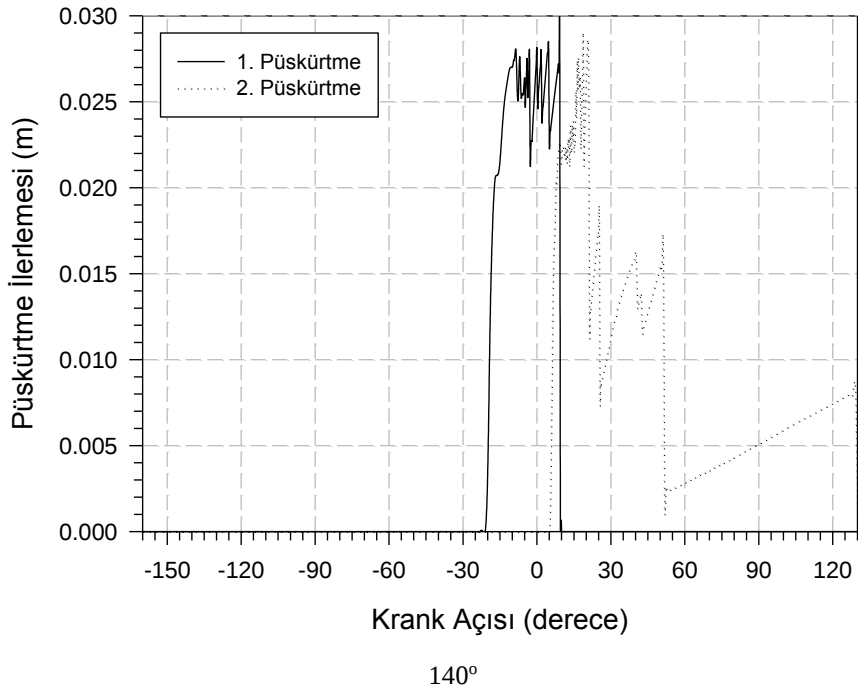
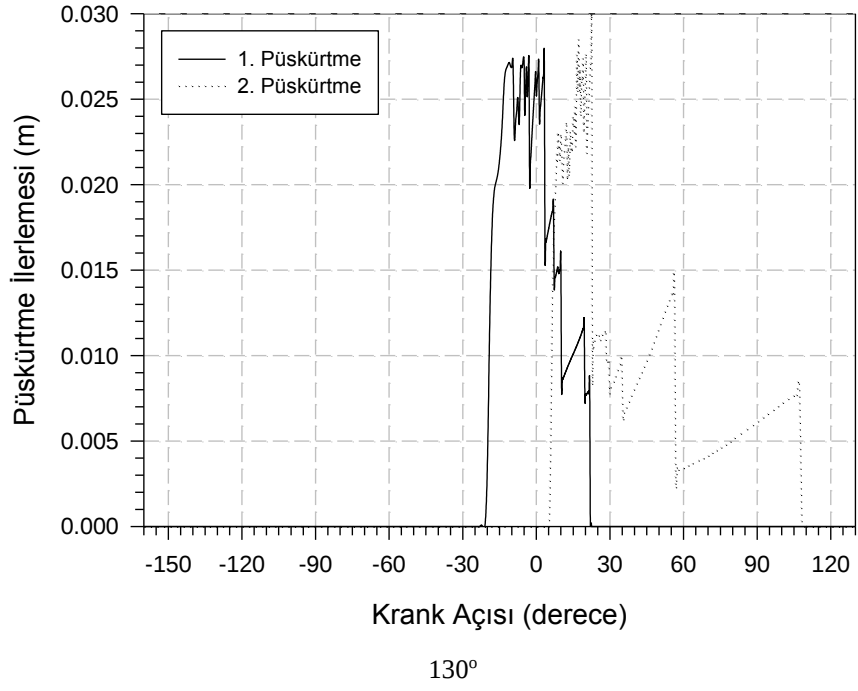
Şekil 3.56’da görüldüğü gibi damlacık çapı geniş bir aralıkta değişmektedir. Bu değerler genel literatüre uygundur. Yakıt püskürtmesinde asıl amaç oldukça küçük çaplara kadar yakıtı parçalamaktır. Bu şekilde ideal bir yanma elde edilebilir. Bu çalışmada da 120°’de parçacık çaplarının gerek çok büyük olmaması gerekse ileri krank açlarına kadar devam etmemesi açısından verimli görülmektedir. Yakıt, püskürtülmesinden sonra hızlıca parçalanmış ve buharlaşarak yanmaya dahil olmuştur. Bu açı için is emisyonlarının düşük olması beklenen bir sonuçtur. Bunun yanında diğer püskürtme açılarında ise ileriki krank açlarına kadar silindir içerisinde damlacıklar gözlenmiştir. Damlacık çapının yanma başlangıcından sonra büyümesi birleşen damlacıklar olduğunu kanıtlamaktadır. Sonrasında ise çaptaki düşüş reaksiyonların ve yanmanın devam etmesi neticesinde, damlacığın yanma için zaman bulamasa bile buharlaştığını göstermektedir. Bu sonuç, dizel motorlarda püskürtme dinamiği ve ilerlemesi adına önemli bir sonuç olarak değerlendirilmiştir.

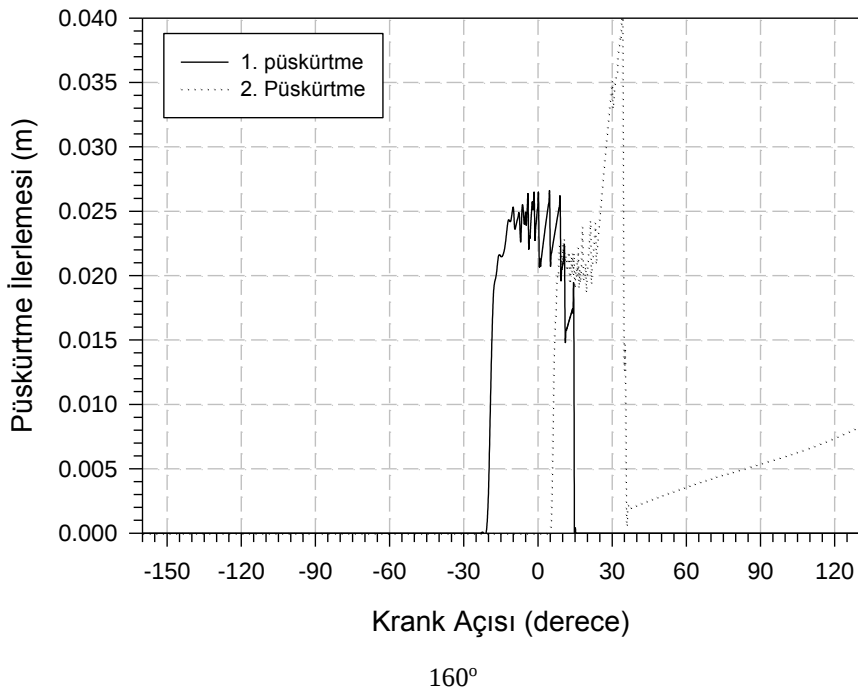
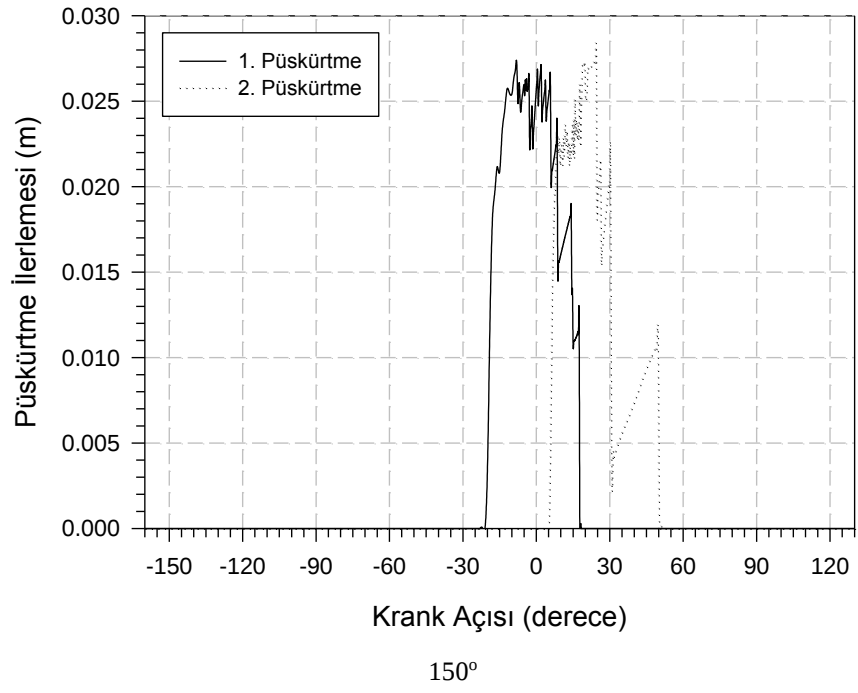
3.5.4. Püskürtme Açısının Püskürtme ve Buhar İlerlemesine Etkisi

Yakıtın yanma odası içerisinde püskürtüldüğü bölge püskürtme etkisi açısından önemlidir. Dolayısıyla püskürtme açısı püskürtme ilerlemesini belirleyen önemli bir parametredir. Şekil 3.57’de multijet motor şartlarında farklı püskürtme açıları için püskürtme ilerlemesi gösterilmiştir. Birinci ve ikinci püskürtmenin net olarak görüldüğü bu grafiklerde yanma odası içinde damlacık ilerlemesi belirlenmiştir. 120° ve 150° püskürtme açılarında her iki püskürtmeden sonra ilerleme bir miktar daha devam etmiş ve tamamlanmıştır. Diğer açılarda ise püskürtme ilerlemesi krank açısının ilerlemesine rağmen devam etmiştir. Bu tamamen püskürtme açısının bir sonucudur. Püskürtme eğer tam olarak piston çanağına yapılmışsa püskürtme ilerlemesi devam etmemektedir. Fakat eğer bir noktaya çarpmışsa buradan dağılıp silindir cidarına doğru tüm çap boyunca ilerleme devam edebilmiştir. Bu durum özellikle 140° ve 160° püskürtme açılarında görülmektedir. Püskürtme ilerlemesinin durması yanma odasında yakıt damlacığı kalmadığı anlamına gelmez. Çünkü damlacıklar, birleşme yaparak çaplarını büyütmüşlerse piston çanağı içinde akış hareketine bağlı olarak hareket edebilirler. Bu şekilde ilerlememesine rağmen yanma odası içerisinde damlacık varlığı sürebilir.



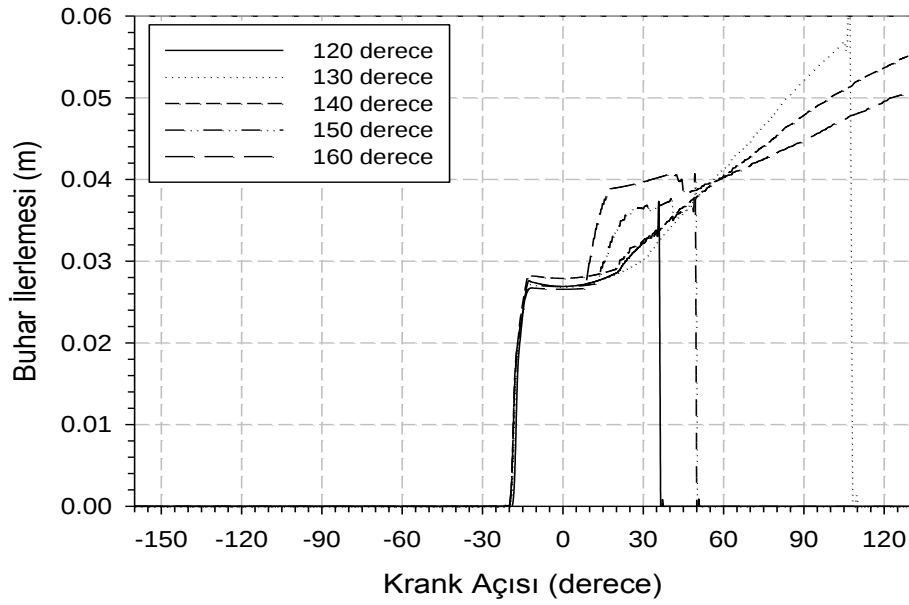
120°





Şekil 3.57. Püskürtme açısına bağlı olarak püskürtme ilerlemesi

Şekil 3.58’de püskürtülen yakıtın püskürtülmeye başlamasıyla birlikte buharlaşması ve bu buhar bulutunun yanma odası içerisinde ilerlemesi görülmektedir. Grafik hem damlacık çapını hem de püskürtme ilerlemesini destekler nitelikte olup farklı püskürtme açılarındaki yakıt buharının yanma odası içindeki varlığını ifade etmektedir. 140° ve 160° püskürtme açılarındaki silindir içerisinde kalan damlacıkların buharlaşmasını ilerleyen krank açılarına kadar devam ettirdiği görülmektedir. Ayrıca multijet etkisi ve ani ilerlemelerde grafikte açık olarak görülmektedir. Bunun yanında 120° ve 150° püskürtme açılarındaki buhar ilerlemesi yanma odası içinde daha kısa bir mesafede gerçekleşmektedir.

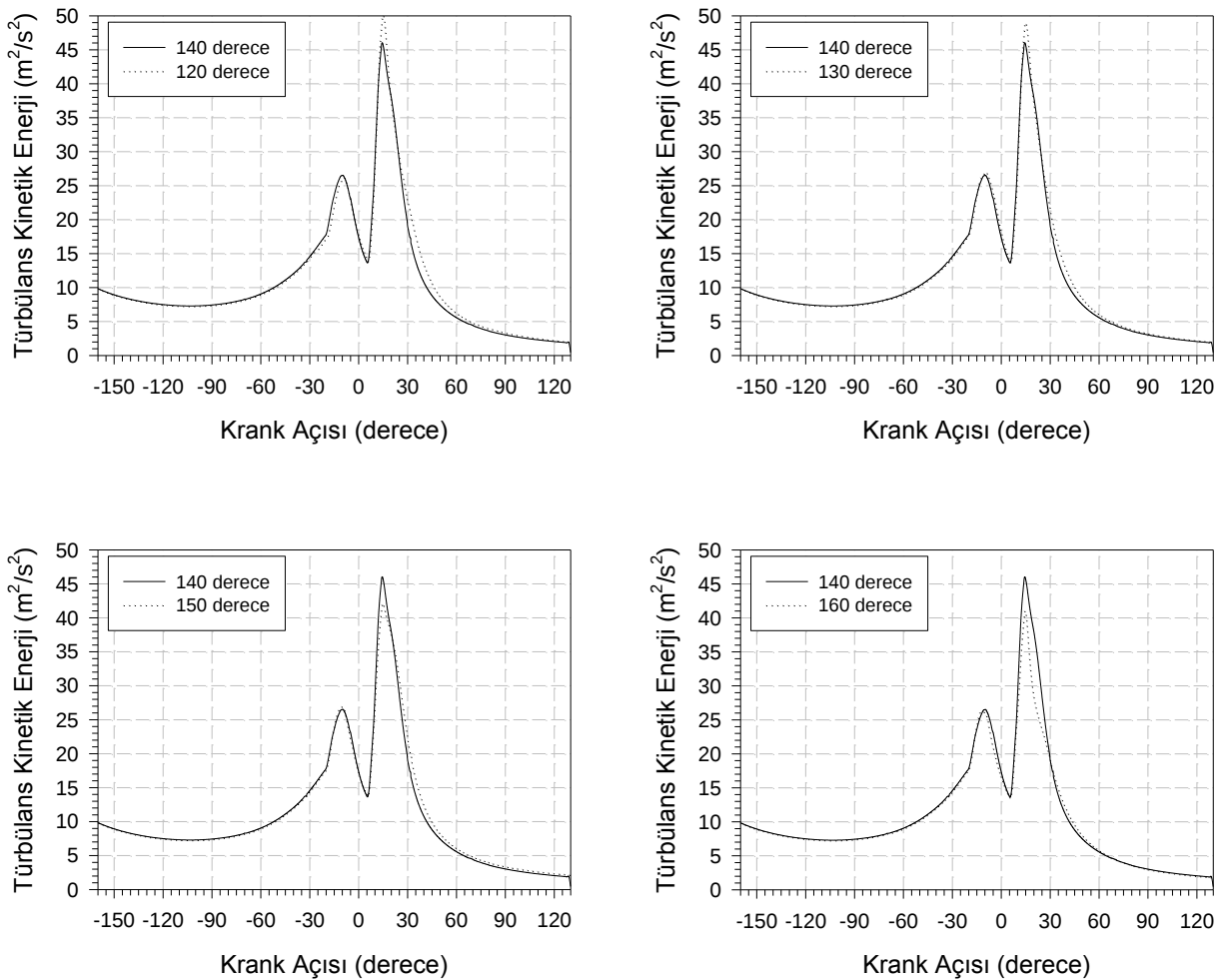


Şekil 3.58. Farklı püskürtme açılarındaki buhar ilerlemesi

3.5.5. Püskürtme Açısının Türbülans Kinetik Enerjiye Etkisi

Daha önceki parametrelerde de gördüğümüz gibi türbülans kinetik enerji püskürtme esnasında maksimum hız noktalarına göre ve yakıtın havayı sürüklemeye etkisiyle anlamlı hale gelen bir parametredir. Bu durum püskürtme açısı incelenirken etkin bir sonuç olarak incelenmiştir. Şekil 3.59’da türbülans kinetik enerjinin farklı püskürtme açılarındaki etkisi referans püskürtme açısına göre gösterilmiştir. Bu parametre için özellikle 120° ve 130° püskürtme açılarında bir yükselme görülmektedir.

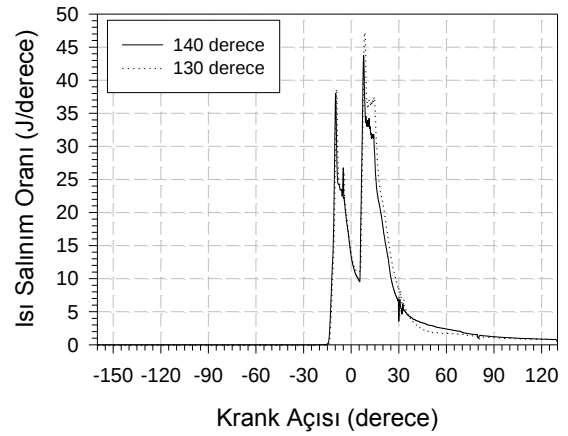
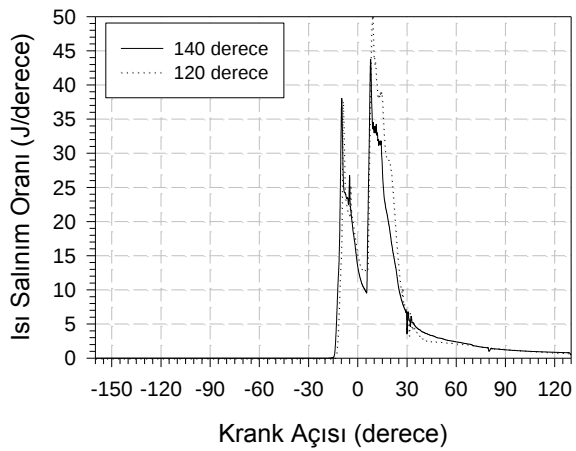
Bu durum yakıtın piston çanağındaki eğimli bölgeye püskürtülerek sürüklemeye etkisini hızlandırdığını ve buna bağlı olarak türbülans kinetik enerjiyi arttırdığını gösterir. Diğer püskürtme açılarında ise sonuçların daha yakın olduğu görülmektedir. Çünkü piston üst bölgesine püskürtme yapılan durumlarda benzer bir sürüklemeye etkisi beklenmemiştir.

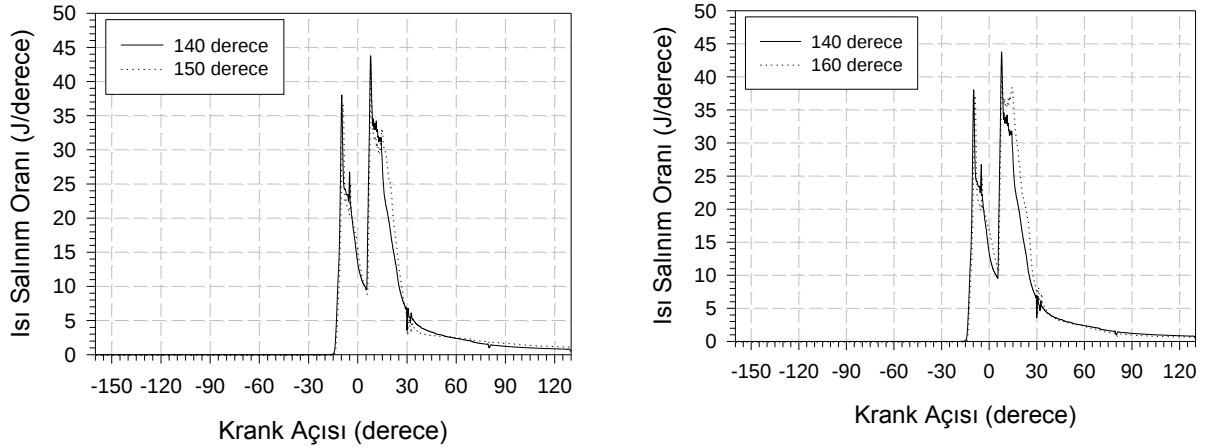


Şekil 3.59. Farklı püskürtme açılarında silindir içi türbülans kinetik enerji değişimi

3.5.6. Püskürtme Açısının Isı Salınım Oranına Etkisi

Püskürtme açısının damlacık çapı, püskürtme ilerlemesi ve buharlaşmaya etkisi incelendikten sonra yakıtın var olan ısısalını salması ve yanma olayı daha anlamlı halde incelenebilecektir. Bu kapsamda Şekil 3.60'da farklı püskürtme açıları için ısı salınım oranları yine referans açıya göre verilmiştir. Şekiller incelendiğinde 120° ve 160° püskürtme açıların ısı salınım oranlarının nispeten arttığı gözlenmekle birlikte birbirine yakın açılarda ısı salınımları da benzer bir eğilim göstermiştir. Isı salınım oranının yanmayı doğrudan etkilediği düşünüldüğünde püskürtme açısının bu parametre için de önemli olduğu görülmektedir. Yakıtın yönlendirildiği bölge ve buharlaşma etkisi ısı salınımlarını da doğrudan etkilemektedir. Silindir içi sıcaklık değişim grafiğinde de 120° ve 160° püskürtme açıları için yüksek sıcaklıklar elde edildiği düşünülürse, ısı salınımlarının da yüksek olması elde edilen önemli bir sonuçtur.

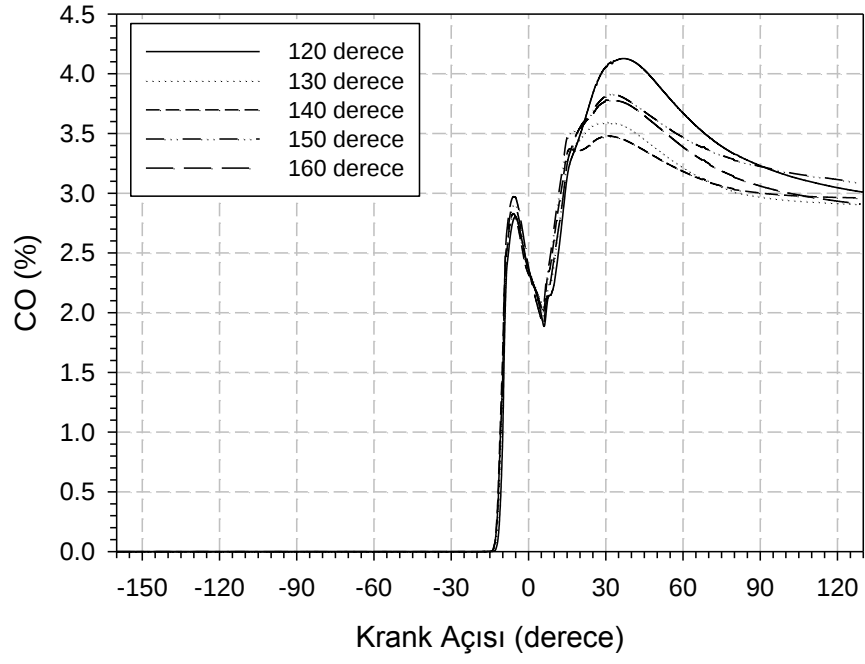




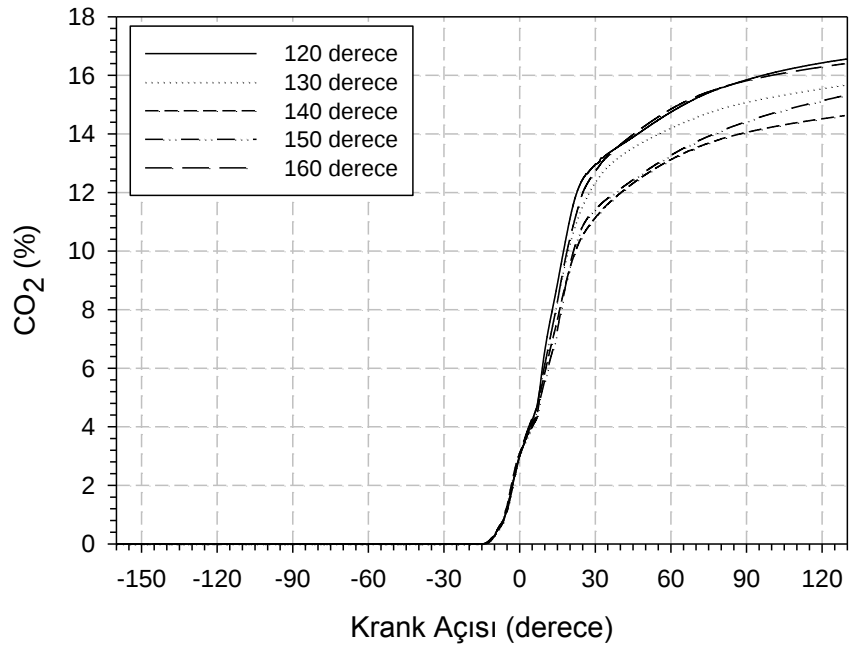
Şekil 3.60. Farklı püskürtme açılarında ısı salınım oranı değişimi

3.5.7. Püskürtme Açısının Emisyon Oluşumuna Etkisi

Motor tasarımı ve enjektör parametrelerinde değişiklik yapmanın temel amacı motor performansını artırmak ve özellikle kirletici emisyon oluşumunu minimize etmektir. Bu kapsamda farklı püskürtme açısının emisyon oluşumuna etkisi de incelenmelidir. Şekil 3.61’de CO ve CO₂ emisyonlarının çevrim boyunca değişimi farklı püskürtme açıları için karşılaştırmalı olarak verilmiştir. CO emisyonları yanmanın eksik olduğu bölgelerde oluşmaktadır. Silindir içi değişik bölgelerde bu durum meydana gelmekle birlikte genel olarak yanma kalitesini göstermektedir. 120° püskürtme açısında yüksek CO oluşumu önceki sonuçları da desteklemektedir. Kısa püskürtme ve buhar ilerlemesi yanmanın bölgesel olarak yoğunlaştığını ve yanma odası içinde eksik yanma bölgeleri olduğunu doğrulamaktadır. Diğer püskürtme açılarında ise yaklaşık CO oluşum eğrileri gözlenmiştir. 140° referans püskürtme açısında CO oluşumunun düşük olması yanmanın bu kirletici için doğru gerçekleştiğini göstermektedir. CO₂ ise yanma sonu oluşması en doğal emisyon ürünüdür. Püskürtme açısına göre bu tür incelendiğinde 140° ve 150° püskürtme açılarında daha düşük oluşum gösterdiği diğer açılarda ise birbirine yakın bir şekilde nispeten daha fazla olduğu görülmektedir. Fakat genel olarak bu emisyon değişimi püskürtme açılarının hepsi için birbirine yakın olarak elde edilmiştir



a)

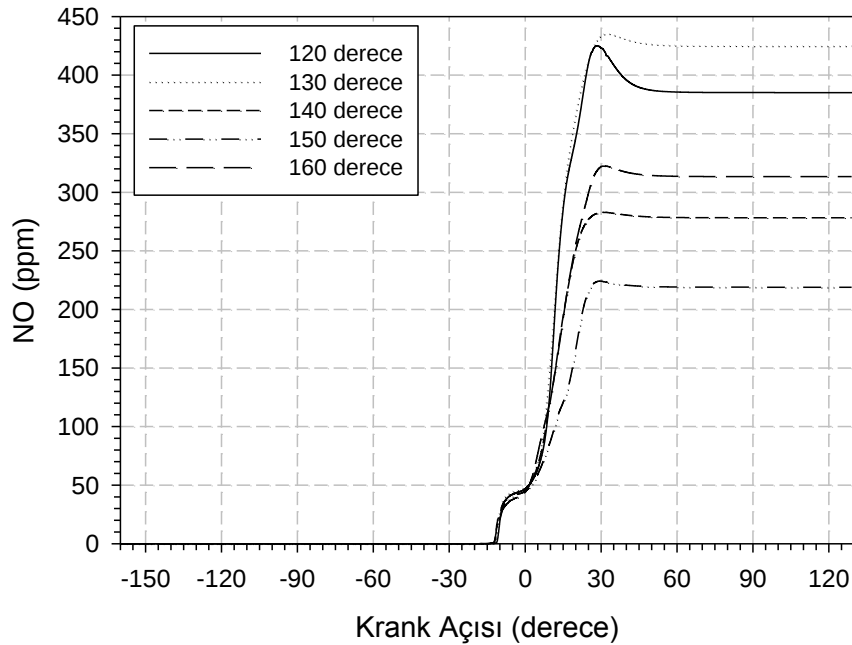


b)

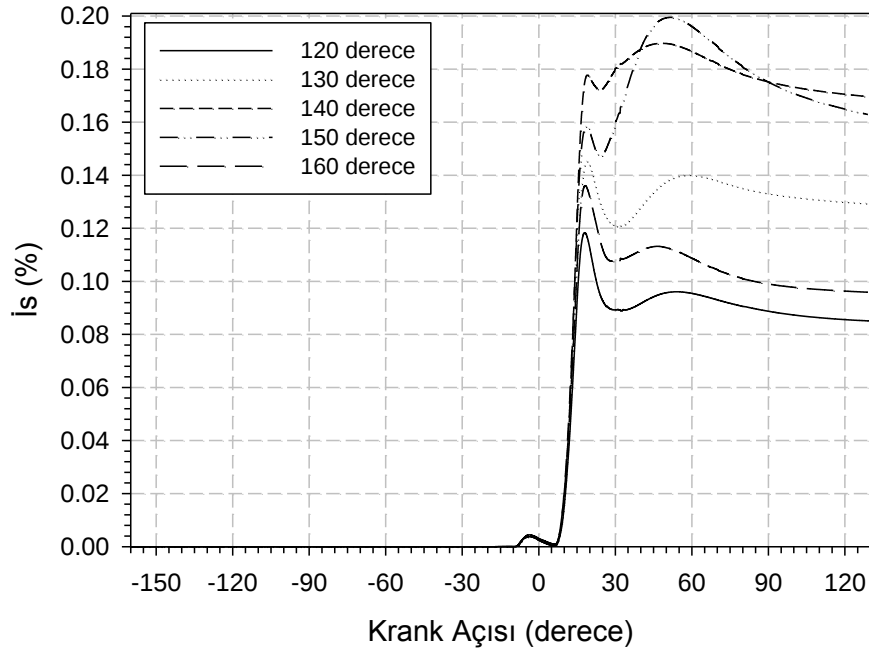
Şekil 3.61. Farklı püskürtme açılarında silindir içi CO ve CO₂ emisyonları

Dizel motorlar için önemli emisyon ürünlerinden diğerleri de NO ve is emisyonlarıdır. NO ve is emisyonlarının püskürtme açısına göre çevrim bazında değişimi Şekil 3.62’de görülmektedir. Yüksek sıcaklık oluşumuna bağlı olarak yanma sonucunda üretilen NO püskürtme açısına bağlı olarak elde edilmiştir. Sıcaklık dağılım dikkate alındığında 120° ve 130° püskürtme açıları için yüksek NO oluşumu doğru bir sonuçtur. Yüksek püskürtme açılarında ise düşük NO emisyonları yine sıcaklık oluşumuna bağlı olarak elde edilen önemli bir sonuçtur. Püskürtme açısının NO emisyonları üzerinde oldukça etkili olduğunu gösteren bu grafik elde edilen önemli sonuçlardan biridir.

İs emisyonlarının da yanmamış karbonlardan ihtiva ettiği düşünülürse yanma verimi bu emisyon oluşumunu da etkilemektedir. Özellikle püskürtme ilerlemesi ve buharlaşma bu parametreyi etkilemektedir. Püskürtme açısı da yakıtın dağılım ve yönlenmesini sağladığı için is oluşumunu oldukça etkiler. 120° ve 130° püskürtme açılarında püskürtme ilerlemesi düştüğü için is oluşumu da yükselmektedir. Diğer açılarda ise is emisyonları yaklaşık bir oluşum göstermiştir.



a)



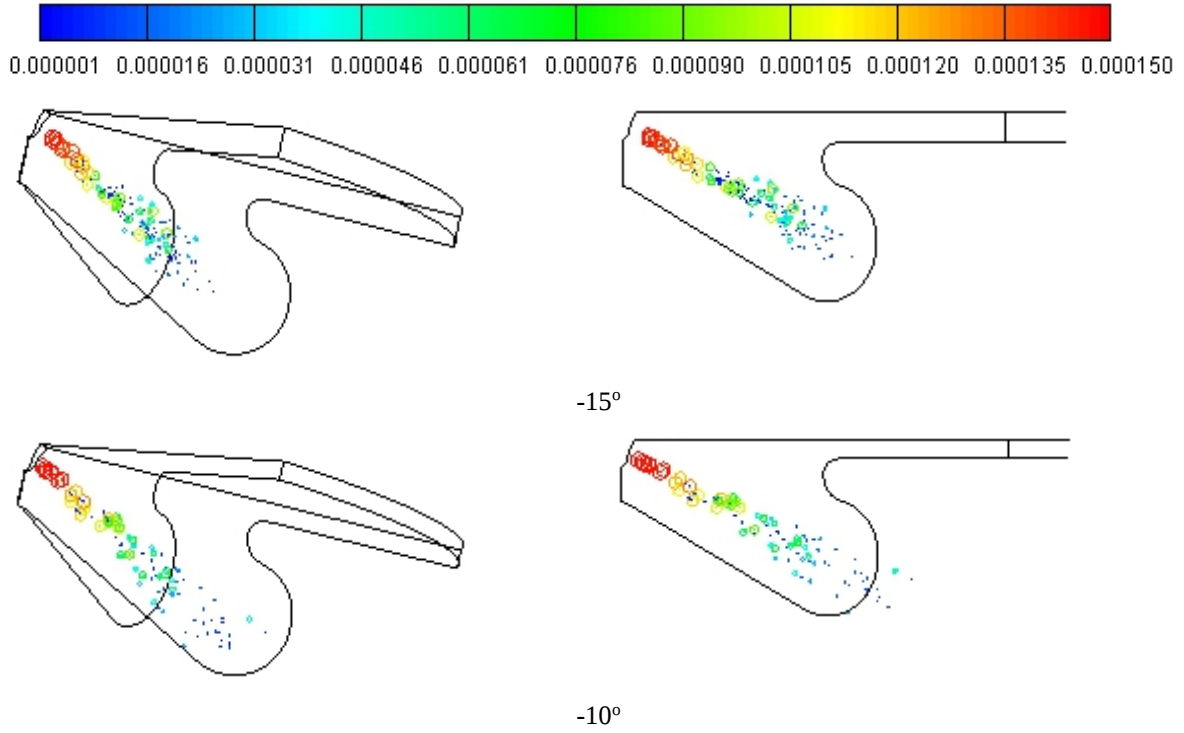
b)

Şekil 3.62. Farklı püskürtme açılarında silindir içi NO ve is emisyonları

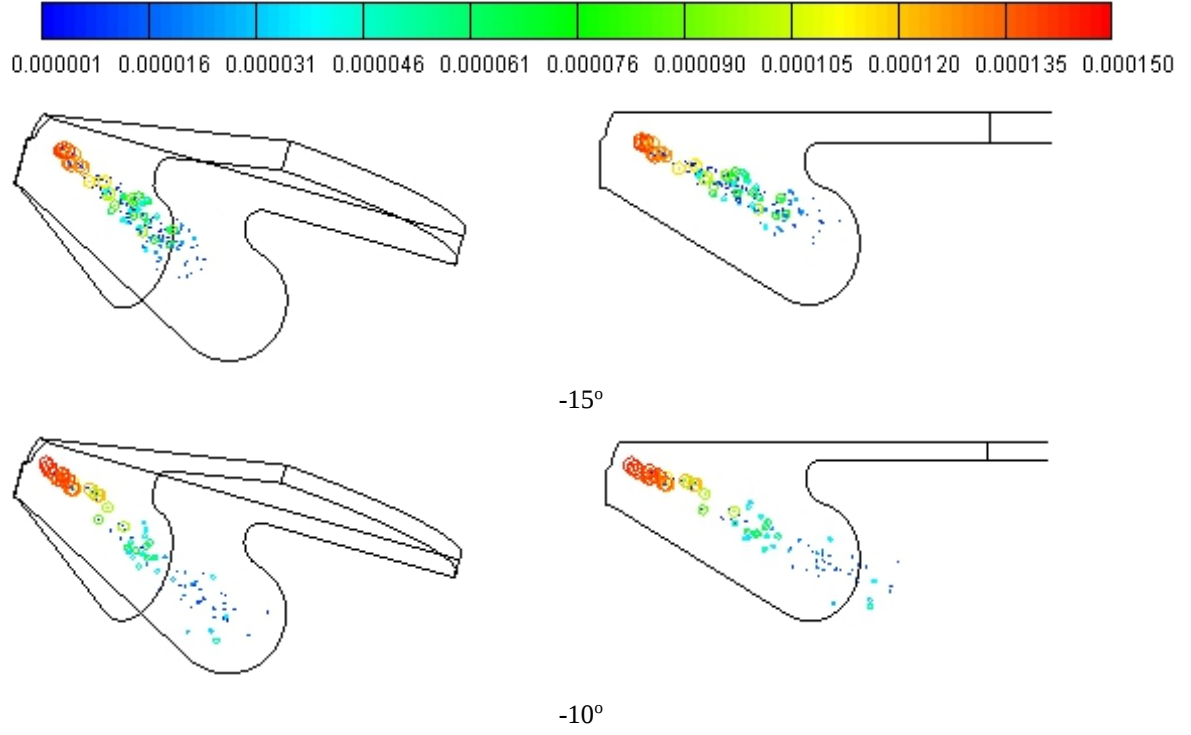
3.5.8. Püskürtme Açısına Göre Damlacık Dağılımı

Püskürtme açısının en fazla etkilediği kısım damlacık dağılımı ve yanma başlangıcıdır. Bu kapsamda yanma odasındaki damlacık dağılımı farklı püskürtme açılarında ve farklı krank açılarında incelenmiştir (Şekil 3.63-67). Birinci püskürtme esas alınarak yapılan bu incelemede enjektörden çıkan yakıt damlacık boyutuna göre analiz edilmiştir. Grafikler incelendiğinde enjektör yakınlarında damlacık çapının büyük olduğu görülmektedir. Bu durum yakıtın tam olarak dağılamadığının bir göstergesidir. Yakıt enjektörden uzaklaştıkça gerek hava ile çarpışmasının gerekse enjektör parametrelerinin bir sonucu olarak dağılmaya başlamış ve daha küçük damlacık boyutları elde edilmiştir. Sonrasında bu damlacıklar buharlaşıp yanma silindir içinde başlamıştır. Damlacıklar ilerledikçe damlacık boyutu küçülse de, damlacıkların birbiri ile etkileşimi sonucu yanma odasının ilerleyen kısımlarında da büyük çaplı damlacıklar görülmektedir. Şekil 3.63-67’de her bir püskürtme açısı için püskürtme oluşumu -15° ve -10° krank açısı için incelenmiştir. Püskürtmenin -20° de başladığı düşünülürse her iki krank açısı da püskürtme dinamiği için önemlidir.

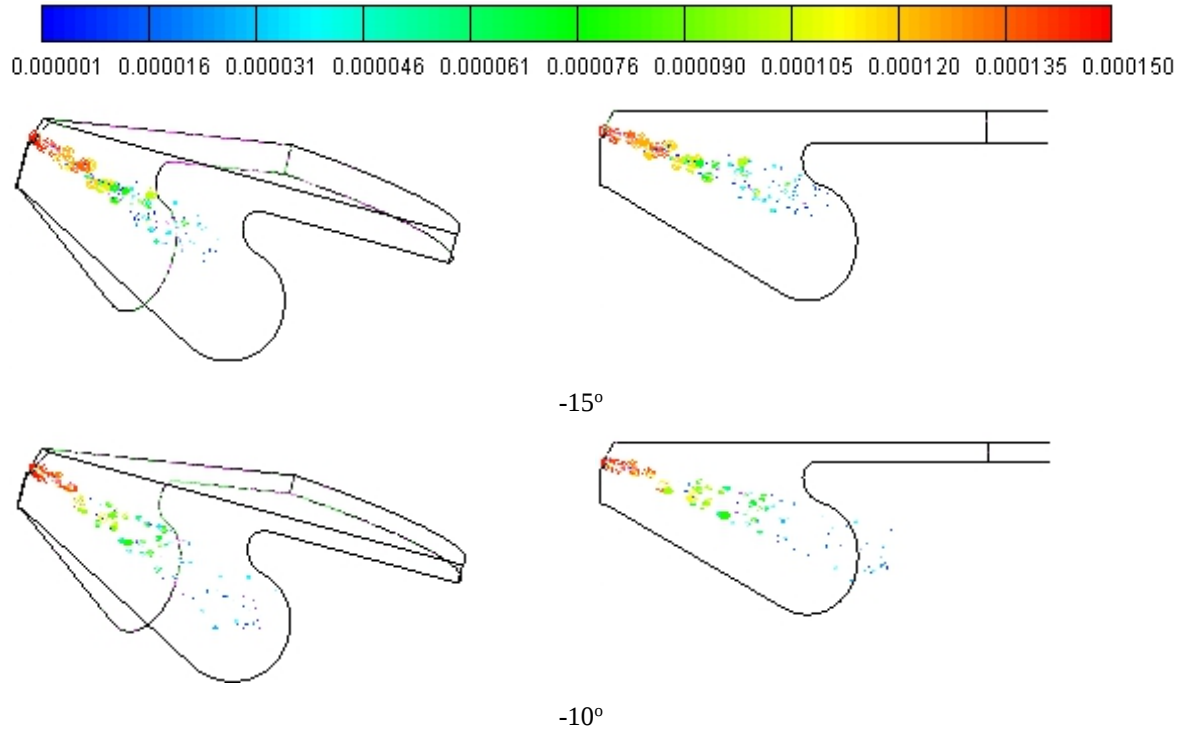
Grafiklerde hem üç boyutlu hem de kesit görünüş birlikte verilerek püskürtme açısına göre yakıt demetinin yanma odasında hangi bölgeye gönderildiği açıkça gösterilmiştir. Ayrıca elde edilen bir diğer önemli sonuçta, özellikle -10° krank açısında bazı büyük damlacıkların içerisinde daha küçük damlacıklar oluşmasıdır. Bu oluşum buharlaşmasının etkisiyle gerçekleşmiş olup yanma için önemli bir sonuçtur.



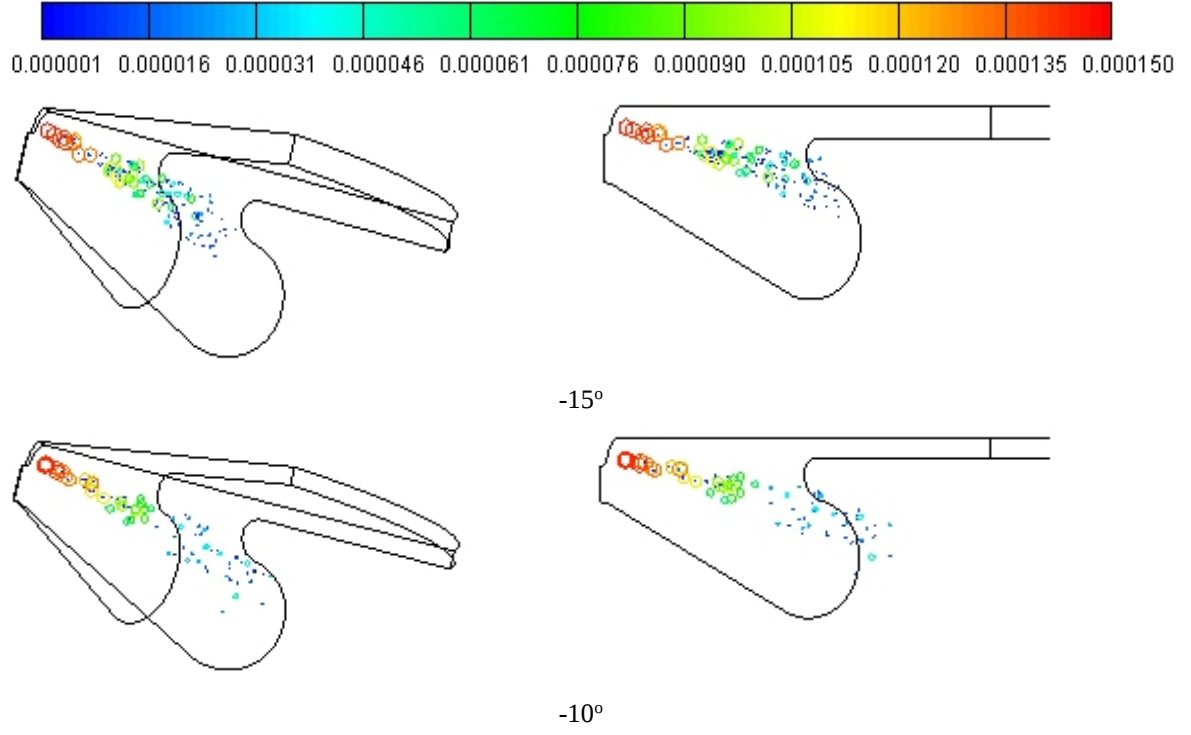
Şekil 3.63. 120° püskürtme açısında püskürtme dağılımı



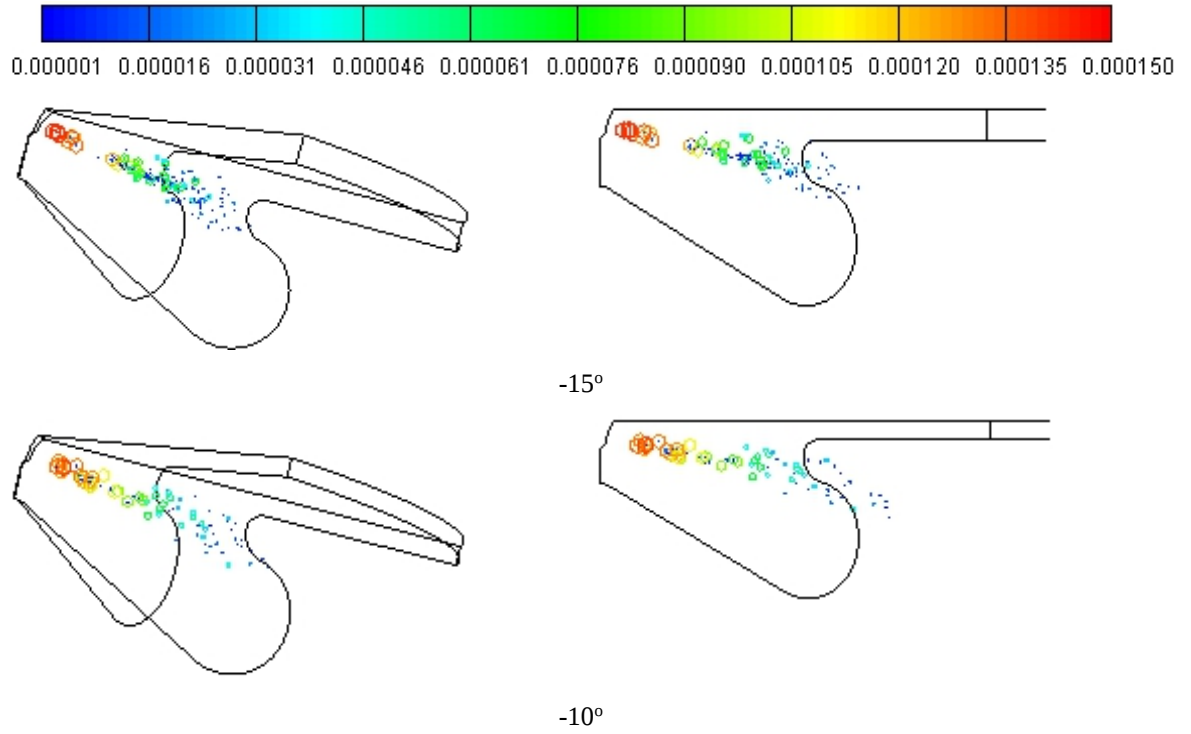
Şekil 3.64. 130° püskürtme açısında püskürtme dağılımı



Şekil 3.65. 140° püskürtme açısında püskürtme dağılımı



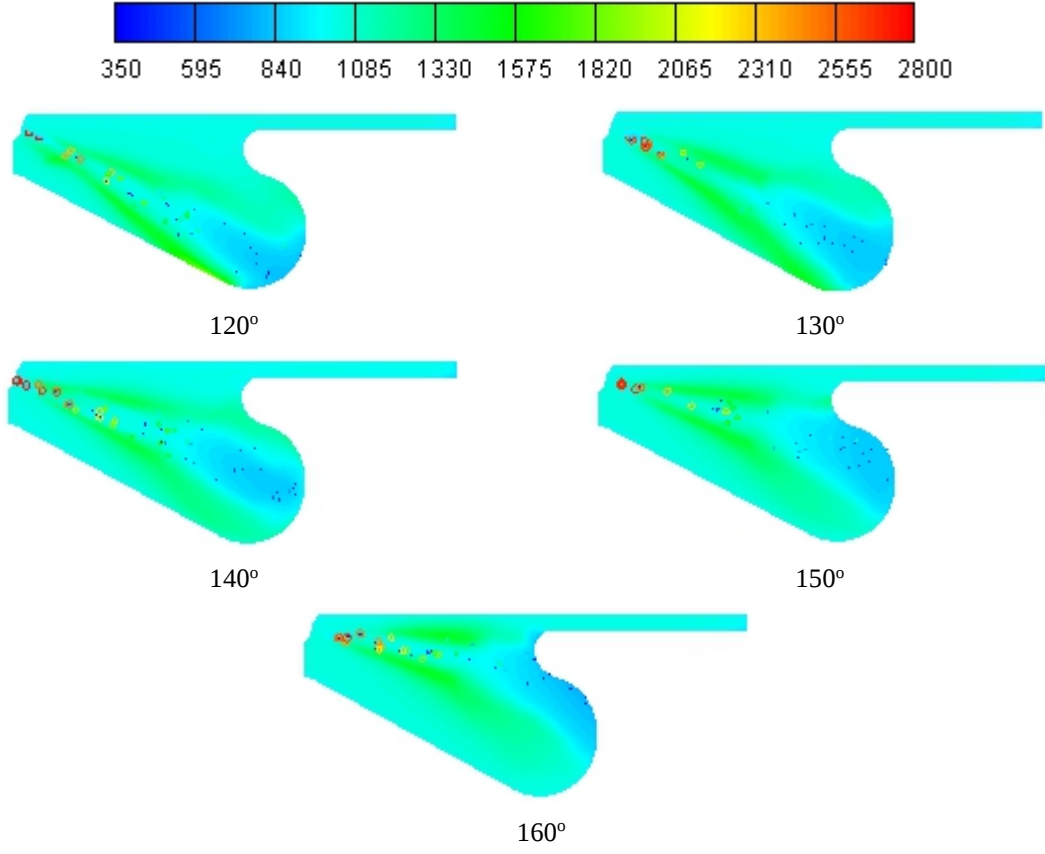
Şekil 3.66. 150° püskürtme açısında püskürtme dağılımı



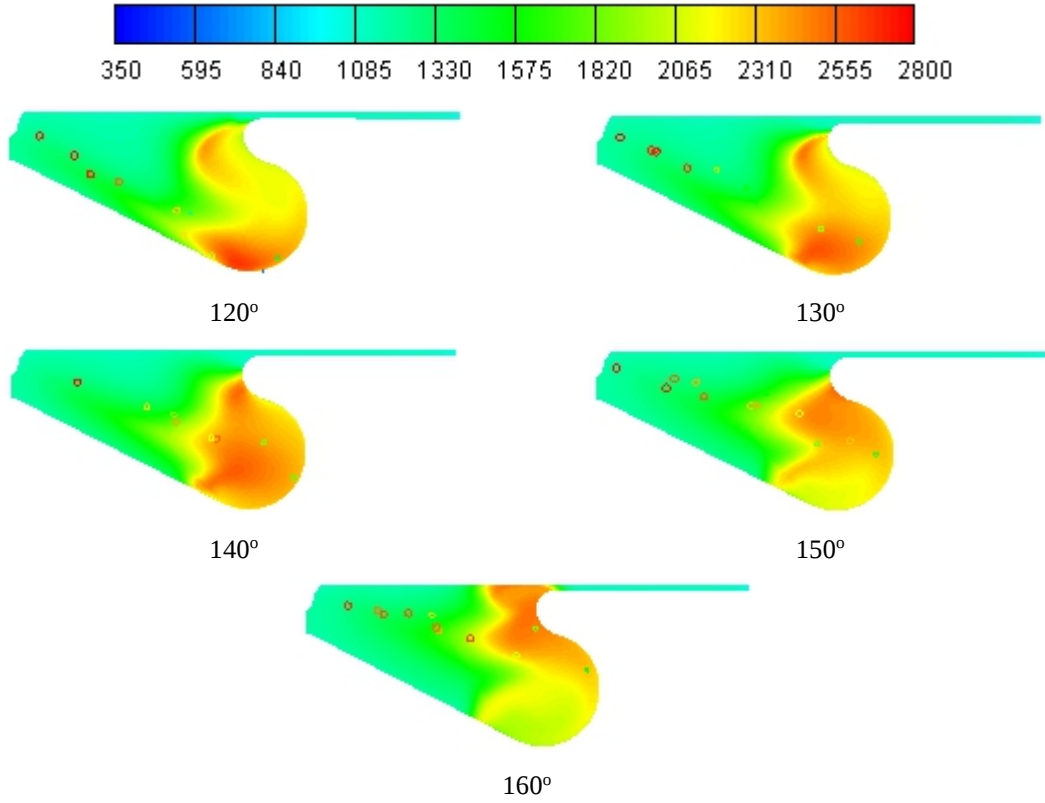
Şekil 3.67. 160° püskürtme açısında püskürtme dağılımı

3.5.9. Püskürtme Açısına Göre Sıcaklık Dağılımı

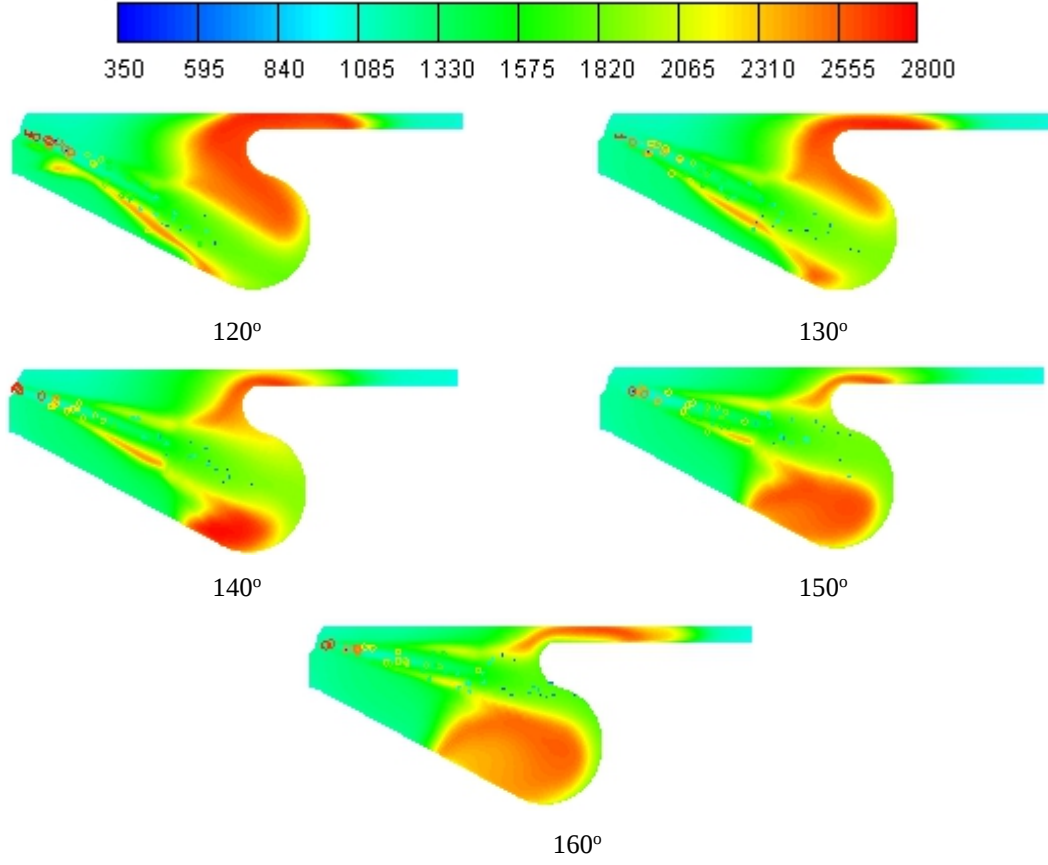
Püskürtme dinamiğini ve damlacık dağılımını büyük ölçüde etkileyen püskürtme açısının silindir içi sıcaklıkları ve yanma başlangıcını da etkileyeceği tahmin edilir bir sonuçtur. Bunun net olarak belirlenmesi için farklı krank açılarında, her bir püskürtme açısı için silindir içi sıcaklık dağılımları Şekil 3.68-71’de karşılaştırmalı olarak görülmektedir. -10° , 0° , 10° ve 20° krank açılarında her bir püskürtme açısı için sıcaklık dağılımları karşılaştırılarak daha önce verilen grafiksel sonuçlar desteklenmiştir. Ayrıca sıcaklık dağılımıyla birlikte aynı anda püskürtme oluşumu da gösterilerek sıcaklık dağılımları anlamlı hale getirilmiştir. -10° krank açısında verilen sonuçlar incelendiğinde yakıtın yanma odasının hangi noktasına tam olarak etkidiği gözlenmiştir. Yanma odasına giren yakıt o an ortamda bulunan havaya göre daha soğuktur. Bu açıdan bakıldığında püskürtme açısı yakıtın etki ettiği yeri oldukça değiştirmektedir. 0° krank açısına ait sonuçlar incelendiğinde birinci püskürtmeden dolayı meydana gelen yanmanın silindir içerisinde ilerlediği gözlenmektedir. Aynı anda yanma odası içerisinde yanmamış yakıt damlacıkları da görülmektedir. Sıcaklıkların yanma odasının hangi bölgelerinde yükseldiği de önemli bir sonuçtur. Alev cephesinin oluşumunu belirleyen bu durum püskürtme açısından oldukça etkilenmiştir. 10° krank açısında ikinci püskürtmenin etkisiyle sıcaklık dağılımının yönlendiği görülmektedir. Püskürtme açısı yanma odasında akışı yönlendirmesi bakımından da etkin bir parametre olarak görülmüştür. 20° krank açısında her iki püskürtmede tamamlanmış ve alev hızla yayılmaya başlamıştır. Bu durumda özellikle 150° ve 160° püskürtme açılarına dikkat edildiğinde uzak silindir cidarına kadar yüksek sıcaklık bölgeleri oluştuğu görülmektedir. Bu sonuç her iki açı için yüksek CO emisyonu ve düşük NO emisyonunu açıklaması bakımından oldukça önemlidir. İki püskürtmenin de bitmesine rağmen yanma odası içerisinde hala sıvı damlacıklarının dolaşması, püskürtme ve buhar ilerlemesi için verilen grafiksel sonuçları desteklemiştir. İlerleyen krank açılarında bu damlacıkların bazıları buharlaşıp yanarken bazıları ise kısmen yakılmadan egzoz edilecektir.



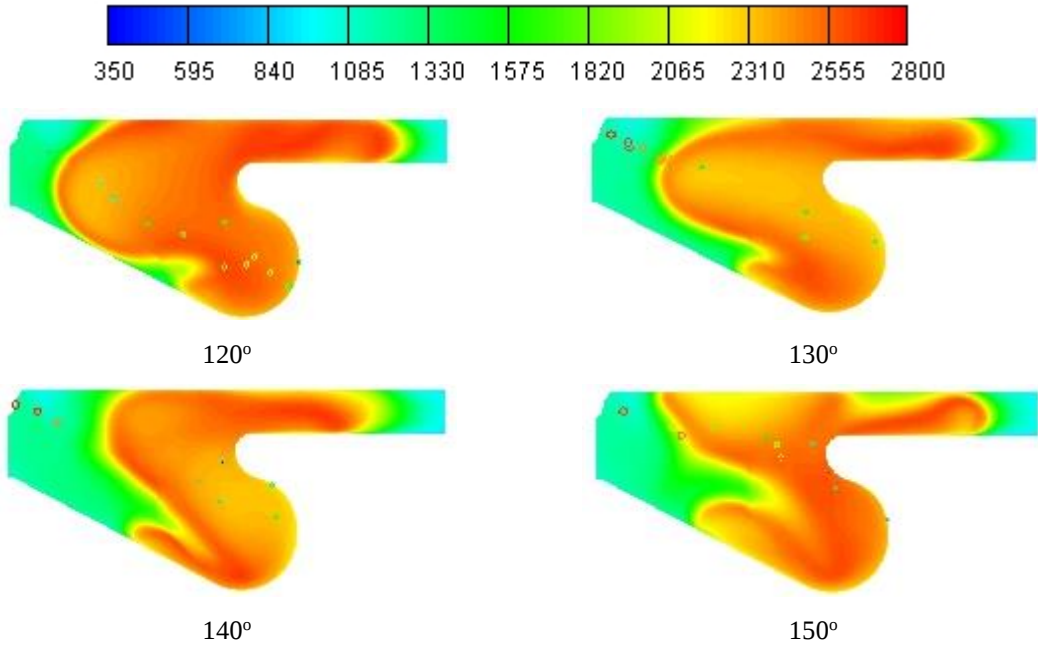
Şekil 3.68. Farklı püskürtme açılarında sıcaklık dağılımı (K) (-10°KA)

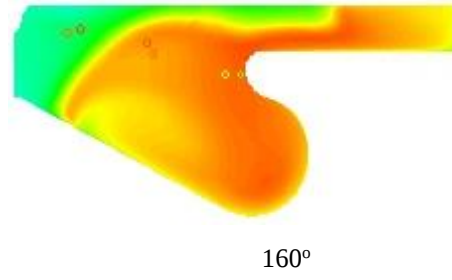


Şekil 3.69. Farklı püskürtme açılarında sıcaklık dağılımı (K) (0°KA)



Şekil 3.70. Farklı püskürtme açılarında sıcaklık dağılımı (K) (10°KA)

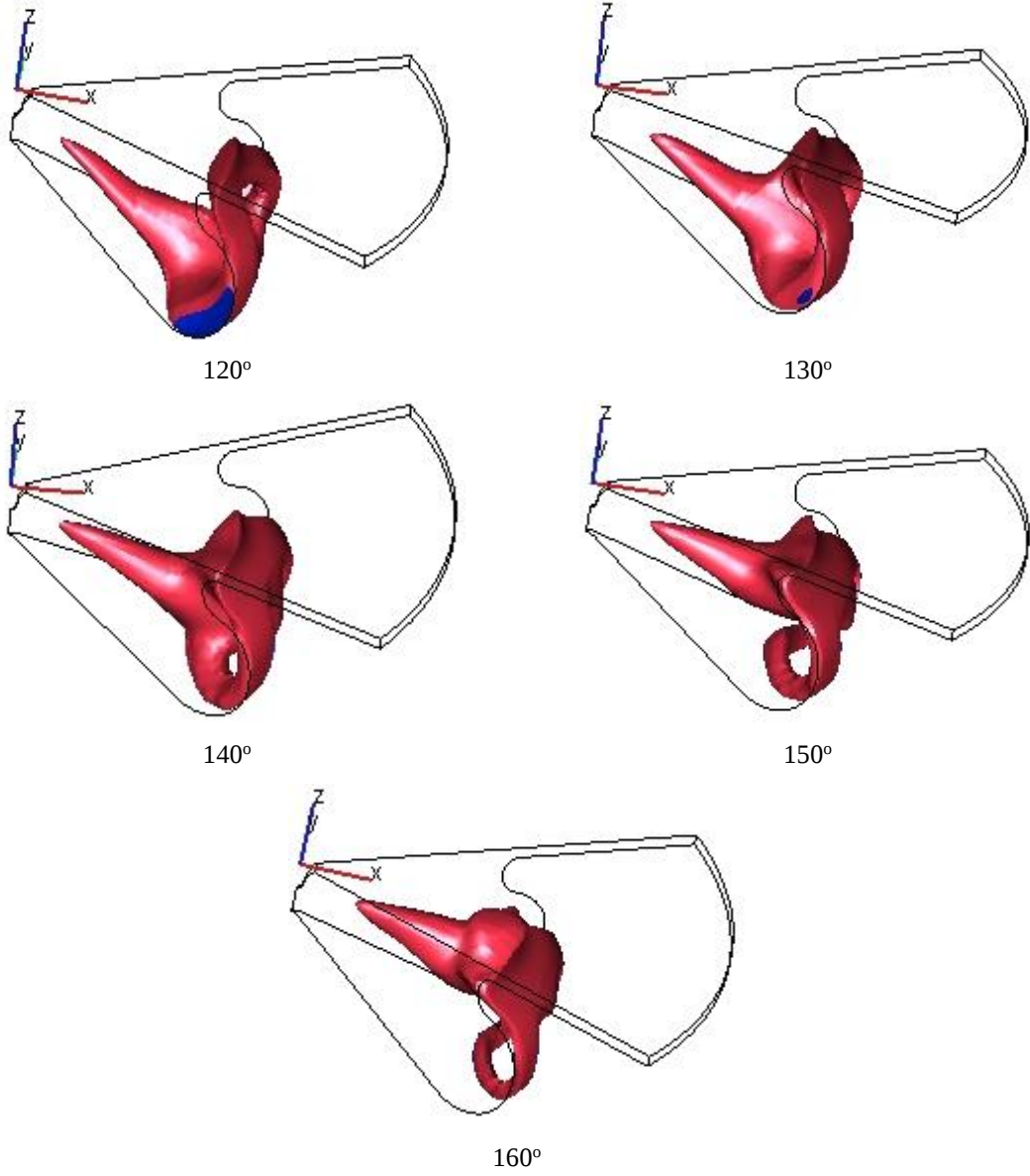




Şekil 3.71. Farklı püskürtme açılarında sıcaklık dağılımı (K) (20°KA)

3.5.10. Püskürtme Açısının Yanma Başlangıcına Etkisi

Püskürtme açısının, püskürtme oluşumundan damlacık çapına, buhar oluşumundan sıcaklık dağılımına kadar yanma odası içerisinde gerçekleşen tüm püskürtme dinamiği ve yanma olaylarını etkilediği önceki grafiklerde açıkça anlatılmıştır. Bunun yanında emisyonlara da etki ettiği gözlenmiştir. Bu kadar etkin bir parametrenin yanma başlangıcına nasıl etki ettiği de araştırılmıştır. Şekil 3.72’de -5° krank açısında her bir püskürtme açısı için alev cephesi görüntüleri elde edilmiştir. Yakıtın yanma odasında ki yerini belirleyen ve sıcaklık dağılımını etkileyen bu parametre alev yapısına da ciddi oranda etki etmiştir. 120°’den 160°’ye kadar yükselen püskürtme açılarında alev cephesi de yakıtın püskürtüldüğü noktada başlamıştır. Dolayısıyla 120°’de piston çanağının merkezine yakın başlayan alev, 160°’de piston üst yüzeyine kadar ilerlemiştir. Bu püskürtme açısı için elde edilen en önemli sonuçlardan birisidir. Aynı sebeple 150° ve 160° krank açılarında sıcaklık dağılımı ve buna bağlı olarak alev cephesi uzak silindir cidarına kadar uzanmıştır.



Şekil 3.72. Farklı püskürtme açılarında alev yapısı (-5° KA)

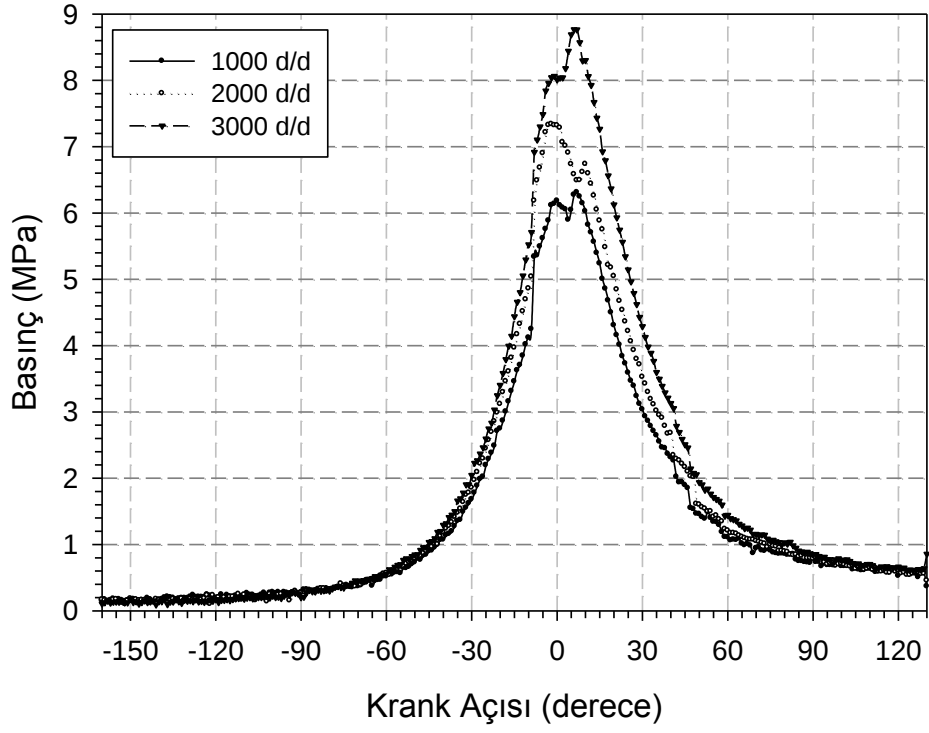
3.6. Alternatif Yakıt (Biyodizel) Kullanımının Püskürtme Dinamiği ve Yanmaya Etkisi

3.6.1. Soya Yağı Metil Esteri (SME) Kullanımı

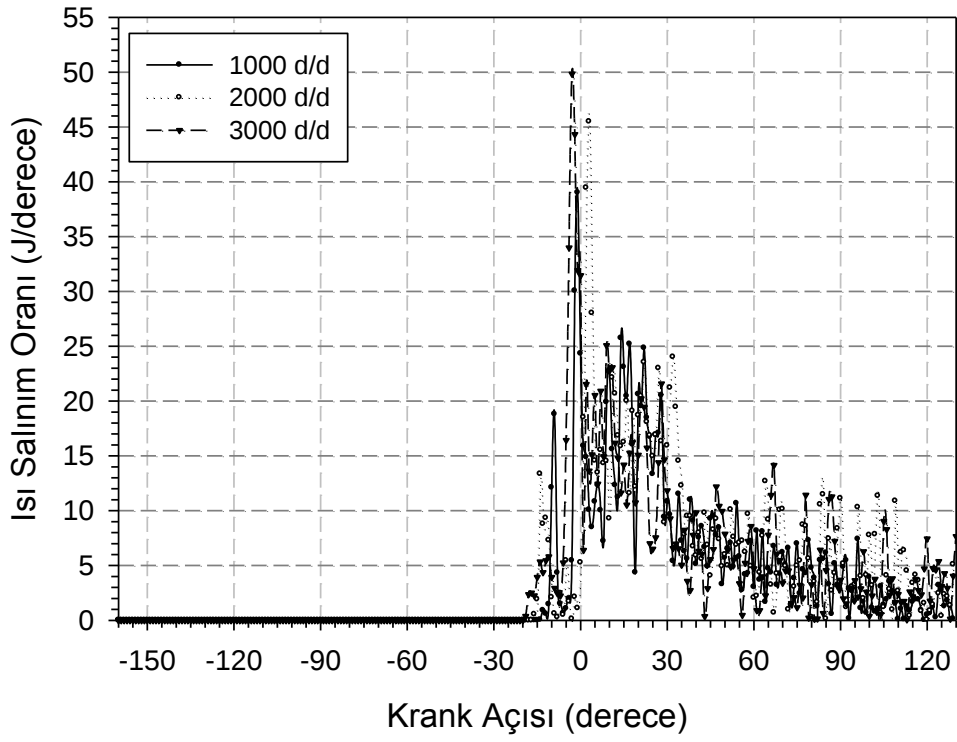
Son yıllarda azalan petrol rezervleri ve artan maliyet sebebiyle özellikle dizel motorlar için alternatif yakıt arayışları hız kazanmıştır. Bunun yanında yüksek emisyon oranları ve bu oranların bazı kriterlere göre düşürülmesi bu arayışları desteklemiştir. Bu kapsam da ilk çözüm olarak bitkisel yağlardan biyodizel üretimi öne sürülmüştür. Bunun yanında atık lastiklerden hayvansal yağlara kadar birçok ham madde yakıt üretimi için kullanılmıştır. Avrupa ülkeleri başta olmak üzere ülkemizde de bu arayışlar sürmüş ve en çok kabul gören bitkisel yağlar için büyük ölçekli üretim tesisleri de kurulmuştur. Bu alternatif yakıtların en önemlilerinden olan soya yağı en çok kabul görenlerden biridir. Bu tez kapsamında da bu yağdan elde edilen metil ester, hem deneysel hem de sayısal olarak incelenmiştir. Yanma ve püskürtme dinamiğine dair birçok parametre incelenerek alternatif yakıtların kullanılması araştırılmıştır. Genellikle deneysel olarak yapılan bu çalışmalar için sayısal yöntemler kullanılarak modelleme yapılması tez kapsamında elde edilen önemli sonuçlardan birisidir.

3.6.1.1. %10 SME %90 Dizel Yakıtı Karışımı İçin Deneysel Sonuçlar

Soya metil esterinin yanma davranışları öncelikle deneysel olarak incelenmiştir. Sonrasında sayısal sonuçlarda elde edilerek karşılaştırmalar yapılmıştır. Deneysel çalışma için ilk önce %10 SME ve %90 dizel yakıtı karıştırılarak testler yapılmıştır. Aynı şartlar sayısal ortamda da hazırlanarak sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Deneyler de farklı motor devirleri için silindir içi basınç değişimleri ve ısı salınımları elde edilerek yanmaya dair temel parametreler belirlenmiştir. Şekil 3.73(a)'da farklı motor devirlerinde silindir içi basınç değişimleri deneysel olarak gösterilmiştir. Bu şekilde silindir içi basınç değişimlerinin devir sayısı değişimine doğrudan bağlı olarak görülmüştür. Basınç iki kez yükselme yaparak iki püskürtme durumunu açıklamaktadır. Şekil 3.73 (b)'de farklı motor devirlerinde ısı salınımları deneysel olarak gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlar, ısı salınımının devir sayısına bağlı olarak arttığı ve genel ısı salınım eğiliminin benzer olduğunu göstermektedir.



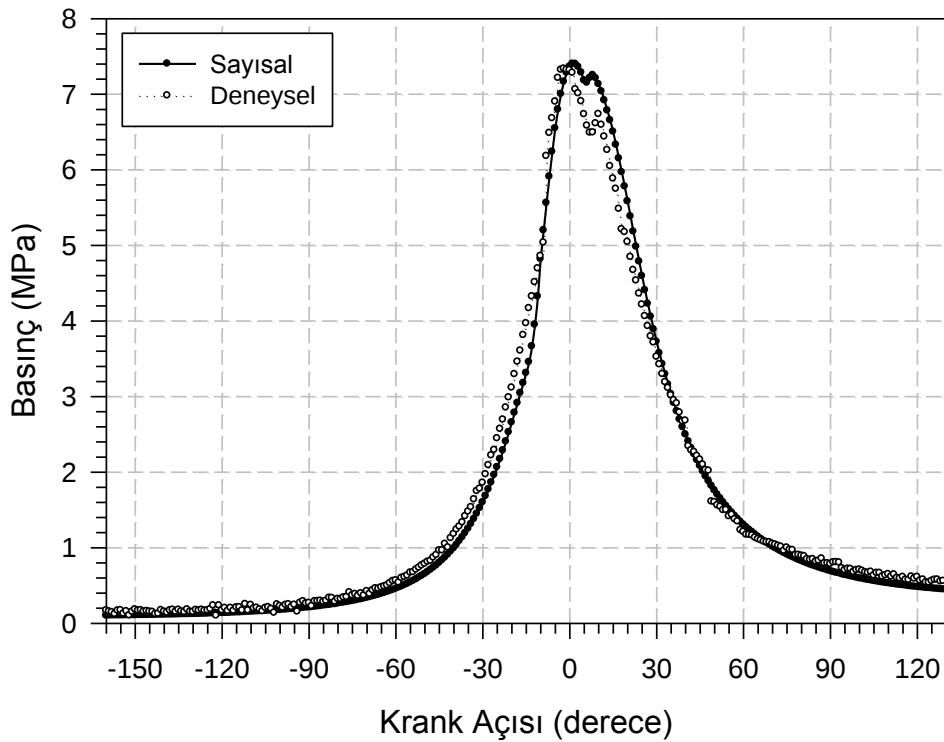
a)



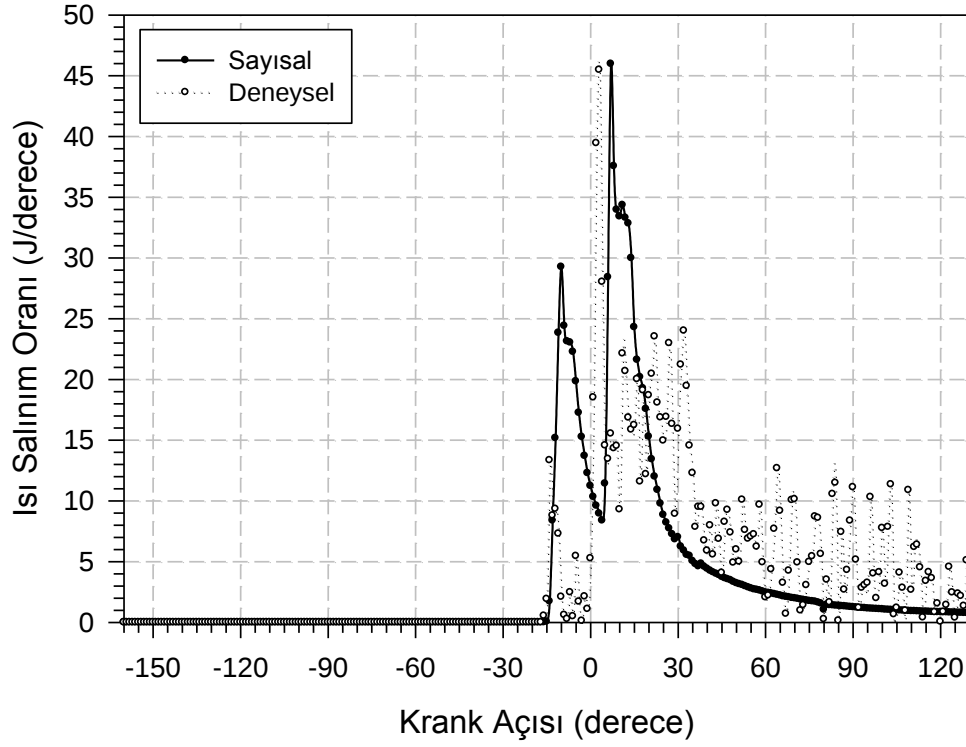
b)

Şekil 3.73. %10 SME ve %90 dizel karışımı için farklı devir sayılarında a) basınç ve b) ısı salınımı değişimleri

Deneysel çalışmada kullanılan motor birebir modellenerek gerçek çalışma şartlarına çok yakın bir şekilde çalışma sağlanmıştır. Yakıt olarak, deneysel çalışmada kullanılan karışımın aynısı uygulanarak sayısal sonuçlar elde edilmiştir. Elde edilen sonuçların geçerliliği için bu sonuçlar birbiriyle kıyaslanarak aralarındaki uyum gösterilmiştir. Şekil 3.73 deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen basınç ve ısı salınım oranlarının 2000 d/d motor devri için karşılaştırılmasını göstermektedir. Grafik incelendiğinde basınç değişimlerinin oldukça yakın olduğu görülmektedir. Bu sonuç hem deneysel ve sayısal sonuçların birbirine ne kadar uygun olduğunu hem de sayısal çalışmanın geçerliliğini açıkça göstermektedir. Sayısal olarak modellenmesi oldukça zor olan alternatif yakıtların bu kadar yakın sonuçlarla modellenmesi tez kapsamında elde edilen önemli sonuçlardan birisidir. Isı salınım oranlarının karşılaştırması incelendiğinde deneysel ve sayısal sonuçların birbirine ne kadar yakın olduğu görülmektedir. Yalnızca özellikle yanma bitiminden sonra sayısal sonuçlar daha düzgün bir eğriyle düşüş gösterirken, deneysel sonuçlarda bu durum daha hareketli görülmektedir. Deneysel olarak elde edilen bu veriler, ısı salınımının gerçek çalışma şartlarında bu şekilde gerçekleştiği belirlemektedir. Ayrıca deneysel hatalar da göz önünde bulundurulursa elde edilen sonuçların oldukça uyumlu olduğu görülmektedir.



a)

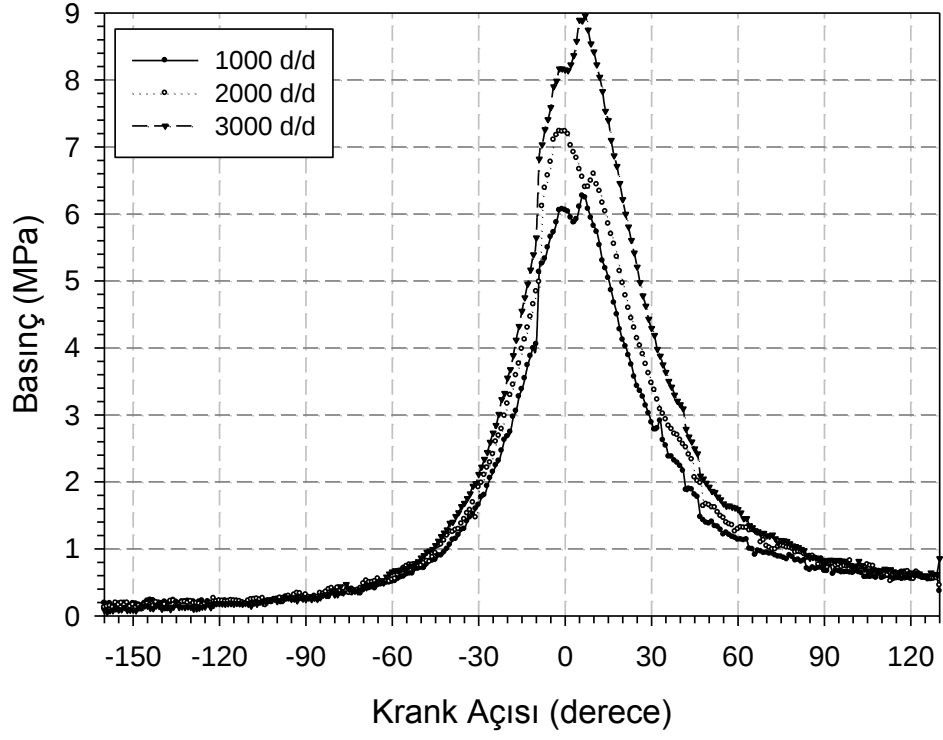


b)

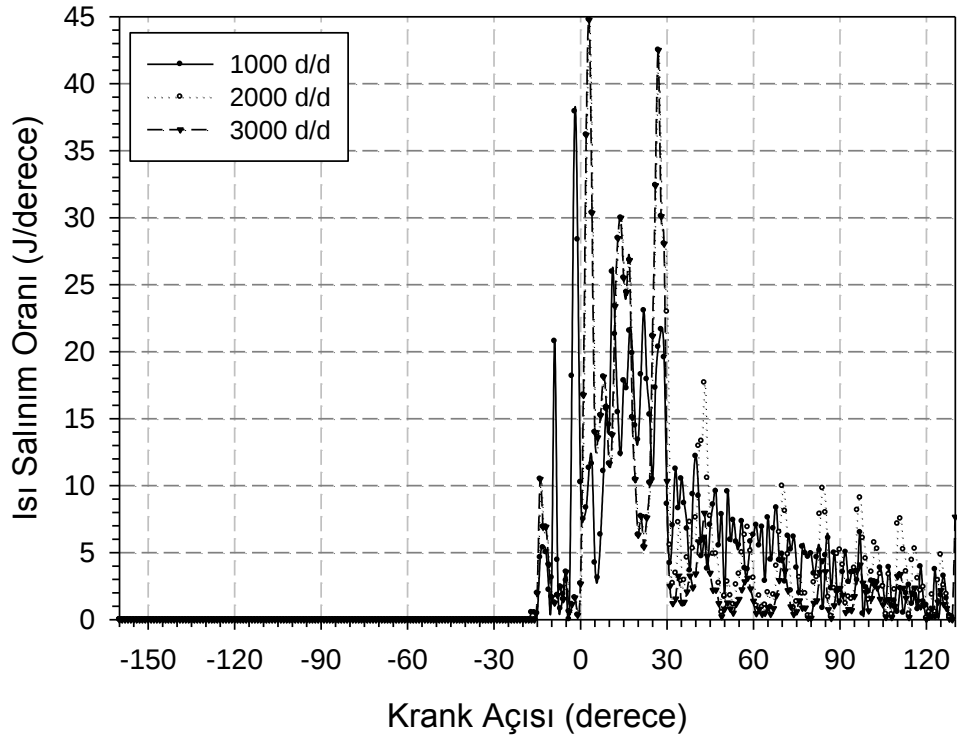
Şekil 3.74. %10 SME ve %90 dizel karışımı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması. a) basınç, b) ısı salınım oranı

3.6.1.2. %20 SME %80 Dizel Yakıtı Karışımı İçin Deneysel ve Sonuçlar

Deneysel çalışmada ikinci aşama olarak SME oranı %20'ye çıkarılmış ve dizel yakıt oranı %80'e düşürülmüştür. Bu durumda, motor çalışma sisteminde herhangi bir değişiklik yapılmadan oldukça düzenli bir çalışma sergilemiştir. Şekil 3.75 farklı motor devirlerinde basınç değişimlerini ve ısı salınımlarını göstermektedir. Gerek basınç gerekse ısı salınımları bu durum içinde motor devrine oldukça bağlı olup devir sayısına bağlı olarak artmaktadır. Şekil 3.76'de ise bu karışım için 2000 d/d motor devrinde deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması görülmektedir. Bu durumda da deneysel ve sayısal sonuçların oldukça uyumlu olduğu görülmektedir.

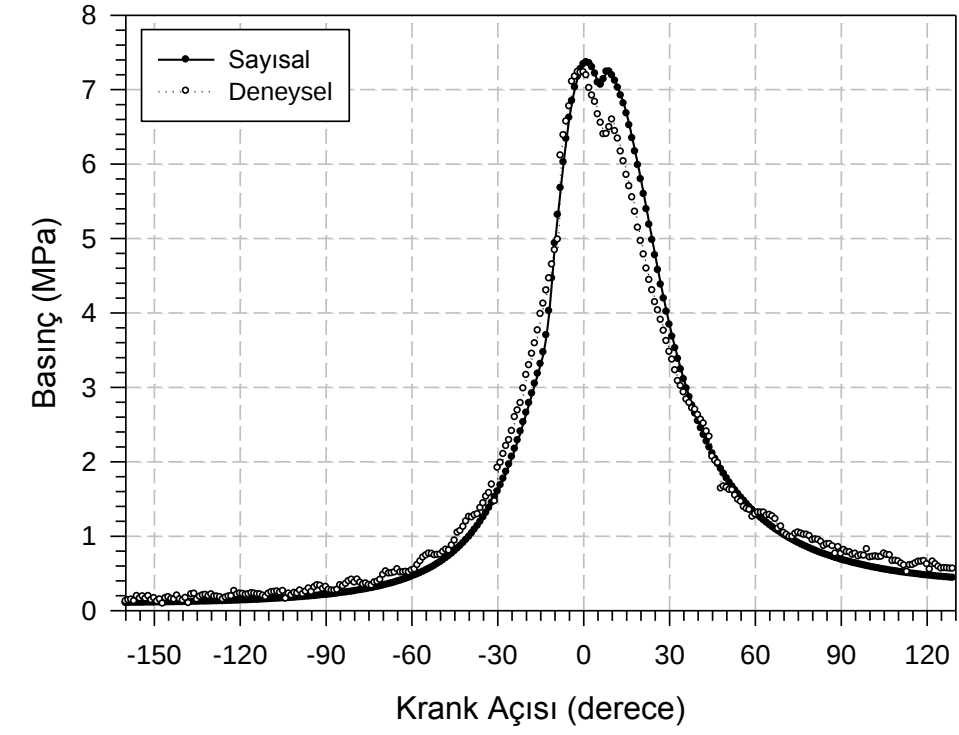


a)

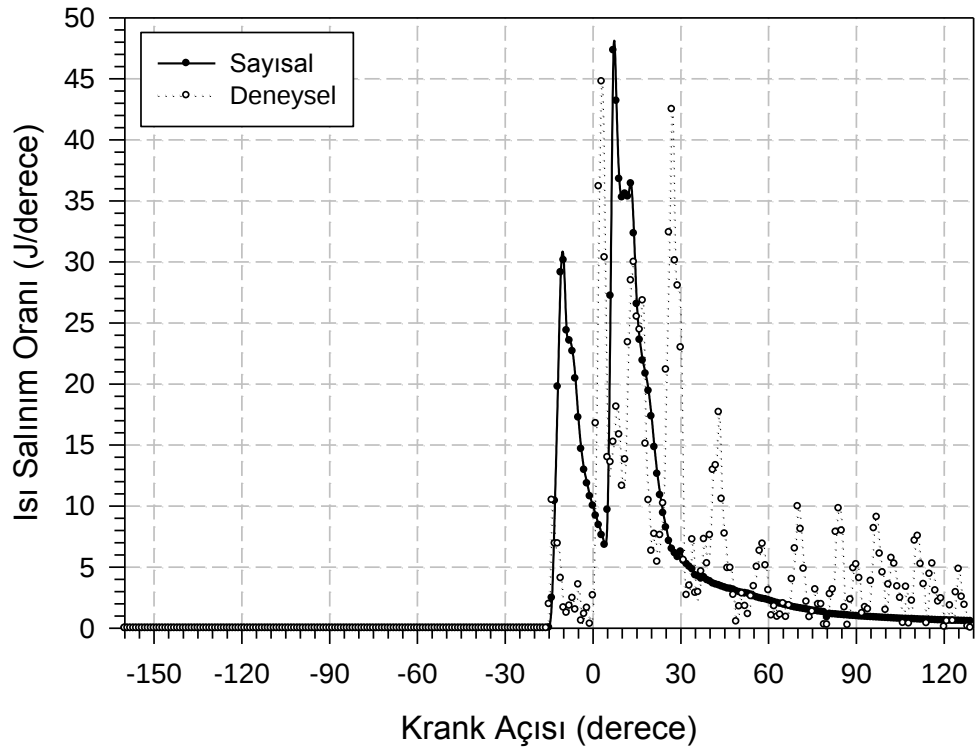


b)

Şekil 3.75. %20 SME ve %80 dizel karışımı için farklı devir sayılarında a) basınç ve b) ısı salınımı değışimleri



a)

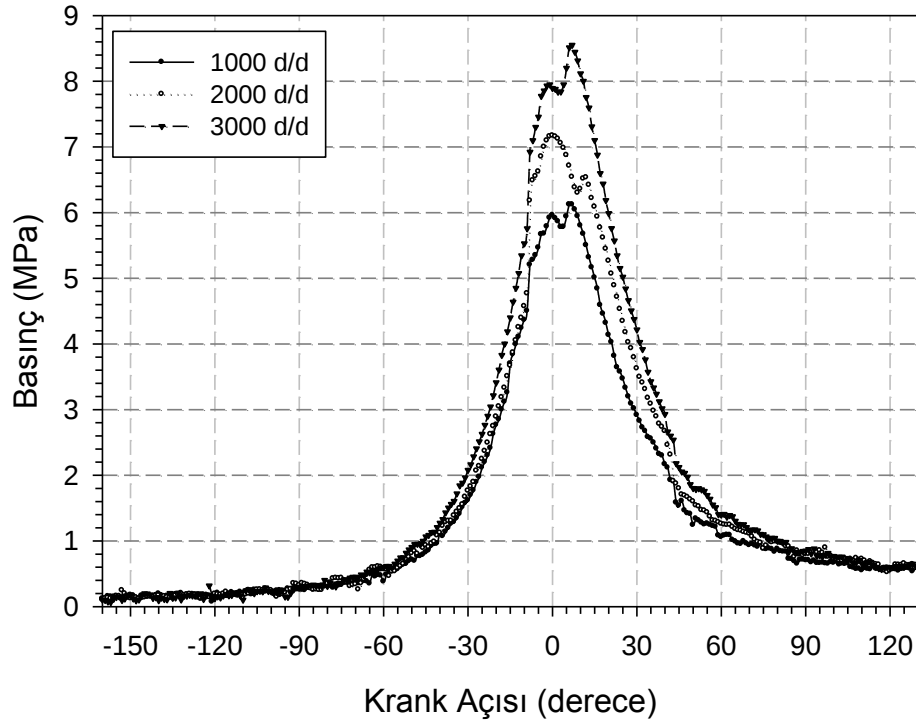


b)

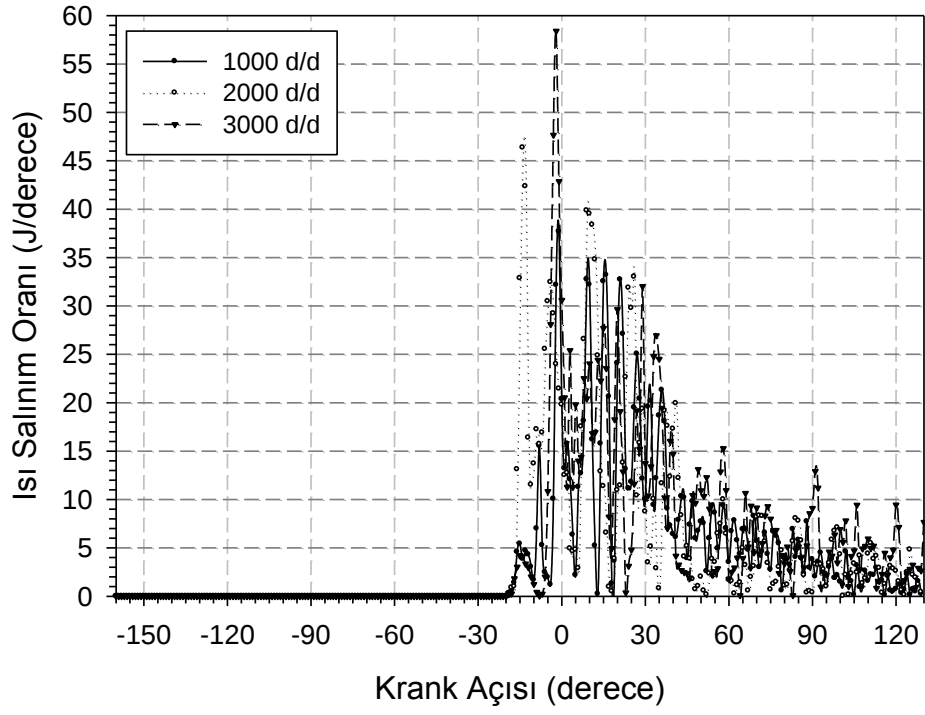
Şekil 3.76. %20 SME ve %80 dizel karışımı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması. a) basınç, b) ısı salınım oranı

3.6.1.3. %30 SME %70 Dizel Yakıtı Karışımı İçin Deneysel Sonuçlar

Çalışmada son karışım oranı olarak %30 SME ve %70 dizel yakıtı karışımı belirlenmiştir. Bu şekilde SME yakıtının farklı oranları çalışma kapsamında test edilmiştir. Şekil 3.77 bu karışım oranı için basınç değişimlerini ve ısı salınım oranını göstermektedir. Basınç değişikliklerinde dikkat edilmesi gereken nokta bu karışım oranında eğrilerin biraz daha açılmasıdır. Bu durumu ileriki bölümde sayısal sonuçlar açıklamaktadır. Isı salınım oranları ise yine devir sayısına bağlı olarak yükselmekle birlikte yakın bir eğilim göstermiştir. Şekil 3.78 ise bu karışım oranı için deneysel ve sayısal sonuçların 2000 d/d’ da karşılaştırılmasını göstermektedir. Basınç ve ısı salınım oranı grafiklerinin oldukça uyumlu olduğu görülürken, diğer karışım oranlarında farklı olarak deneysel çalışmada ilk püskürtme durumunda ki ısı salınımının daha yüksek olduğu görülmektedir.

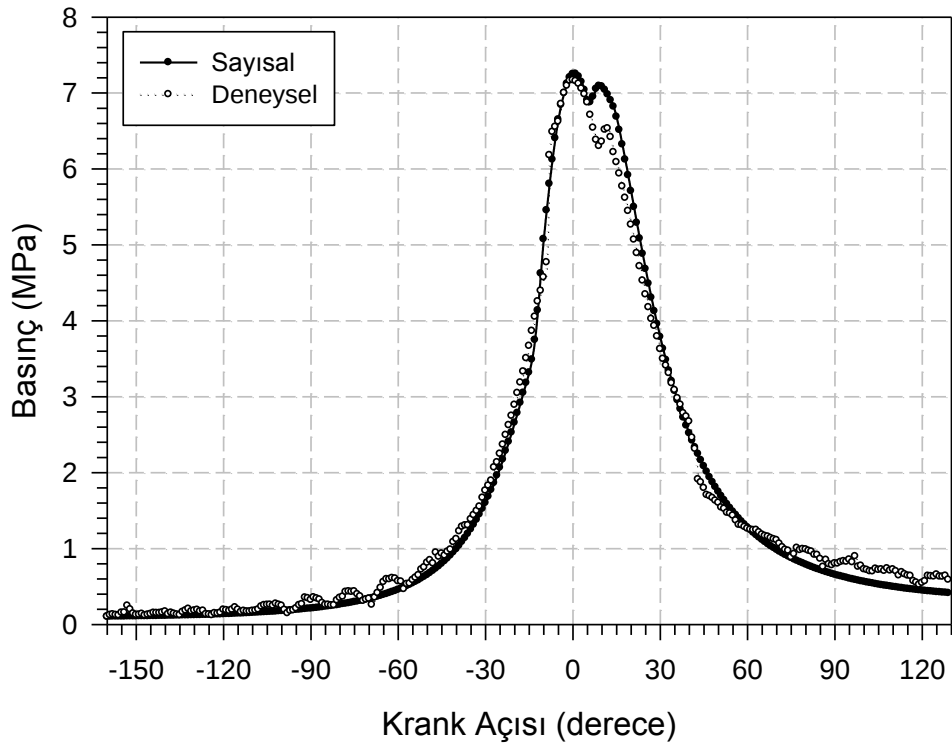


a)

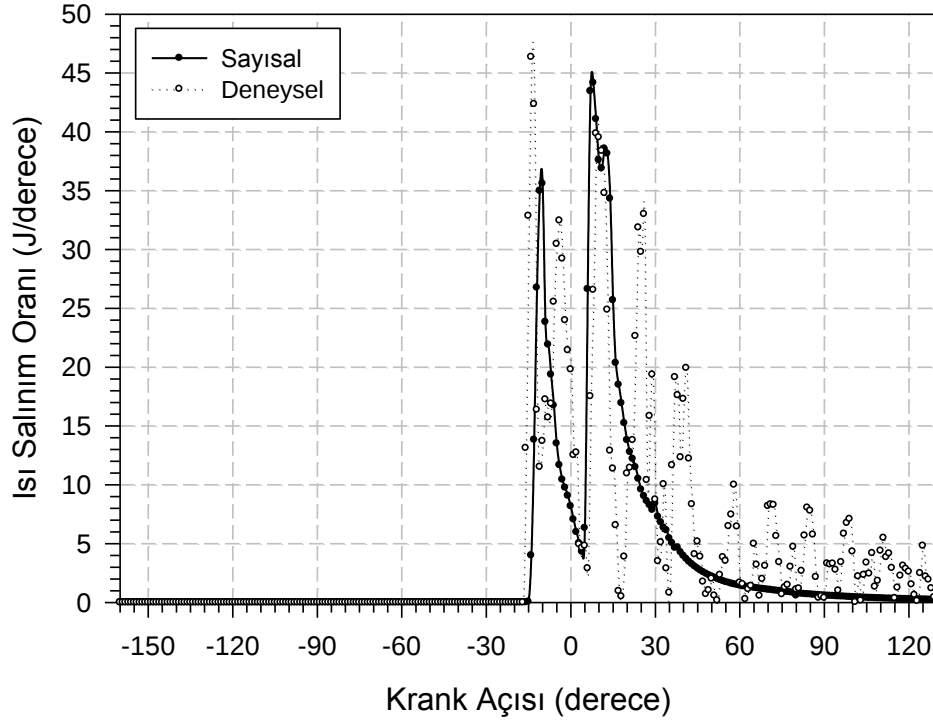


b)

Şekil 3.77. %30 SME ve %70 dizel karışımı için farklı devir sayılarında a) basınç ve b) ısı salınımı değişimleri



a)

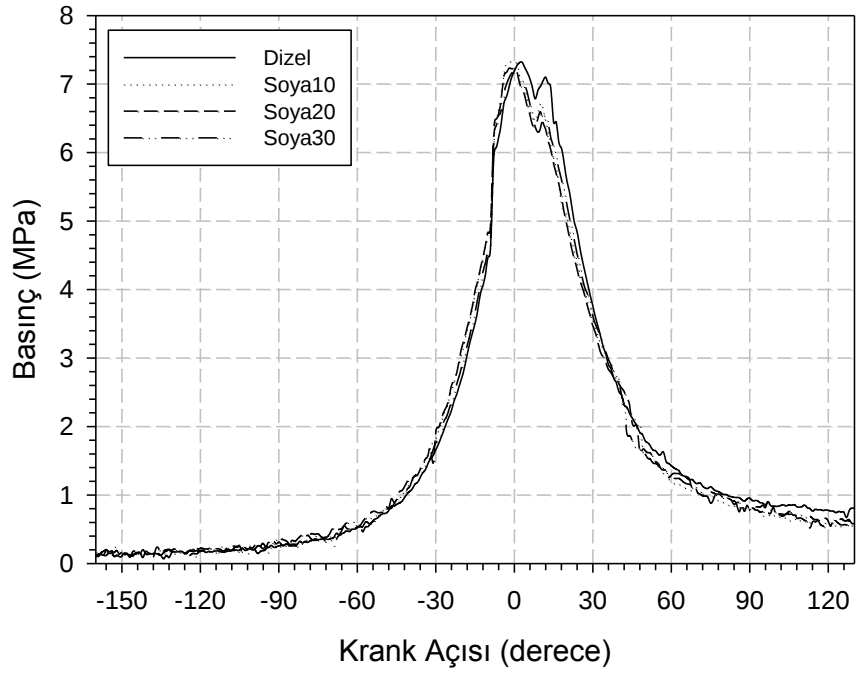


b)

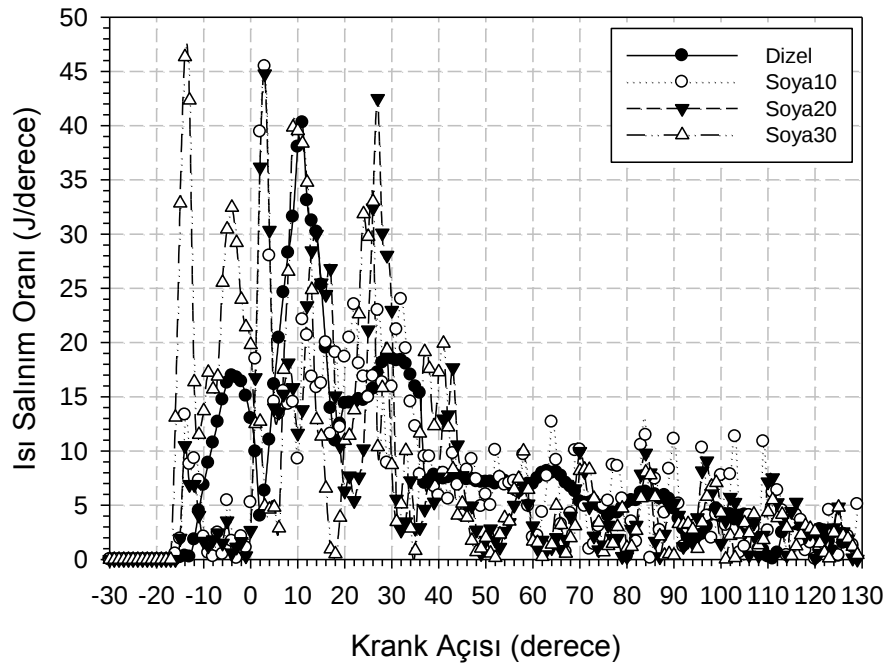
Şekil 3.78. %30 SME ve %70 dizel karışımı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması. a) basınç, b) ısı salınım oranı

3.6.1.4. SME Karışımlarının Dizel Yakıtla Kıyaslanması

Bu bölümde SME yakıtıyla yapılan tüm karışımlar saf dizel yakıtıyla kıyaslanmıştır. Bu şekilde alternatif yakıtın dizel yakıtından farklılıkları açık bir şekilde ortaya konulmuştur. Şekil 3.79(a) dizel ve alternatif yakıt karışımları için basınç değişimlerini göstermektedir. Bu grafikte maksimum basınç dizel yakıtı için oluşmuştur. Buna en yakın eğilim %10 SME karışımı için meydana gelmiştir. Sonrasında sırasıyla %20 SME ve %30 SME karışımları gelmektedir. Fakat basınç değişimlerinin yaklaşık olarak benzer olması da önemli bir sonuçtur. Karışımların basınçları düşürmediği dolayısıyla motor performansını çok fazla etkilemediği gözlenmiştir. Karşılaştırma 2000 d/d motor devri için gerçekleştirilmiştir. Maksimum basınç noktalarındaki iki yükselme motorun multijet olmasından kaynaklanmaktadır. Şekil 3.79(b) aynı motor devri için farklı yakıt karışımlarıyla dizel yakıtın ısı salınım oranlarının karşılaştırmasını içermektedir. Benzer ısı salınım eğrileri elde edilmekle birlikte SME katkısının ısı salınım oranını artırdığı gözlenmiştir.



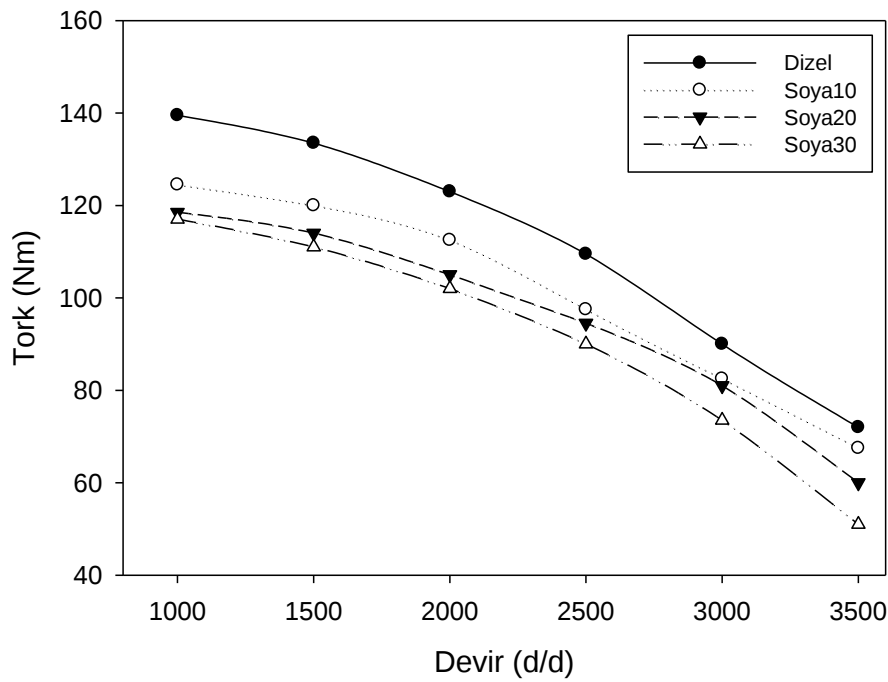
a)



b)

Şekil 3.79. Dizel yakıtı ve SME karışımlarının deneysel olarak karşılaştırılması a) basınç, b) ısı salınım oranı

Elde edilen tüm bu sonuçların yanında önemli bir diğer sonuçta motor torkundaki değişimdir. Farklı yakıt katkı oranları arttıkça motor torkundaki değişim Şekil 3.80’de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi katkı oranı arttıkça tork değerleri düşüş göstermiştir. Bu durum gerek basınç düşümünün gerekse diğer yanma parametrelerinin bir göstergesidir. SME katkılı yakıtlarda alev yanma odasının da daha erken başlamış ve daha uzun devam etmiştir. Önceki grafiklerde basınç eğrilerinin açılması da bunun göstergesidir. Buna bağlı olarak tork değerleri de düşüş göstermiştir.

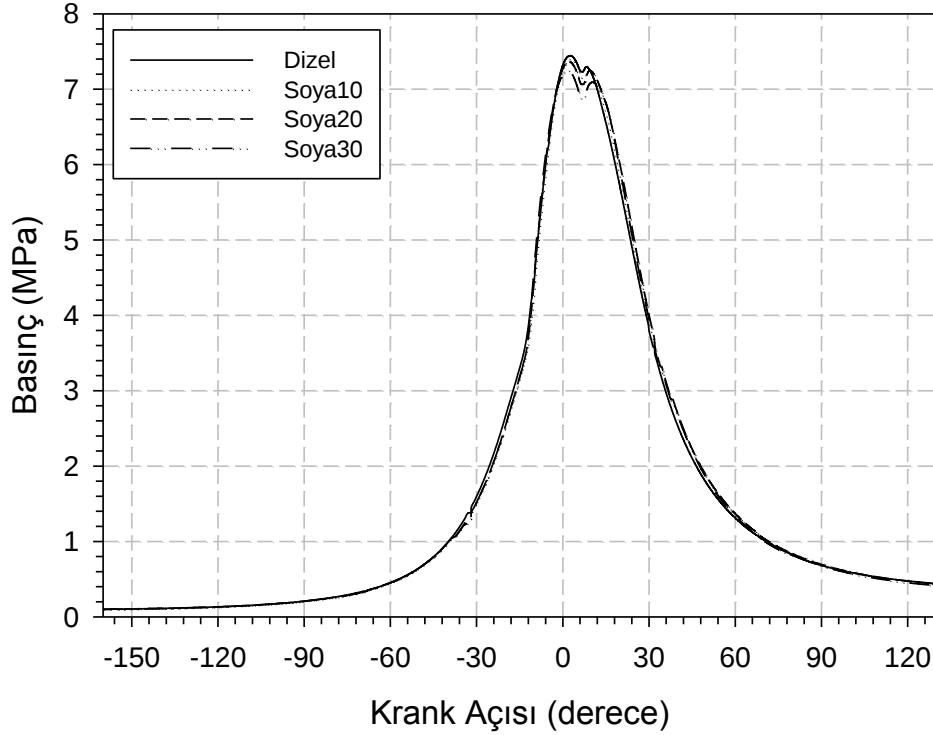


Şekil 3.80. Farklı SME karışımlarında motor torku değişimi (deneysel çalışma)

3.6.1.5. Soya Yağı Metil Esteri İçin Sayısal Çalışmalar

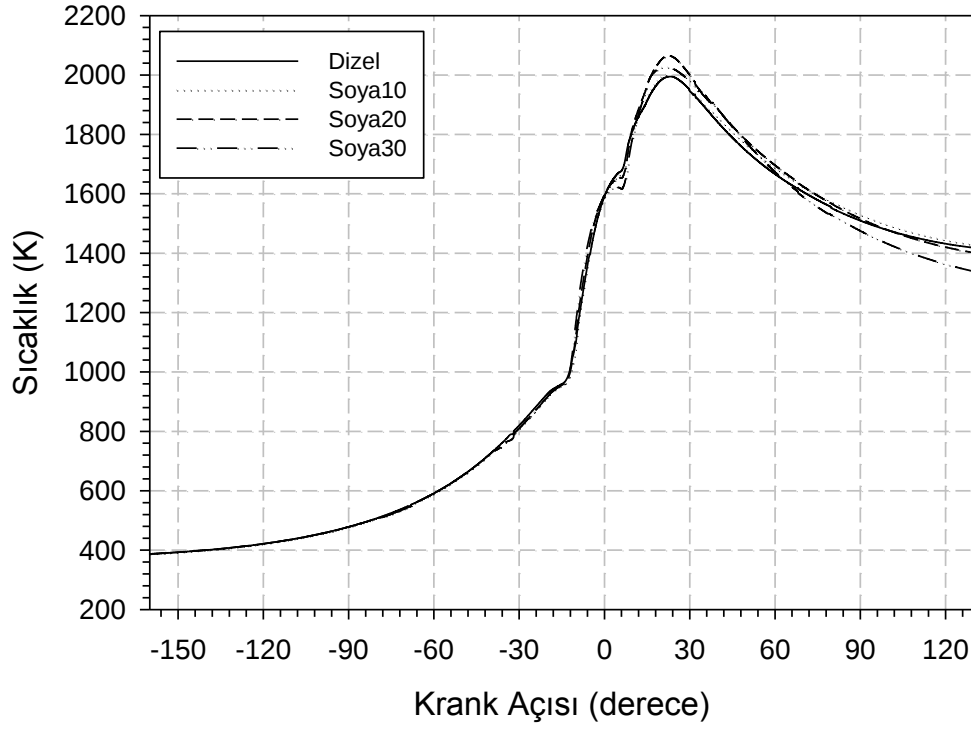
Bu bölümde deneysel çalışması tamamlanan alternatif yakıt çalışmaları için sayısal olarak detaylı bir inceleme gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarla sayısal çalışmaların kıyaslandığı önceki bölümlerde sayısal çalışmaların geçerliliği sağlanmıştır. Bu şekilde sayısal çalışmalarda elde edilen sonuçların doğruluğu gösterilmiştir. Bu kapsamda deneysel çalışmada uygulanan karışım oranları için sayısal çalışmalar 2000 d/d motor devri sabit tutularak tekrarlanmıştır. Bu devrin seçilme sebebi deneysel çalışmada kullanılan motorun maksimum tork devri olmasıdır.

Şekil 3.81’de tüm karışım oranlarına ve saf dizel yakıtı ait basınç değişimleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi deneysel çalışmadaki sonuçlara da paralel olarak basınç eğrileri birbirine yakın çıkmıştır. Bununla birlikte SME yüzdesi arttıkça basınçlarda bir miktar düşme gözlenmiştir. Bunlar püskürtme ve yanma karakteristikleriyle ilgili olarak meydana gelen değişikliklerdir.



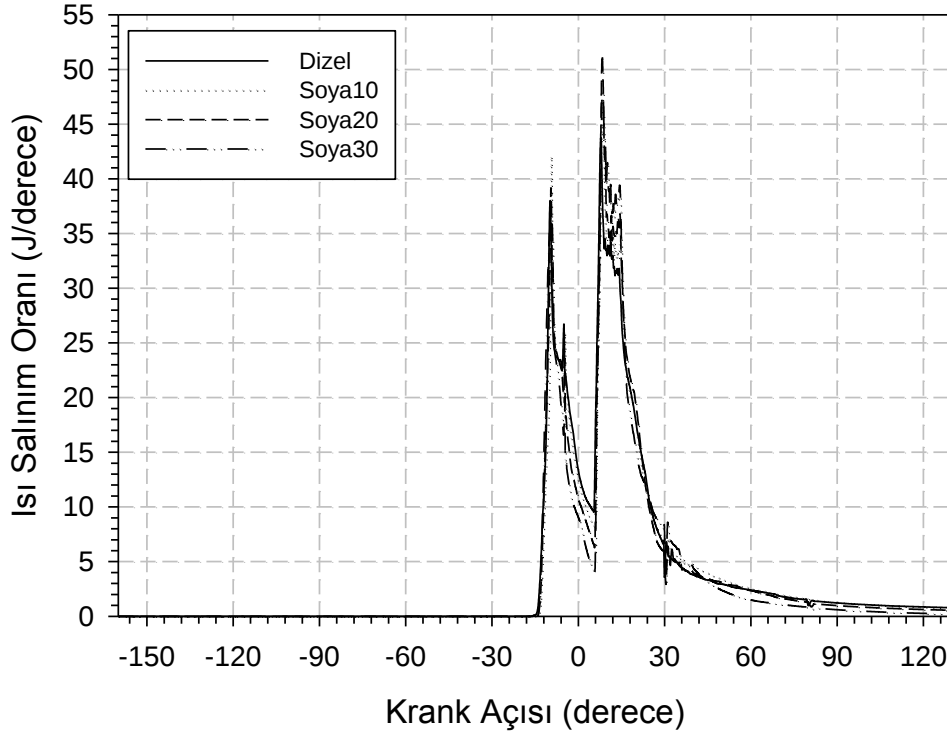
Şekil 3.81. DizeL yakıtı ve SME karışımaları için yanma basınçlarının sayısal olarak karşılaştırılması

Şekil 3.82’de her bir karışım oranı ve saf dizel yakıtı için silindir içi sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde karışım oranı arttıkça sıcaklık değerlerinin yükseldiği görülmektedir. Bu durum SME üretimindeki alkol kullanımı ve yağın termofiziksel özellikleriyle ilişkilidir. Ayrıca karışım olması dolayısıyla parçalanmanın hızlı olduğu ve ısı salınımlarının daha hızlı olduğu da deneysel çalışmada da görülmüştür.



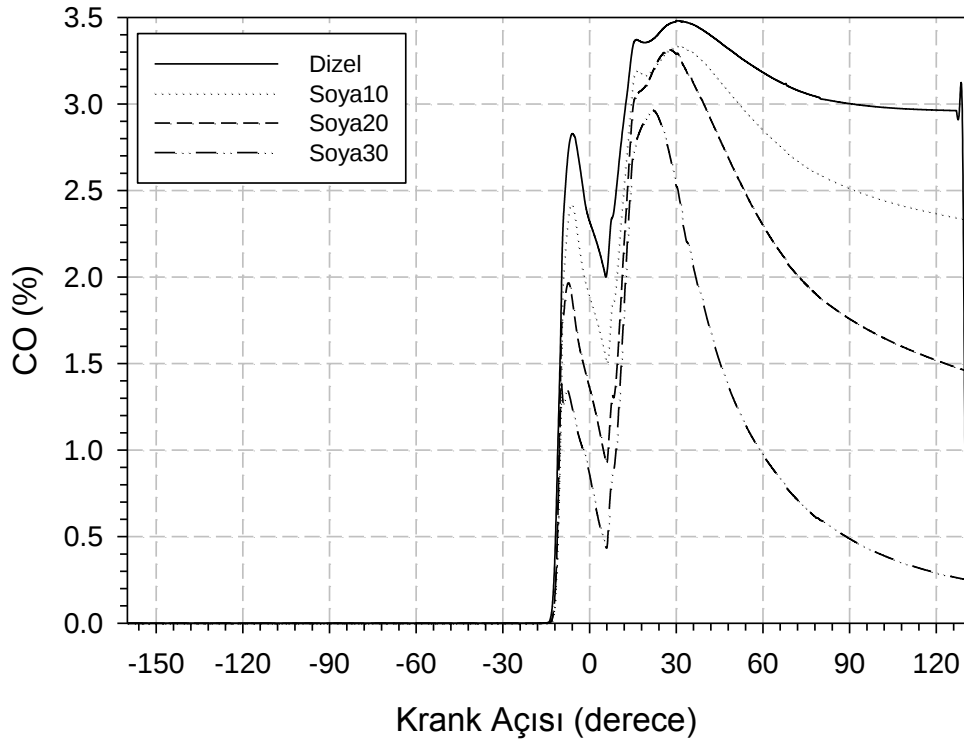
Şekil 3.82. Dizel yakıtı ve SME karışımları için yanma sıcaklıklarının sayısal olarak karşılaştırılması

Şekil 3.83’de her bir karışım oranı ve saf dizel yakıtı için ısı salınım oranları görülmektedir. Bu grafik deneysel olarak elde edilen verileri doğrular nitelikte olup karışım oranı arttıkça ısı salınım oranları da artmıştır. Bu şekilde bir önceki grafikte olan sıcaklık değişimleri de daha net açıklanmaktadır. Isı salınım oranı karışım oranıyla ilişkili olarak artış göstermiş ve tüm yakıtlar için benzer bir eğri izlemiştir.

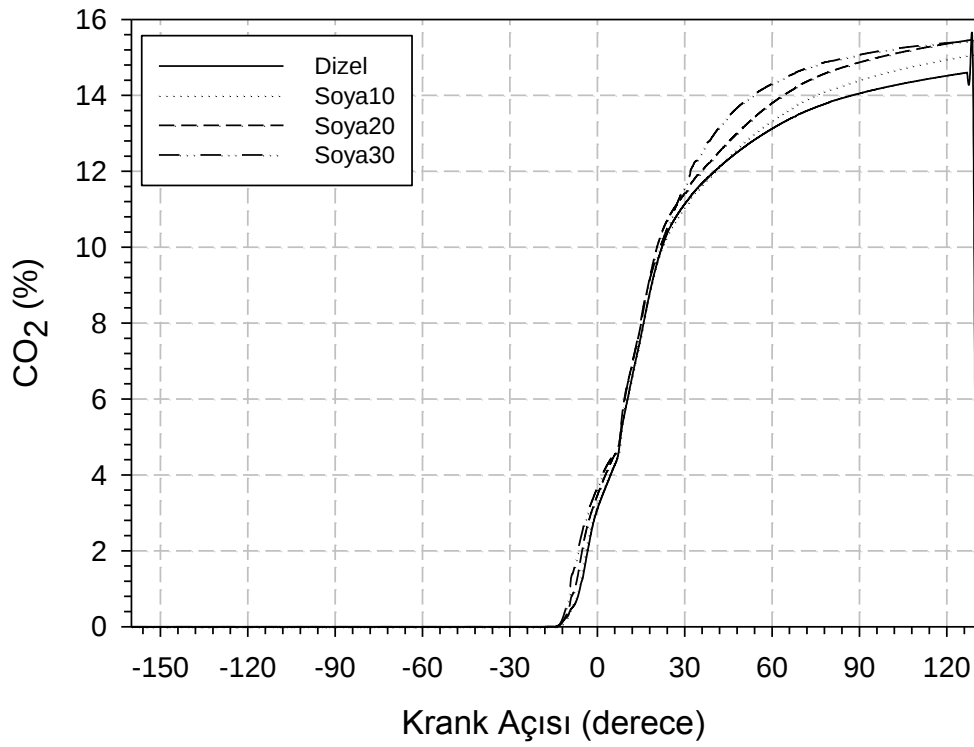


Şekil 3.83. DizeL yakıtı ve SME karışımları için ısı salınım oranlarının sayısal olarak karşılaştırılması

Şekil 3.84 farklı yakıt oranları ve saf dizeL yakıtı için CO ve CO₂ emisyonlarının karşılaştırmasını içermektedir. CO emisyonları incelendiğinde karışım oranı arttıkça CO emisyonunun düştüğü gözlenmektedir. Bu durum ısı salınımı ve sıcaklık değişimlerine bağlı olarak yanmanın hızlandığı ve yanmamış yakıt miktarının azaldığını göstermektedir. Bu durum oksijenle karışan yakıtların daha hızlı tepkimeye girdiğini göstermektedir. CO emisyonu oluşumunda belirgin iki yükselme göze çarpmaktadır. Bu durum multijet motorda yanma oluşumunun bir sonucudur. Elde edilen sonuç alternatif yakıt kullanımının emisyonlar üzerine etkilerini yansıtmaları açısından önemlidir. CO₂ emisyonları da CO emisyonlarını destekler nitelikte elde edilmiştir. Karışım oranı arttıkça CO₂ emisyonu da artmıştır. Bu değişim yanmanın daha iyi gerçekleştiğini göstermektedir. Çünkü CO₂ zaten yanma sonucu oluşan bir emisyon türüdür. Her iki sonuçta hem birbirini destekler niteliktedir hem de alternatif yakıt kullanımı açısından önemlidir. Elbette SME üretiminde ki alkol kullanımda bu durumu desteklemektedir. Çünkü bilindiği gibi alkol katkıları belirli oranlara kadar yanmaya olumlu yönde etki etmektedir.



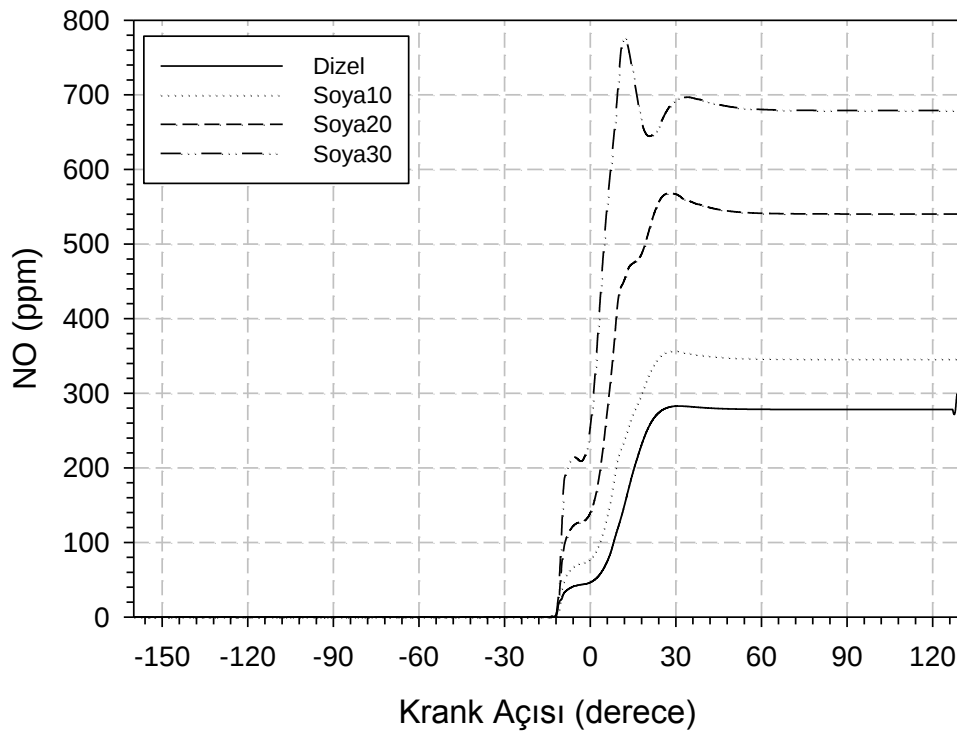
a)



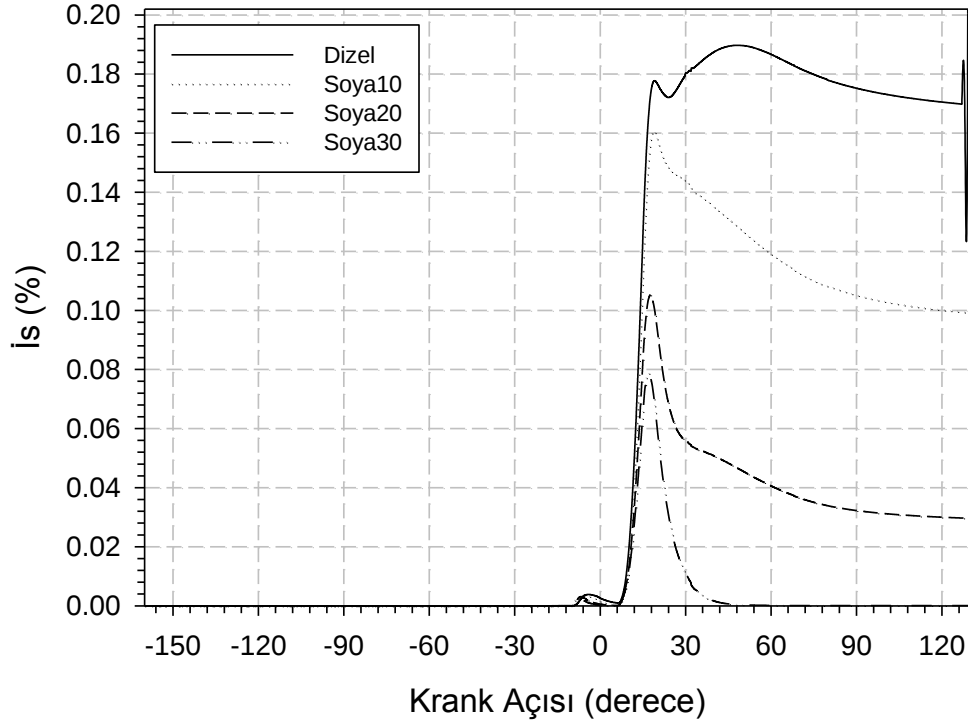
b)

Şekil 3.84. Dizel yakıtı ve SME karışımları için CO ve CO₂ emisyonlarının sayısal olarak karşılaştırılması

Şekil 3.85 farklı karışım oranları ve saf dizel yakıtı için NO ve is emisyonlarının değişimini göstermektedir. NO değişimleri dikkate alındığında silindir içi sıcaklık değişimleri ve ısı salınım grafiklerinin bir sonucu olarak kıyaslamamanın doğru olduğu belirlenmektedir. Silindir içi sıcaklıkların yüksek olması yanma bileşeni olan havanın içinde bulunan azotun NO emisyonlarına dönüşmesini tetiklemiştir. Bu durumda karışım oranı arttıkça NO emisyonları da artış göstermiştir. Bu değerler silindir içi emisyon oluşum değerleri olup yanma zamanı sonuna kadar geçen sürede görülmektedir. Elbette egzoz zamanı ve egzoz hattında değişiklikler meydana gelebilir. Isı emisyonları ise karışım oranına bağlı olarak düşmektedir. Çünkü karışım oranı arttıkça yanma daha iyi bir şekilde gerçekleşmiştir. Bunun sonucu olarak yanmamış karbon oluşumu düşmüştür. Böylece is emisyonları da düşüş göstermiştir. Dizel yakıtı göre is oluşumun oldukça düşük olması ve %30 SME karışımında hızlıca yok olması elde edilen önemli sonuçlardan birisidir.



a)



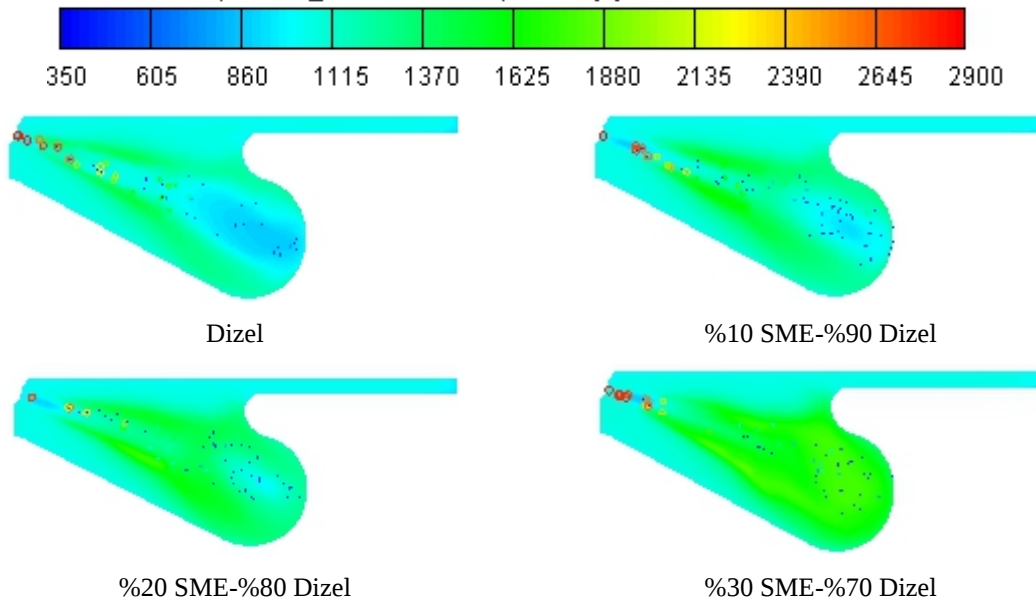
b)

Şekil 3.85. Dize yakıtı ve SME karışımları için NO ve is emisyonlarının sayısal olarak karşılaştırılması

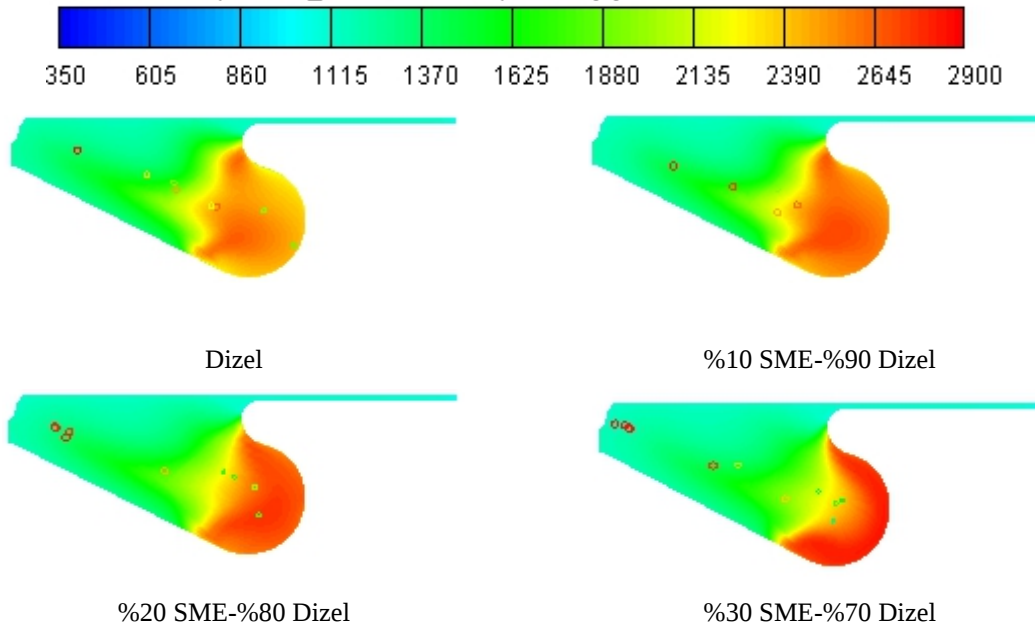
3.6.1.6. SME ve Saf Dize Yakıtı İçin Püskürtme Oluşumu ve Silindir İçi Sıcaklık Değişimleri

Sıcaklık değişimleri çevrim bazında grafiksel olarak daha önceki grafiklerde verilmiştir. Bunun yanında silindir içi sıcaklık değişimleri görsel olarak da verilerek yanmanın daha net anlaşılması amaçlanmıştır. Sıcaklık değişimleriyle birlikte püskürtme oluşumu ve damlacık dağılımı da aynı şekilde verilerek sonuçlar daha anlamlı hale getirilmiştir. Şekil 3.86-89 silindir içi püskürtme dağılımı ve sıcaklık dağılımını birlikte göstermektedir. -10° , 0° , 10° ve 20° krank açıları için püskürtme ve sıcaklık dağılımları elde edilerek karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Bu şekilde yanmanın başlayıp ilerlediği krank açıları analiz edilmiştir. Şekil 3.86-89’da farklı krank açıları için bu sonuçlar görülmektedir. -10° krank açısı için sonuçlar incelendiğinde karışım oranı arttıkça sıcaklık değerlerinin yükseldiği görülmektedir.

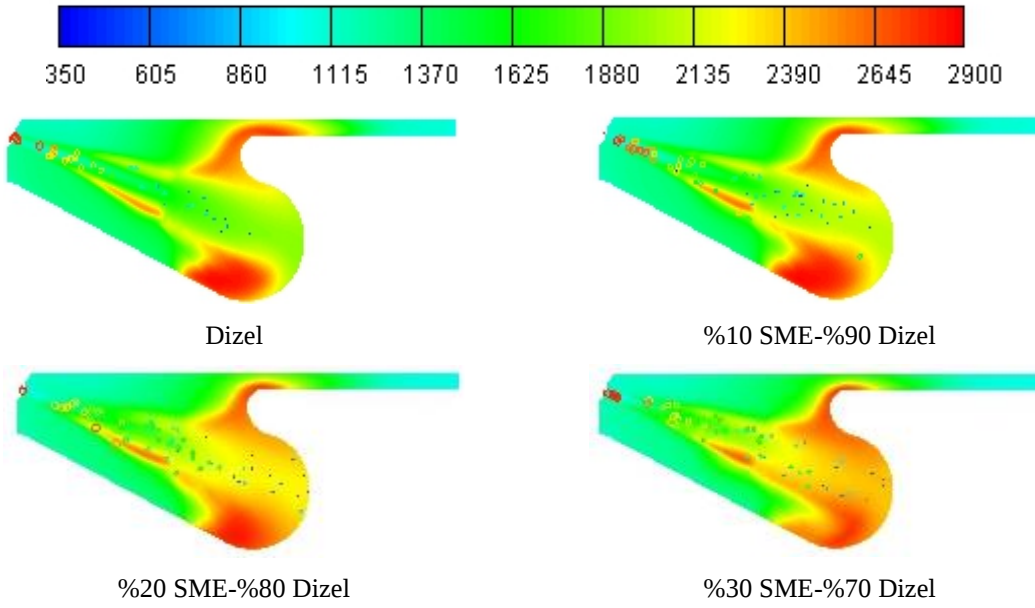
Çünkü karışım durumunda yakıt ortam sıcaklığından daha erken etkilenmiş ve damlacıklar daha kısa sürede küçülmeye ve buharlaşmaya başlamışlardır. Dizel yakıtı için büyük çaplı damlacıklar daha ileri bölgelere kadar varlığını sürdürürken karışım oranı arttıkça yanma odası içerisinde damlacık çapı küçülmüş ve sayısı azalmıştır. Bu sonuçlar yanma ve emisyon sonuçlarını destekler niteliktedir. 0° krank açısına gelindiğinde ilk püskürtme bitmiş ve alev cephesi yayılmaya başlamıştır. Alev yayılım bölgeleri yaklaşık olarak aynı olmakla birlikte alev sıcaklıkları oldukça farklıdır. Karışım oranlarında özellikle %20 ve %30 SME karışımları için sıcaklıklar oldukça artmaktadır. %10 SME karışımı ise dizele yakın olmakla birlikte sıcaklık artışı azda olsa görülmektedir. 10° de ikinci püskürtme 5° krank açısı önce başlamış ve devam etmektedir. Bu durumda alevin biraz daha yayıldığı ve sıcaklıkların oldukça farklı olduğu görülmektedir. Artan karışım oranlarında alevin enjektöre doğru uzandığı da yine bu açıda görülmektedir. 20° krank açısında ise ikinci püskürtme de sona ermiştir ve alev cephesi yayılmaya devam etmektedir. Bu açı için %20 karışım durumunda alev cephesi daha fazla ilerlemiştir. Fakat hem %20 hem de %30 SME karışımları için sıcaklıkların oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Dizel yakıtı ise daha düşük sıcaklıkta yanma gerçekleştirmektedir. Dizel yanmasında maksimum sıcaklık 2700K'lere çıkarken %30 SME karışımında sıcaklık yaklaşık 2900K değerlerini görmektedir.



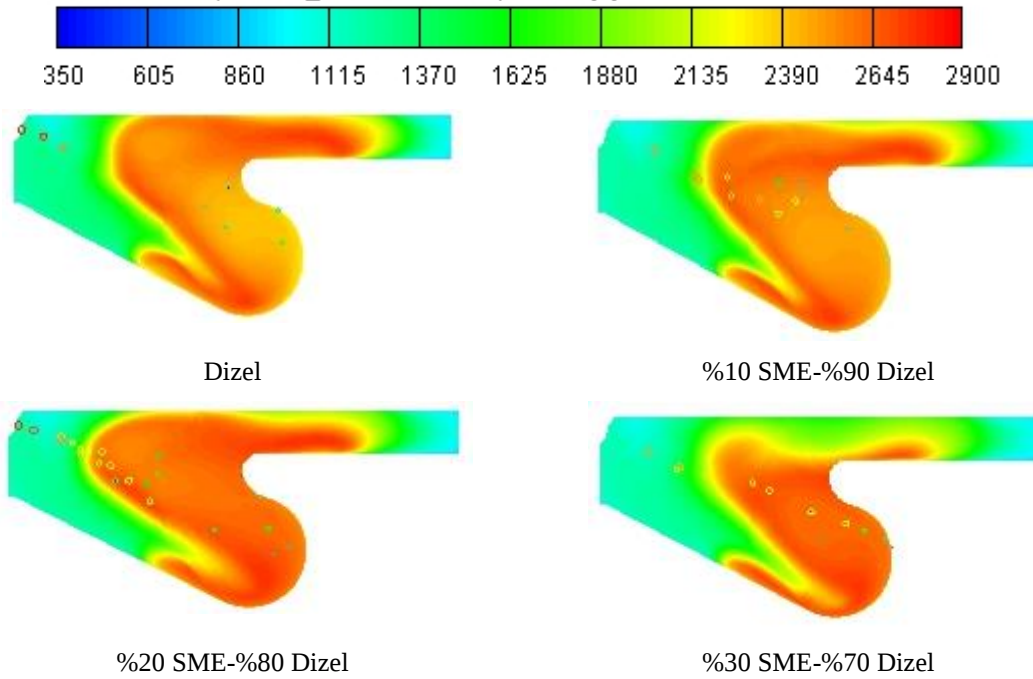
Şekil 3.86. Dizel yakıtı ve SME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (-10°)



Şekil 3.87. Dizel yakıtı ve SME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (0°)



Şekil 3.88. Dizel yakıtı ve SME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (10°)



Şekil 3.89. Dizel yakıtı ve SME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (20°)

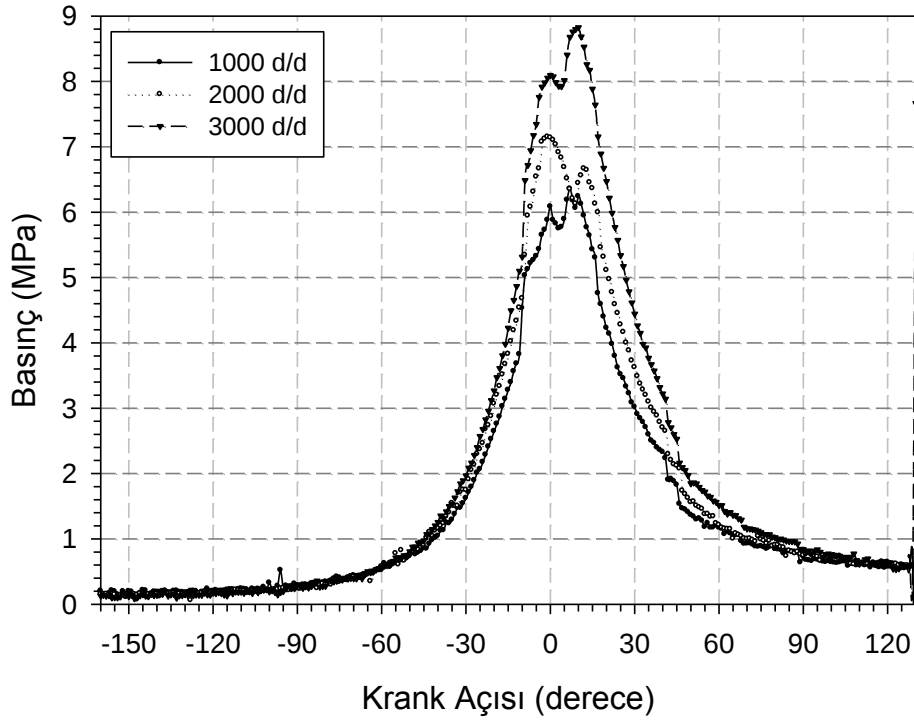
3.6.2. Kanola Yağı Metil Esteri (KME) Kullanımı

Alternatif yakıt arayışlarında en fazla tercih edilen bir diğer bitkisel yağ ise kanola yağıdır. Bu tez kapsamında da bu yağdan elde edilen metil ester, hem deneysel hem de sayısal olarak incelenmiştir. Yanma ve püskürtme dinamiğine dair birçok parametre incelenerek kanola metil esterinin de etkisi araştırılmıştır. Genellikle deneysel olarak çalışmaları yapılan bu alternatif için de bu tez kapsamında hem deneysel hem de sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

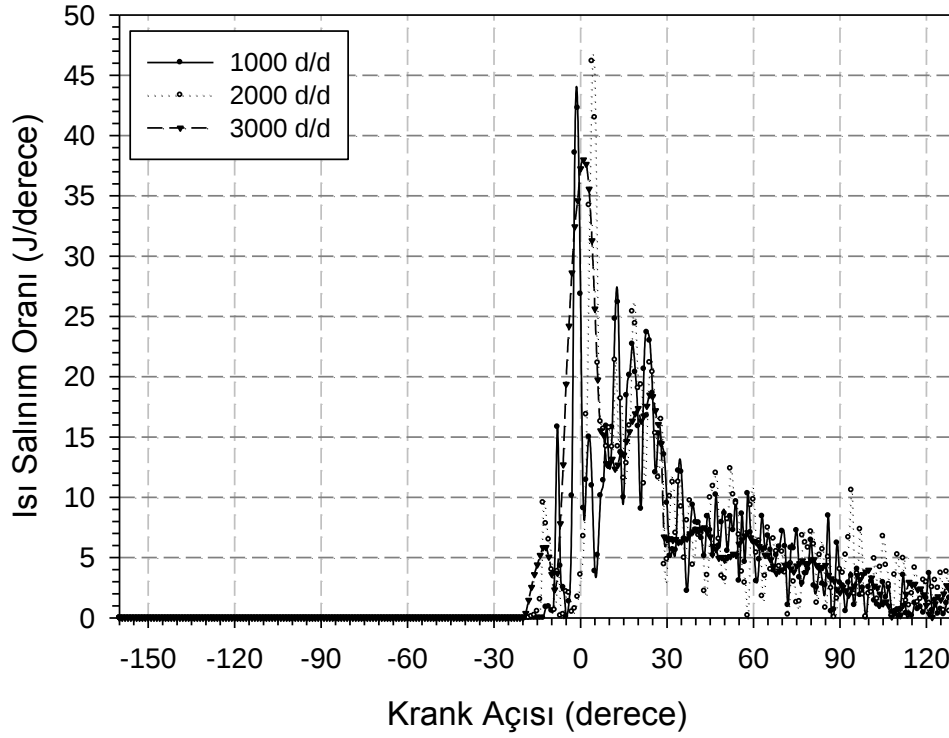
3.6.2.1. %10 KME %90 Dizel Yakıtı Karışımı İçin Deneysel Sonuçlar

Kanola metil esterinin yanma davranışları öncelikle deneysel olarak incelenmiştir. Sonrasında sayısal sonuçlarda elde edilerek karşılaştırmalar sunulmuştur. Deneysel çalışma için ilk önce %10 KME ve %90 dizel yakıtı karıştırılarak deneyler yapılmıştır. Aynı şartlar sayısal ortamda da hazırlanarak sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Deneyler de farklı motor devirleri için silindir içi basınç değişimleri ve ısı salınımları elde edilerek yanmaya dair temel parametreler belirlenmiştir. Şekil 3.90(a)'da %10 KME karıştırılmış durum için farklı motor devirlerinde silindir içi basınç değişimleri deneysel olarak gösterilmiştir.

Bu şekilde silindir içi basınç değişimlerinin devir sayısı değişimine doğrudan bağlı olduğu görülmektedir. Deneysel olarak elde edilen bu sonuçlarda da multijet motor karakteristikleri görülmektedir. Basınç iki kez yükselme yaparak iki püskürtme durumunu açıklamaktadır. Şekil 3.90(b)' de farklı motor devirlerinde ısı salınımları deneysel olarak gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlar, ısı salınımının devir sayısına bağlı olarak arttığı ve genel ısı salınım eğiliminin benzer olduğunu göstermektedir.



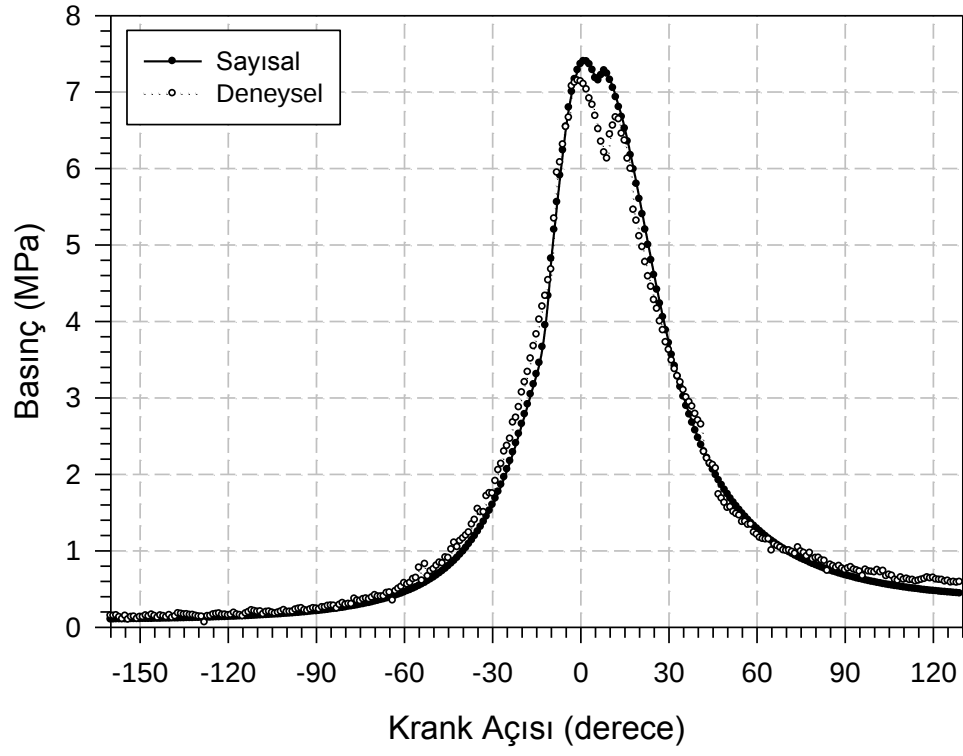
a)



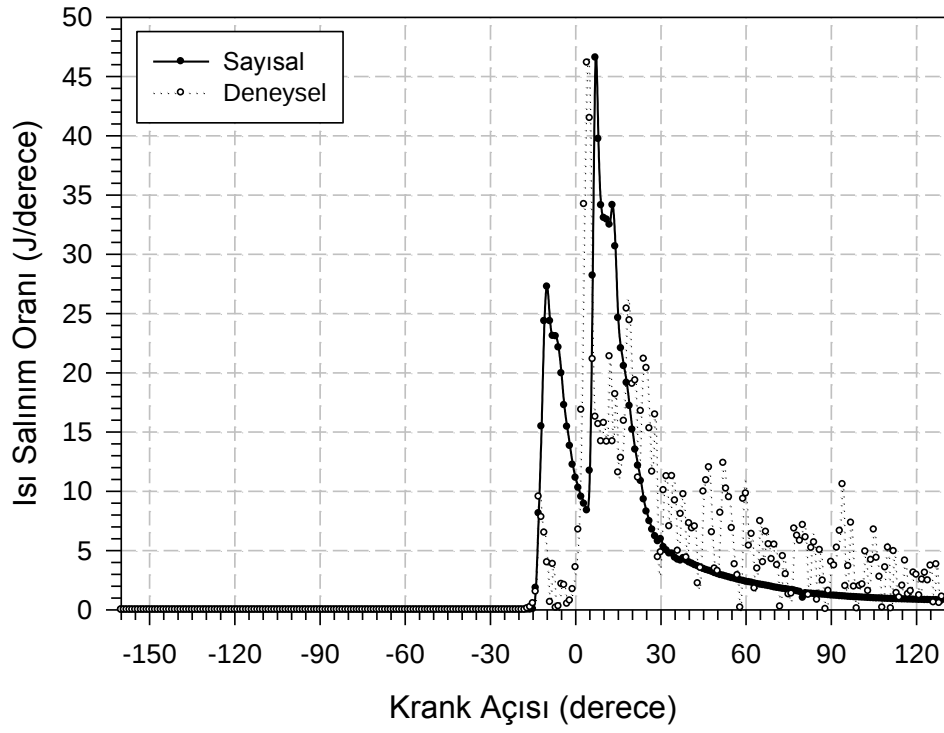
b)

Şekil 3.90. %10 KME ve %90 dizel karışımı için farklı devir sayılarında a) basınç ve b) ısı salınımı değişimleri

Deneysel çalışmada kullanılan motor birebir modellenerek gerçek çalışma şartlarına çok yakın bir hale getirilmiştir. Yakıt olarak, deneysel çalışmada kullanılan karışımın aynısı uygulanarak sayısal sonuçlar elde edilmiştir. Elde edilen sonuçların geçerliliği için bu sonuçlar birbiriyle kıyaslanarak aralarındaki uyum gösterilmiştir. Şekil 3.91 deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen basınç ve ısı salınım oranlarının 2000 d/d motor devri için karşılaştırılmasını göstermektedir. Grafik incelendiğinde basınç değişimlerinin oldukça yakın olduğu görülmektedir. Bu sonuç hem deneysel ve sayısal sonuçların birbirine ne kadar uygun olduğunu hem de sayısal çalışmanın geçerliliğini açıkça göstermektedir. Isı salınım oranlarının karşılaştırması incelendiğinde deneysel ve sayısal sonuçların birbirine ne kadar yakın olduğu görülmektedir. Yalnızca özellikle yanma bitiminden sonra sayısal sonuçlar daha düzgün bir eğriyle düşüş gösterirken, deneysel sonuçlarda bu durum daha hareketli görülmektedir.



a)

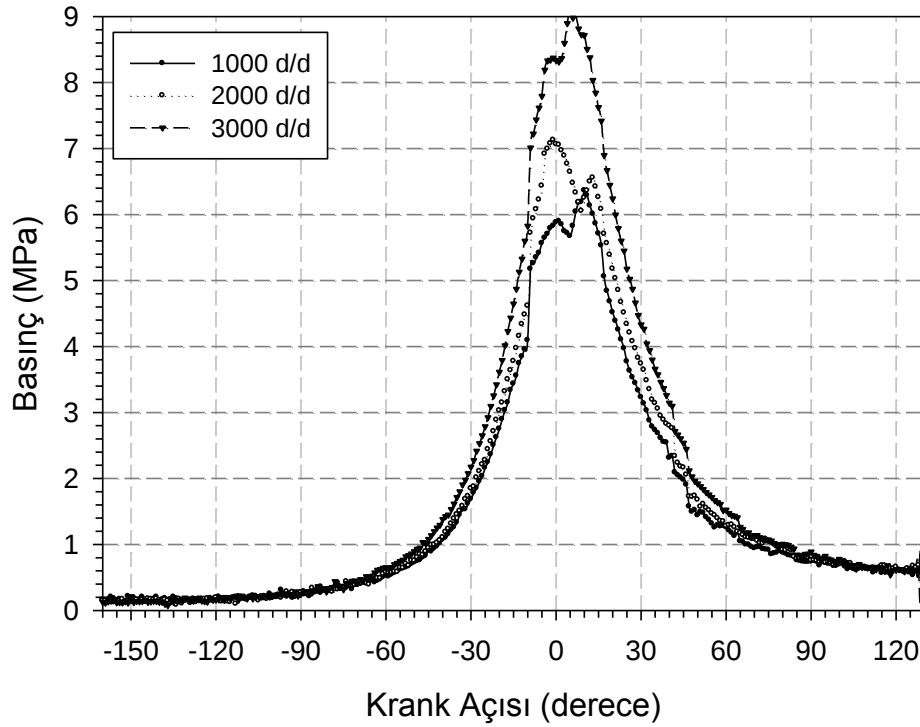


b)

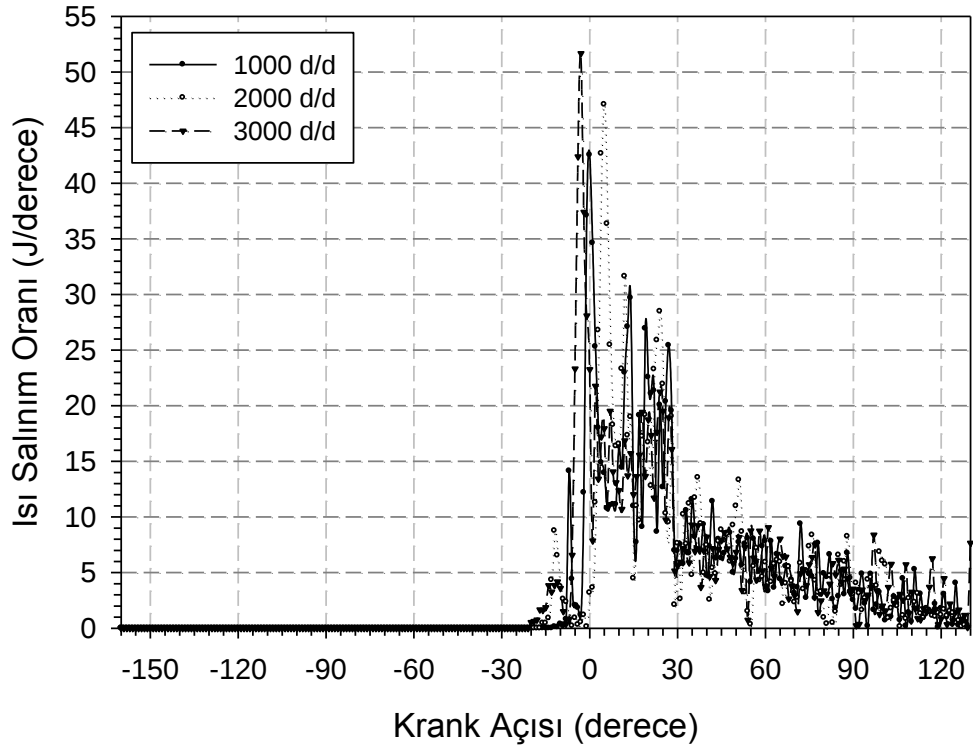
Şekil 3.91. %10 KME ve %90 dizel karışımı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması. a) basınç, b) ısı salınım oranı

3.6.2.2. %20 KME %80 Dizel Yakıtı Kraşımı İçin Deneysel Sonuçlar

Deneysel çalışmada ikinci aşama olarak KME oranı %20'ye çıkarılmış ve dizel yakıt oranı %80'e düşürülmüştür. Şekil 3.92 farklı motor devirlerinde basınç değişimleri ve ısı salınımları göstermektedir. Gerek basınç gerekse ısı salınımları bu durum içinde motor devrine oldukça bağlı olup, devir sayısına bağlı olarak artmaktadır. Şekil 3.93'de ise bu karışım için 2000 d/d motor devrinde deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması görülmektedir. Bu durumda da deneysel ve sayısal sonuçların oldukça uyumlu olduğu belirlenmiştir. Ancak SME katkılı duruma göre basınç değişimlerinin sayısalardan biraz daha uzaklaştığı görülmektedir. Bu durum deneysel hatalardan meydana gelmiş olabileceği düşünülmüştür.

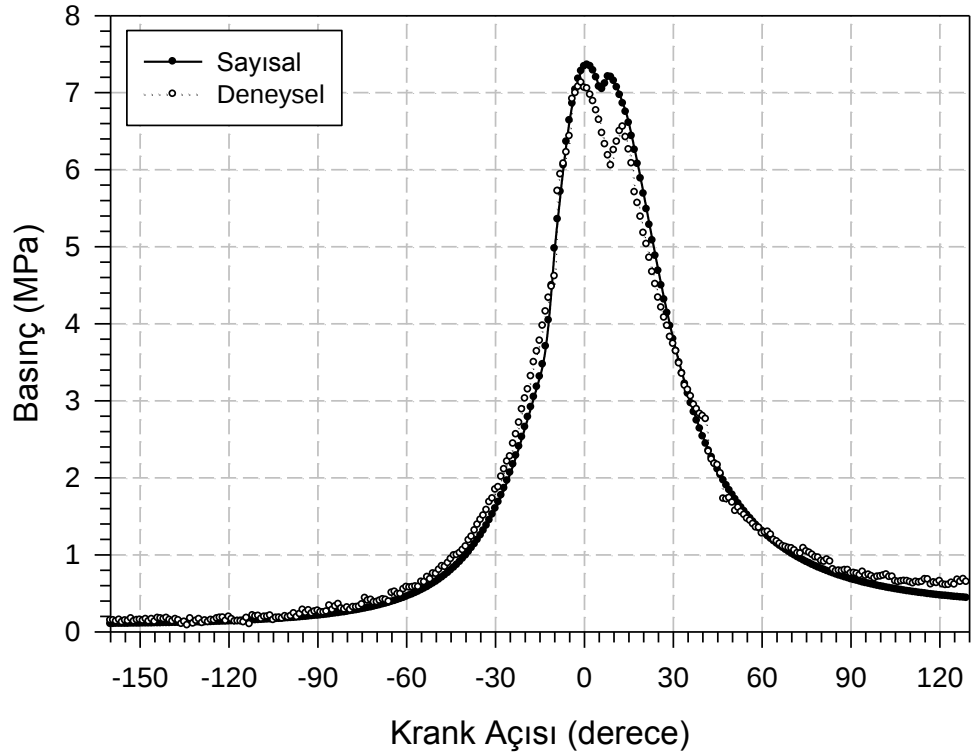


a)

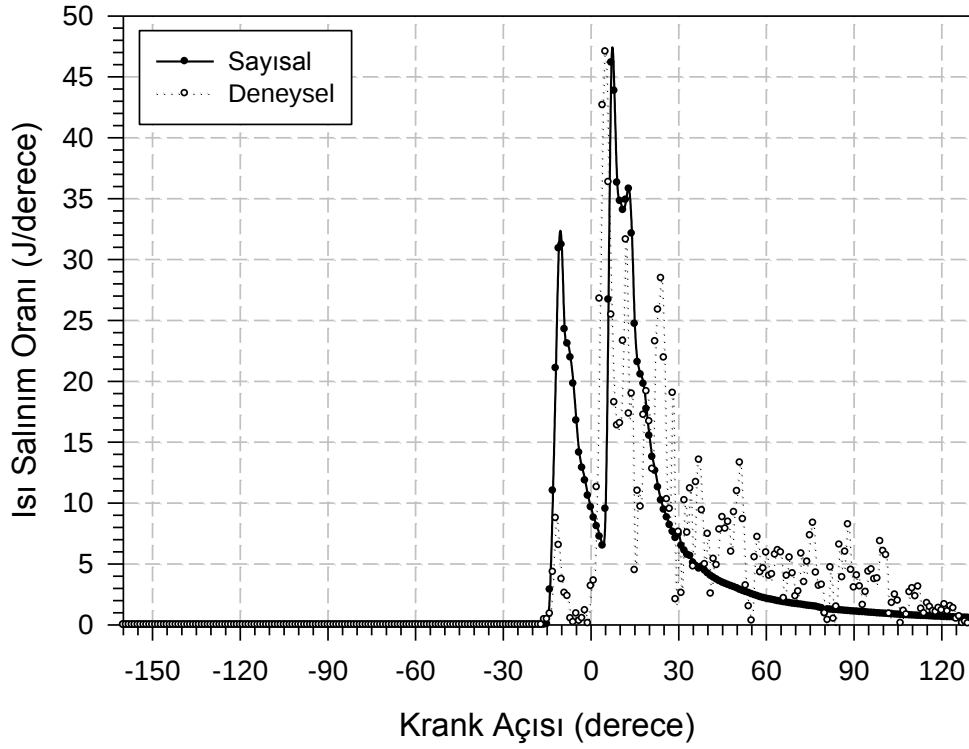


b)

Şekil 3.92. %20 KME ve %80 dizel karışımı için farklı devir sayılarında a) basınç ve b) ısı salınımı değişimleri



a)

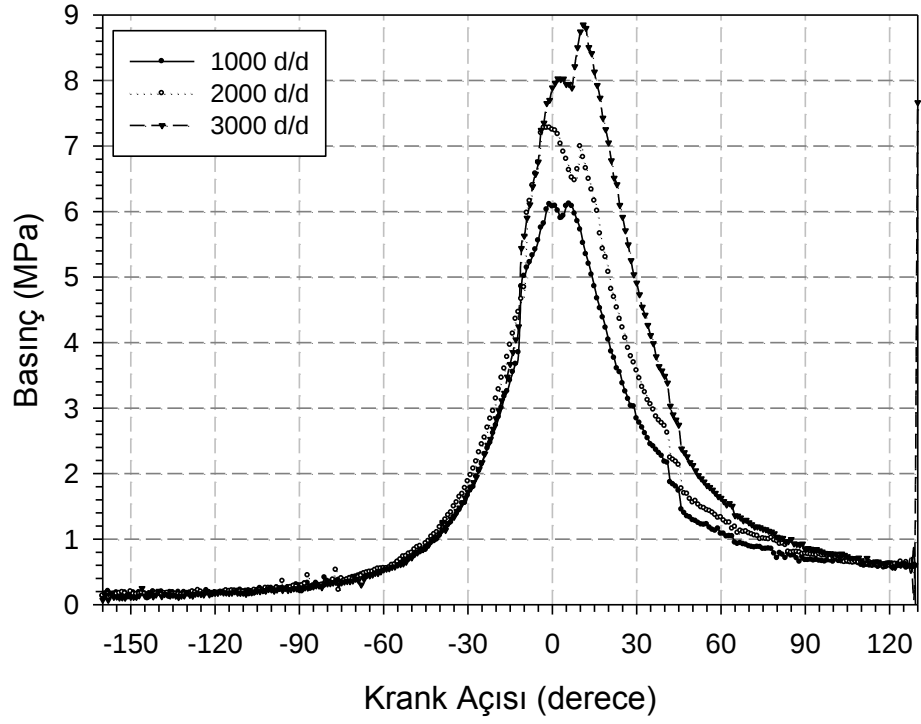


b)

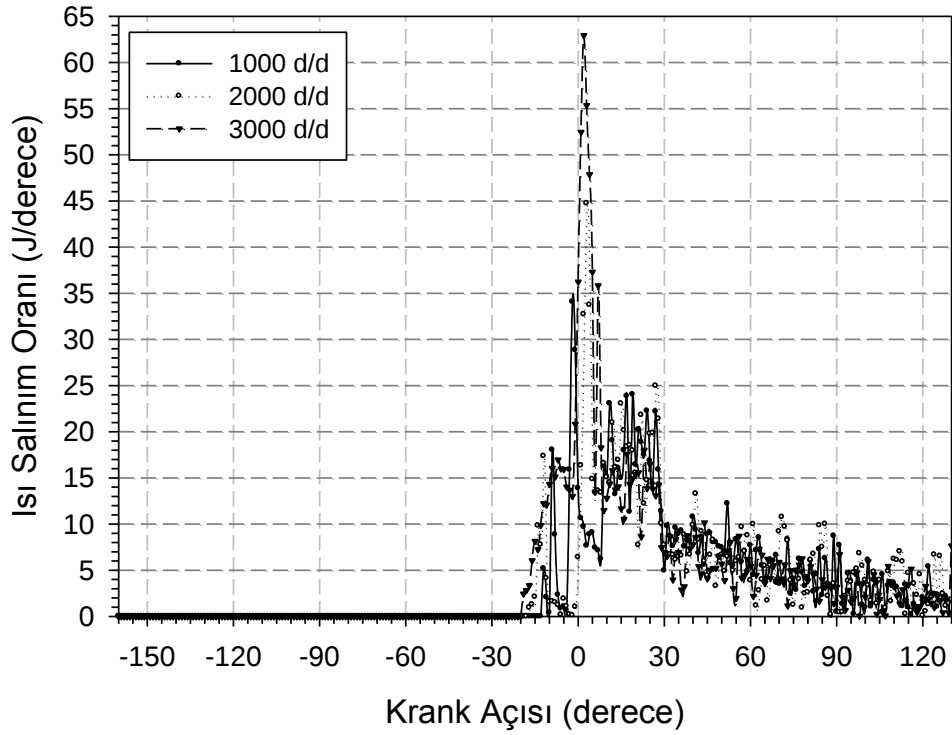
Şekil 3.93. %20 KME ve %80 dizel karışımı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması. a) basınç, b) ısı salınım oranı

3.6.2.3. %30 KME %70 Dizel Yakıtı Karışımı İçin Deneysel Sonuçlar

KME katkısı için son karışım oranı olarak %30 KME ve %70 dizel yakıtı karışımı belirlenmiştir. Bu şekilde KME yakıtının farklı oranları çalışma kapsamında test edilmiştir. Şekil 3.94 bu karışım oranı için basınç değişimlerini ve ısı salınım oranını göstermektedir. Basınç değişikliklerinde dikkat edilmesi gereken nokta bu karışım oranında eğrilerin özellikle yanmadan sonra biraz daha açılmasıdır. Bu durum SME katkısı için her iki tarafta da gözlenmiştir. Isı salınım oranları ise yine devir sayısına bağlı olarak yükselmekle birlikte yakın bir eğilim göstermiştir. Şekil 3.95 ise bu karışım oranı için deneysel ve sayısal sonuçların 2000 d/d' da karşılaştırılmasını göstermektedir. Deneysel sonuçların özellikle basınç değişimleri için sayısal sonuçlarla oldukça iyi uyduğu görülmektedir. Isı salınımları ise yine oldukça yakındır.

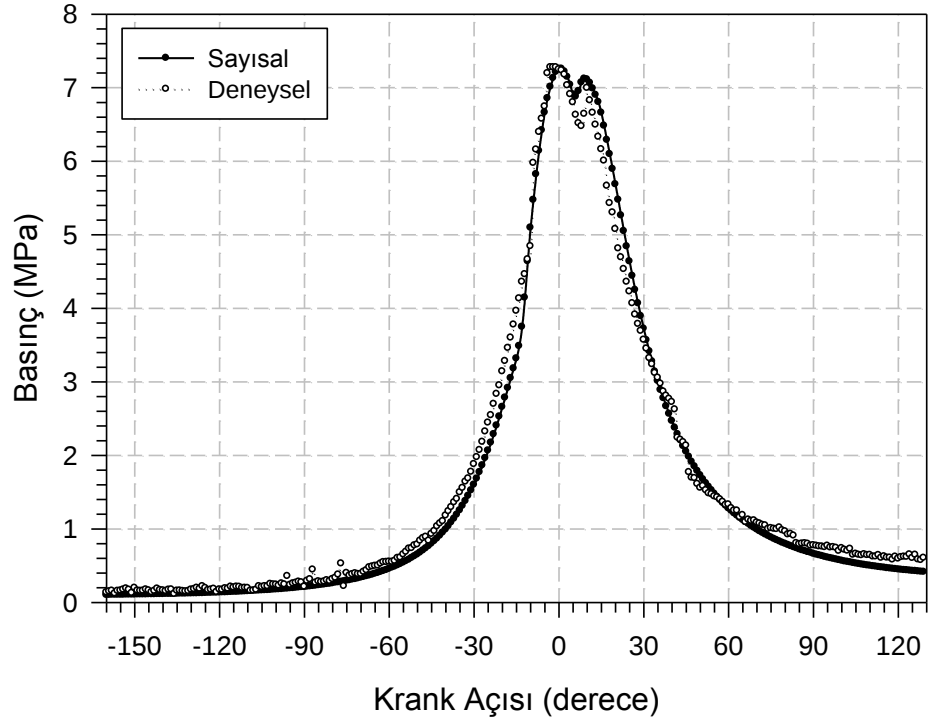


a)

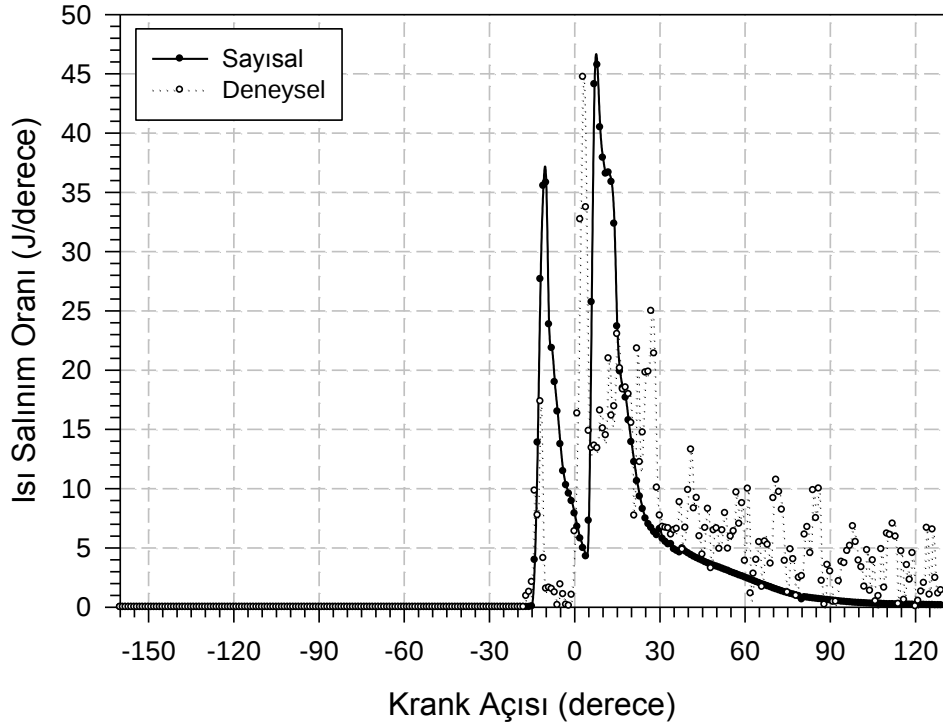


b)

Şekil 3.94. %30 KME ve %70 dizel karışımı için farklı devir sayılarında a) basınç ve b) ısı salınımı değişimleri



a)

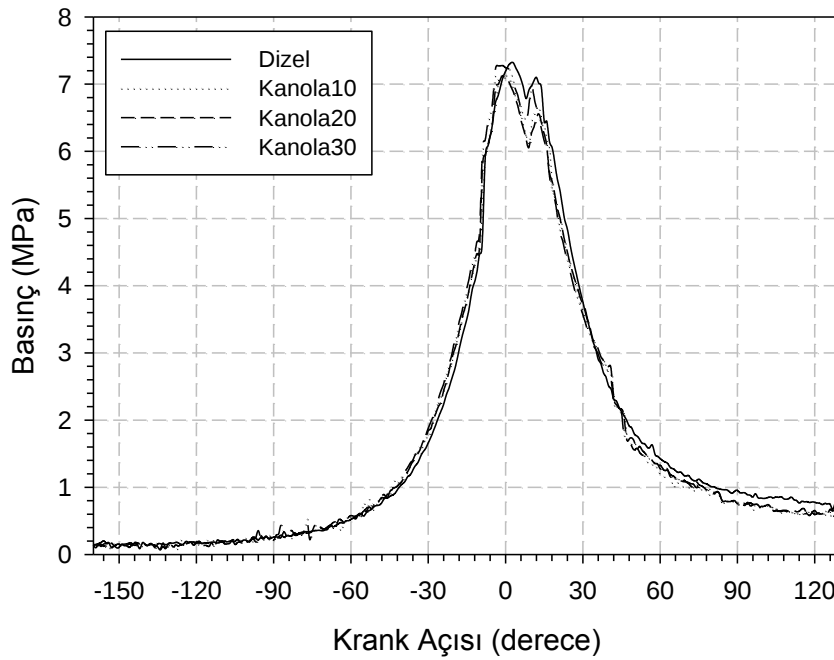


b)

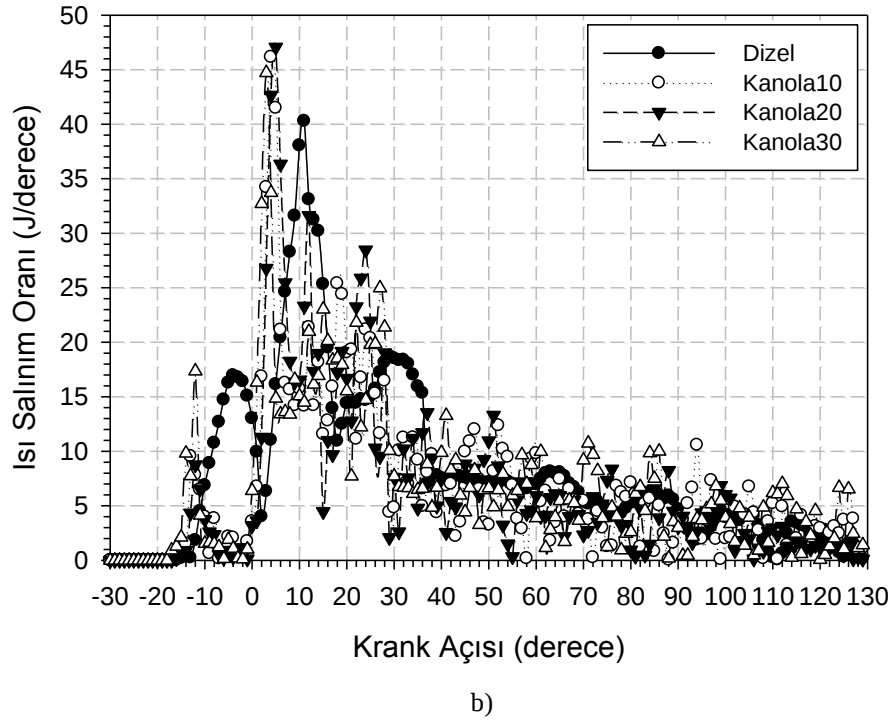
Şekil 3.95. %30 KME ve %70 dizel karışımı için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması. a) basınç, b) ısı salınım oranı

3.6.2.4. KME Karışımlarının Dizel Yakıtla Kıyaslanması

Bu bölümde KME yakıtıyla yapılan tüm karışımlar saf dizel yakıtıyla kıyaslanmıştır. Bu şekilde KME karışımının dizel yakıtından farklılıkları açık bir şekilde ortaya konulmuştur. Şekil 3.96(a) dizel ve KME karışım oranları için basınç değişimlerini göstermektedir. Bu grafikte maksimum basınç dizel yakıtı için oluşmuştur. Buna en yakın %10 KME karışımı için meydana gelmiştir. Sonrasında sırasıyla %20 KME ve %30 KME karışımları gelmektedir. Basınç değişimlerinin yaklaşık olarak benzer olması da önemli bir sonuçtur. Karışımların basınçları düşürmediği dolayısıyla motor performansını çok fazla etkilemediği gözlenmiştir. Karşılaştırma 2000 d/d motor devri için gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.96(b) aynı motor devri için farklı yakıt karışımlarıyla dizel yakıtın ısı salınım oranlarının karşılaştırmasını göstermektedir. Benzer ısı salınım eğrileri elde edilmekle birlikte KME katkısının ısı salınım oranını artırdığı gözlenmiştir. Isı salınımlarının son aşamasında dizel yakıtı daha düzgün bir düşme gösterirken katkılı durumlar daha çalkantılıdır. Bu durum karışım bileşenlerinin bir sonucudur.

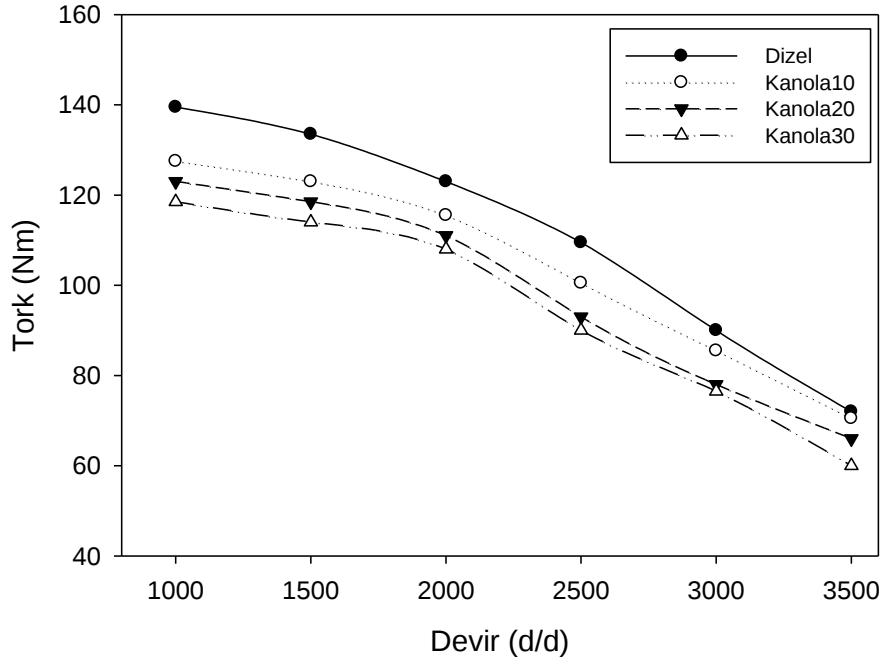


a)



Şekil 3.96. Dizek yakıtı ve KME karışımlarının deneysel olarak karşılaştırılması a) basınç, b) ısı salınım oranı

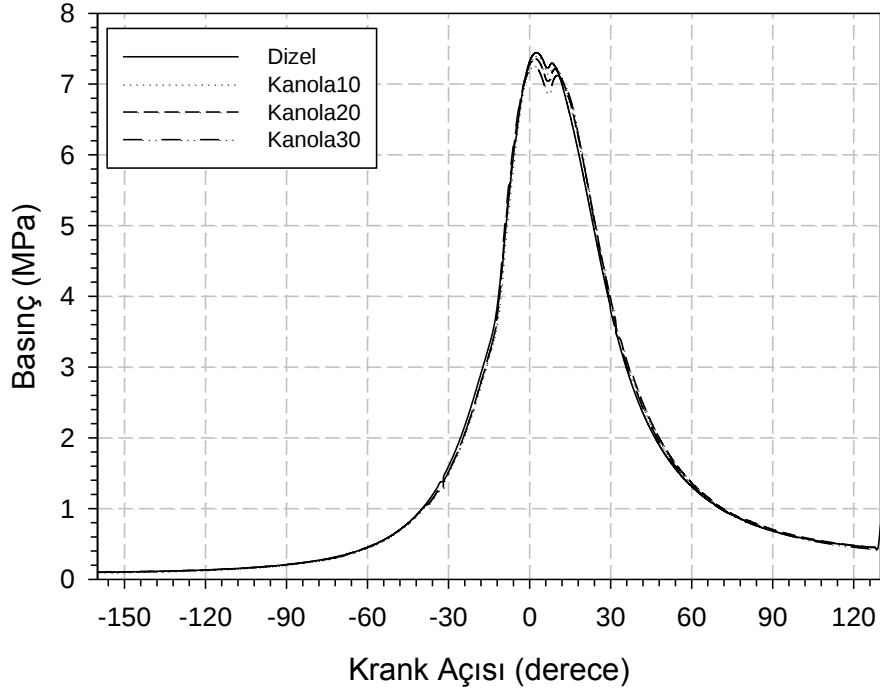
KME katkısına dair elde edilen tüm bu sonuçların yanında önemli bir diğer sonuçta motor torkundaki değişimdir. KME metil esterin dizel yakıtı katkı oranları arttıkça motor torkundaki değişim Şekil 3.97’de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi katkı oranı arttıkça tork değerleri düşüş göstermiştir. Bu durum gerek basınç düşümünün gerekse diğer yanma parametrelerinin bir göstergesidir. KME katkılı yakıtlarda alev yanma odasının da daha erken başlamış ve daha uzun devam etmiştir. Bu sonuç ileride gösterilecek olup basınçları az da olsa düşürmektedir. Buna bağlı olarak tork değerleri de düşüş göstermiştir. Ancak KME katkısı SME katkısına göre daha yüksek tork değerleri göstermiş yani dizel yakıtı daha fazla yaklaştırmıştır.



Şekil 3.97. Farklı KME karışımlarında motor torku değişimi (deneysel çalışma)

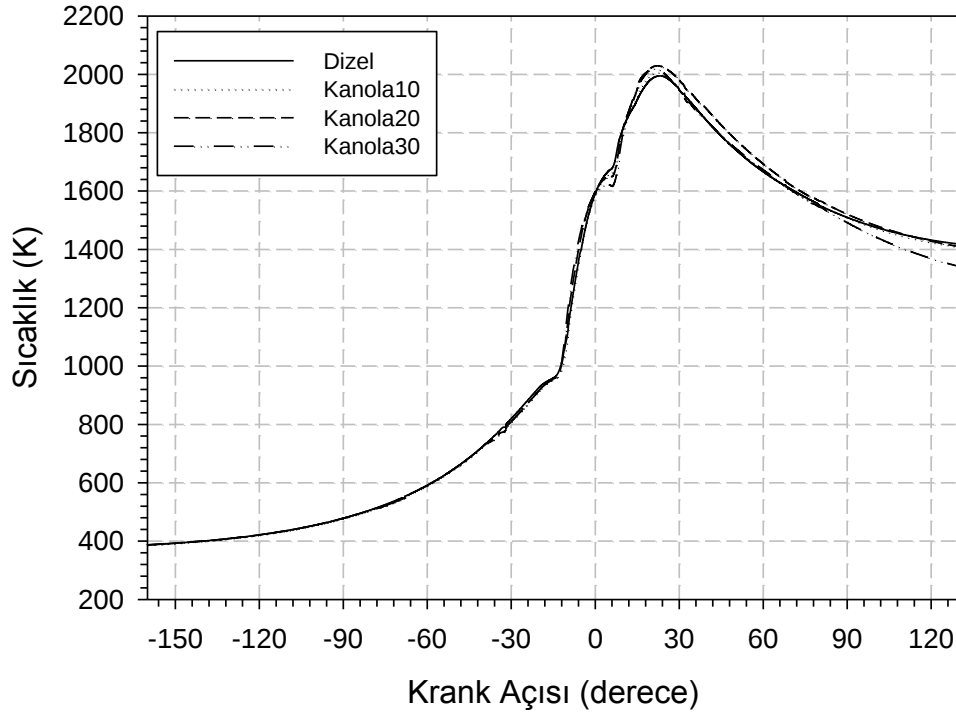
3.6.2.5. Kanola Yağı Metil Esteri İçin Sayısal Çalışmalar

KME için de deneysel veriler sunulduktan sonra bu bölümde hem deneysel hem sayısal olarak detaylı bir inceleme gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarla sayısal çalışmaların kıyaslandığı önceki bölümlerde sayısal çalışmaların geçerliliği sağlanmıştır. Bu şekilde sayısal çalışmalarda elde edilen sonuçların doğruluğu gösterilmiştir. Bu kapsamda deneysel çalışmada uygulanan karışım oranları için sayısal çalışmalar 2000 d/d motor devri sabit tutularak tekrarlanmıştır. Şekil 3.98’de tüm karışım oranlarına ve saf dizel yakıta ait basınç değişimleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi deneysel çalışmadaki sonuçlara da paralel olarak basınç eğrileri birbirine yakın çıkmıştır. Bununla birlikte KME yüzdesi arttıkça basınçlarda bir miktar düşme gözlenmiştir. Bu düşmeler metil ester yapılırken uygulanan alkol karışımları neticesinde yanmanın daha hızlı başlamasının sonucudur.



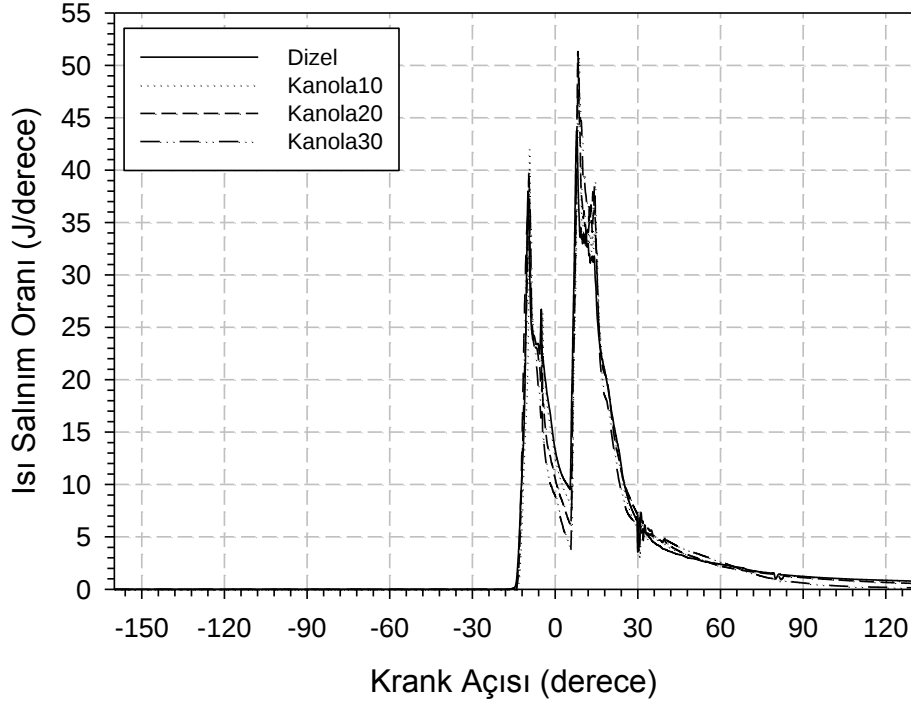
Şekil 3.98. Dizel yakıtı ve KME karışımları için yanma basınçlarının sayısal olarak karşılaştırılması

Şekil 3.99’da her bir karışım oranı ve saf dizel yakıtı için silindir içi sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde karışım oranı arttıkça sıcaklık değerlerinin yükseldiği görülmektedir. Bu durum özellikle %20 ve %30 karışım oranları için göze çarpmaktadır. Bunun yanında sıcaklık eğrilerinin SME karışımlarına göre daha yakın olduğu gözlenmiştir.



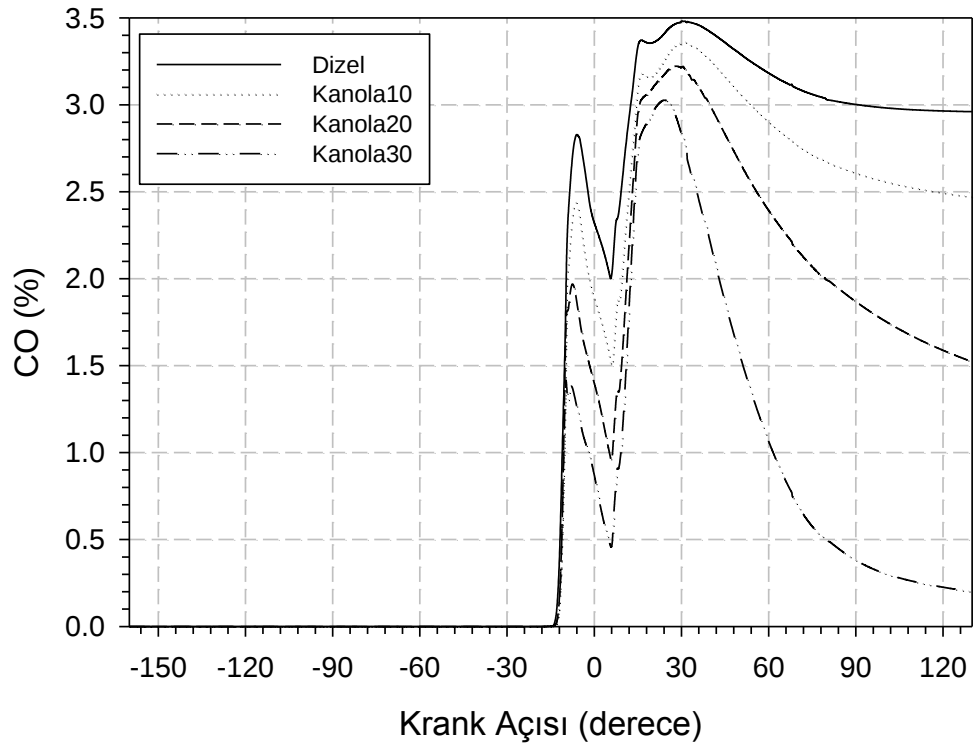
Şekil 3.99. Dizel yakıtı ve KME karışımları için yanma sıcaklıklarının sayısal olarak karşılaştırılması

Şekil 3.100’de her bir karışım oranı ve saf dizel yakıtı için ısı salınım oranları görülmektedir. Bu grafik deneysel olarak elde edilen verileri doğrular nitelikte olup karışım oranı arttıkça ısı salınım oranları da artmıştır. Bu şekilde bir önceki grafikte olan sıcaklık değişimleri de daha net açıklanmaktadır. Isı salınım oranı karışım oranıyla ilişkili olarak artış göstermiş ve tüm yakıtlar için benzer bir eğri izlemiştir. Yüksek karışım oranları için ilk püskürtmeden sonra ısı salınımının düşmesi de, ikinci püskürtmeden sonra artışı da maksimum olarak gözlenmiş bunun da yanmanın daha verimli gerçekleşmesinden kaynaklandığı düşünülmüştür.

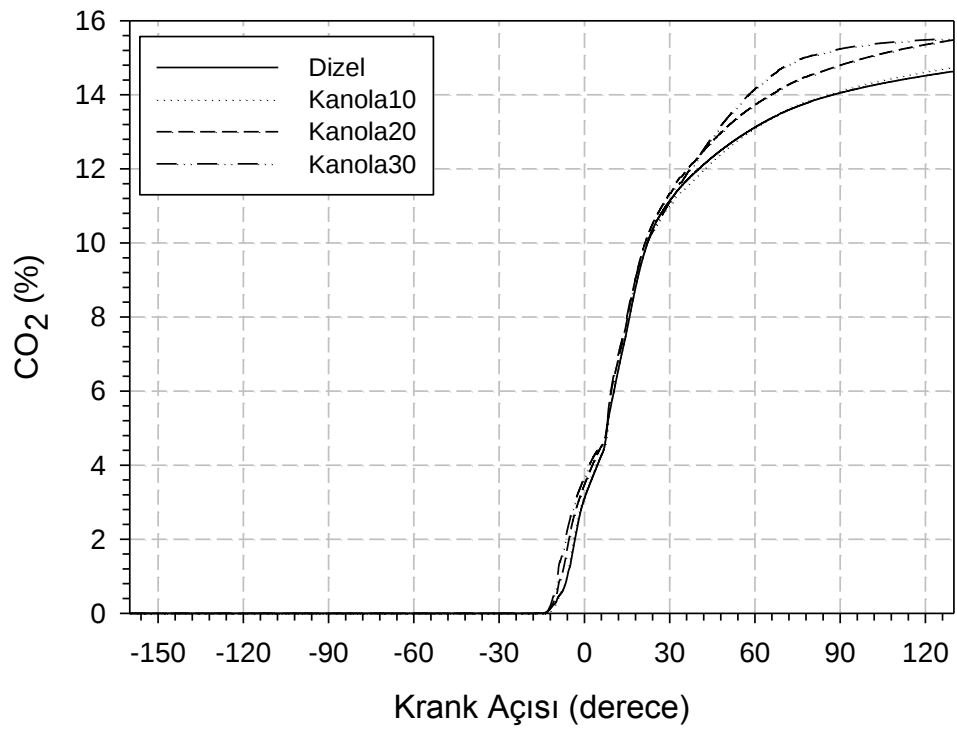


Şekil 3.100. Dizel yakıtı ve KME karışımları için ısı salınım oranlarının sayısal olarak karşılaştırılması

Şekil 3.101 farklı yakıt oranları ve saf dizel yakıtı için CO ve CO₂ emisyonlarının karşılaştırmasını içermektedir. CO emisyonları incelendiğinde karışım oranı arttıkça CO emisyonunun düştüğü gözlenmektedir. Bu durum ısı salınımı ve sıcaklık değişimlerine bağlı olarak yanmanın hızlandığı ve yanmamış yakıt miktarının azaldığını göstermektedir. Elde edilen sonuç KME karışumlu dizel yakıt kullanımının emisyonlar üzerine etkilerini yansıtması açısından önemlidir. CO₂ emisyonları da CO emisyonlarını destekler nitelikte elde edilmiştir. Karışım oranı arttıkça CO₂ emisyonu da artmıştır. Bu değişim yanmanın daha iyi gerçekleştiğini göstermektedir. Her iki sonuçta hem birbirini destekler niteliktedir hem de alternatif yakıt kullanımı açısından önemlidir. Elbette KME üretiminde ki alkol kullanımda bu durumu desteklemektedir.



a)

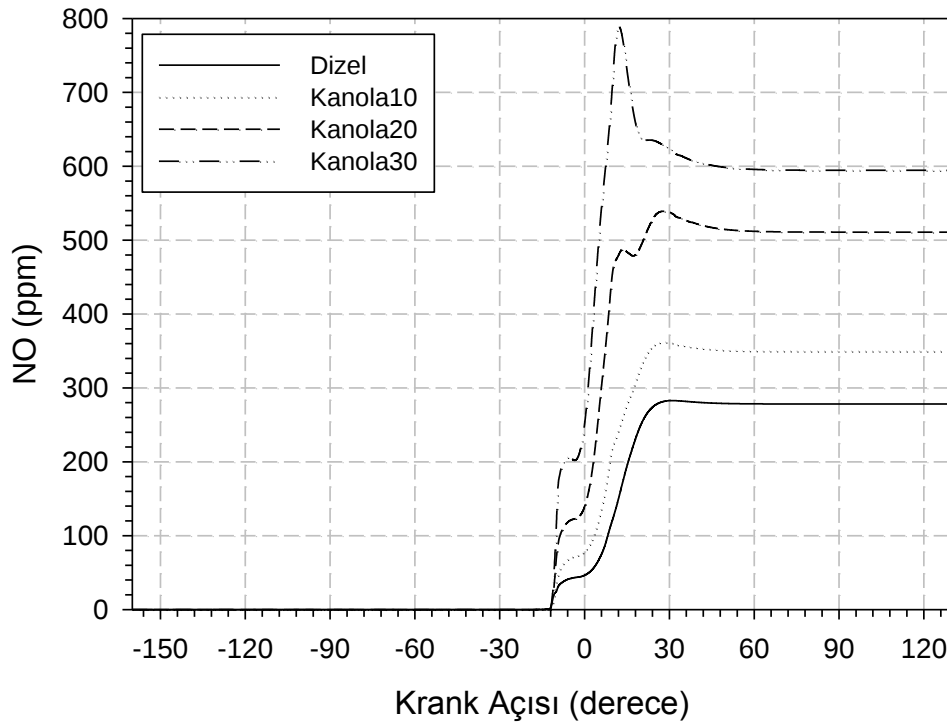


b)

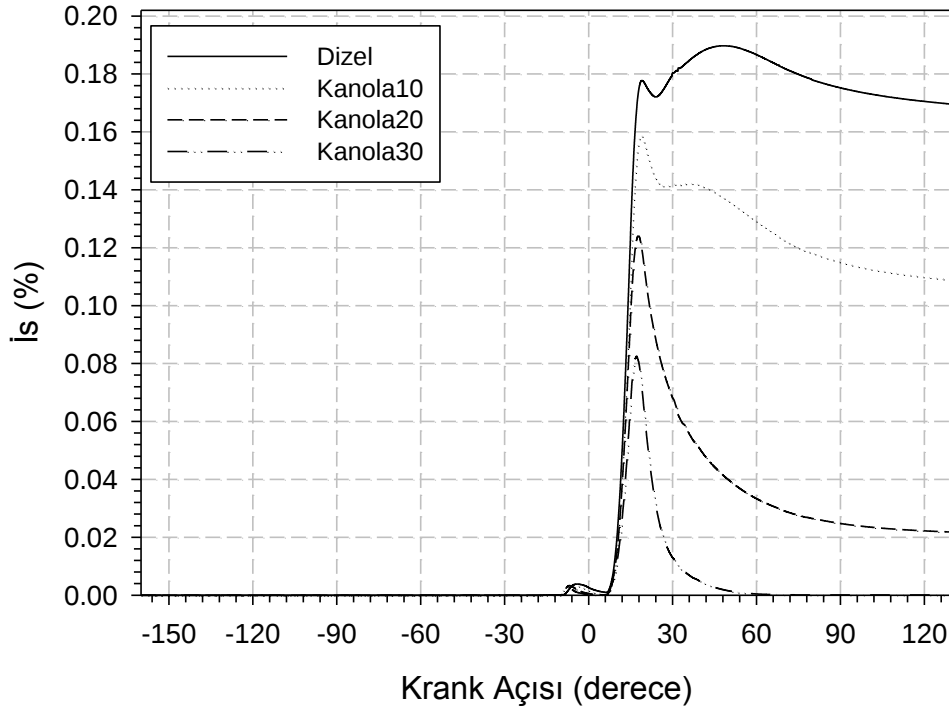
Şekil 3.101. Dizel yakıtı ve KME karışımları için CO ve CO₂ emisyonlarının sayısal olarak karşılaştırılması

Şekil 3.102 farklı karışım oranları ve saf dizel yakıtı için NO ve is emisyonlarının değişimini göstermektedir. Silindir içi sıcaklıkların yüksek olması yanma bileşeni olan havanın içinde bulunan azotun NO emisyonlarına dönüşmesini tetiklemiştir. Bu durumda karışım oranı arttıkça NO emisyonları da artış göstermiştir. Bu değerler silindir içi emisyon oluşum değerleri olup yanma zamanı sonu kadar geçen sürede görülmektedir. NO açısından da KME karışımları SME karışımlarına yakın eğriler göstermektedir. İs emisyonları ise karışım oranına bağlı olarak düşmektedir.

Çünkü karışım oranı arttıkça yanma daha iyi bir şekilde gerçekleşmiştir. Dizel ve %10 KME karışimli yakıtın eğriler yakındır. Çünkü %10'luk bir karışım çok büyük bir oran değildir. Dizel yakıtı göre is oluşumun oldukça düşük olması ve %30 KME karışımında hızlıca yok olması elde edilen önemli sonuçlardan birisidir.



a)



b)

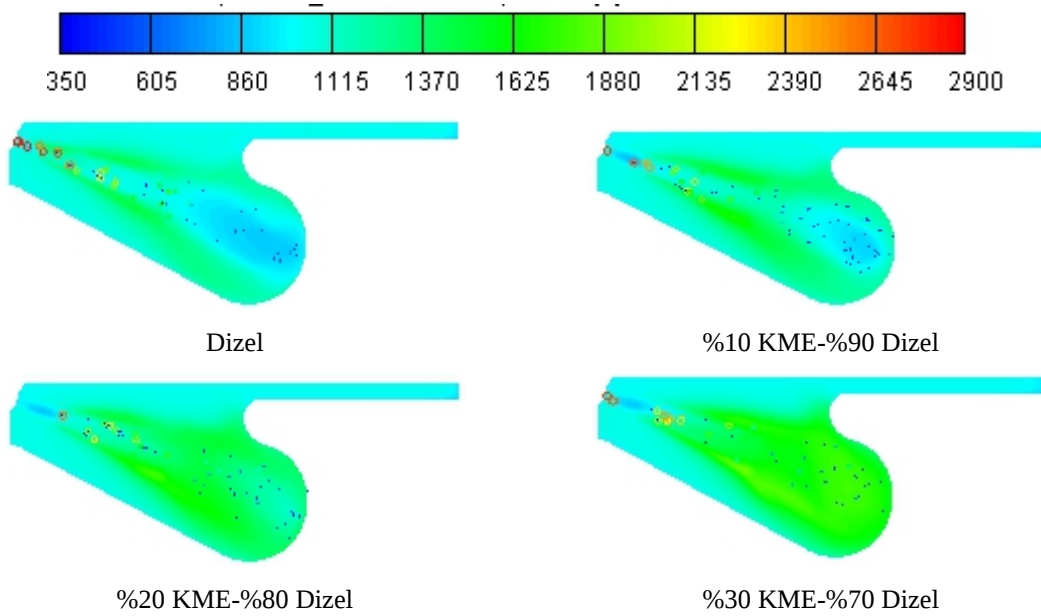
Şekil 3.102. Dizel yakıtı ve KME karışımları için NO ve is emisyonlarının sayısal olarak karşılaştırılması

3.6.2.6. KME ve Saf Dizel Yakıtı İçin Püskürtme Oluşumu ve Silindir İçi Sıcaklık

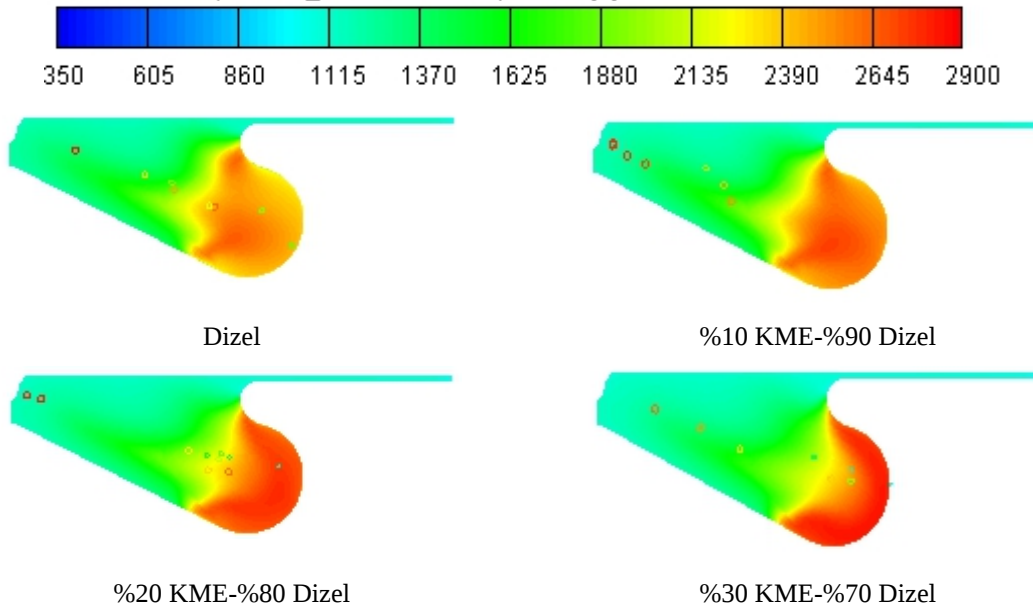
Değişimleri

KME karışimli yakıtlar için yapılan deneysel ve sayısal çalışmalardan sonra tezin amacına da uygun olarak püskürtme oluşumu ve sıcaklık dağılımları görseller şeklinde de elde edilmiştir. Sıcaklık değişimleriyle birlikte püskürtme oluşumu ve damlacık dağılımı da aynı şekilde verilerek sonuçlar daha anlamlı hale getirilmiştir. Şekil 3.103-106 silindir içi püskürtme dağılımı ve sıcaklık dağılımını birlikte göstermektedir. -10° , 0° , 10° ve 20° krank açıları için püskürtme ve sıcaklık dağılımları elde edilerek karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Şekil 3.103-106'de farklı krank açıları için bu sonuçlar görülmektedir. -10° krank açısı için sonuçlar incelendiğinde karışım oranı arttıkça sıcaklık değerlerinin yükseldiği görülmektedir. Çünkü karışım durumunda yakıt ortam sıcaklığından daha erken etkilenmiş ve damlacıklar daha kısa sürede küçülmeye ve buharlaşmaya başlamışlardır. Dizel yakıtı için büyük çaplı damlacıklar daha ileri bölgelere kadar varlığını sürdürülürken karışım oranı arttıkça yanma odası içerisinde damlacık çapı küçülmüş ve sayısı azalmıştır.

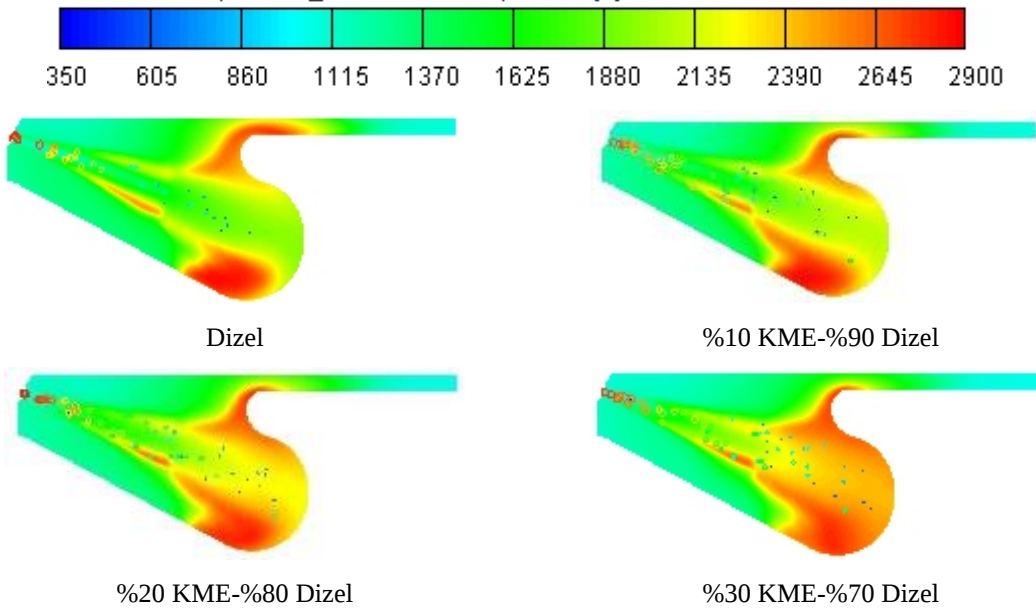
Ayrıca ileri karışım oranlarında püskürtülen yakıtın yanma odasına soğuk etkisi oldukça azalmıştır. Bu sonuçlar yanma ve emisyon sonuçlarını destekler niteliktedir. 0° krank açısına gelindiğinde ilk püskürtme bitmiş ve alev cephesi yayılmaya başlamıştır. Alev yayılım bölgeleri yaklaşık olarak aynı olmakla birlikte alev sıcaklıkları oldukça farklıdır. %10 SME karışımı ise dizele yakın olmakla birlikte sıcaklık artışı azda olsa görülmektedir. 10° de ikinci püskürtme hemen önce başlamış ve devam etmektedir. Bu durumda alevin biraz daha yayıldığı ve sıcaklıkların oldukça farklı olduğu görülmektedir. Artan karışım oranlarında alevin enjektöre doğru uzandığı da yine bu açıda görülmektedir. 20° krank açısında ise ikinci püskürtme de sona ermiştir ve alev cephesi yayılmaya devam etmektedir. Bu açı için %30 karışım durumunda alev cephesi daha fazla ilerlemiştir. Fakat hem %20 hem de %30 KME karışımları için sıcaklıkların oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Dizel ise daha düşük sıcaklıkta yanma gerçekleştirmektedir.



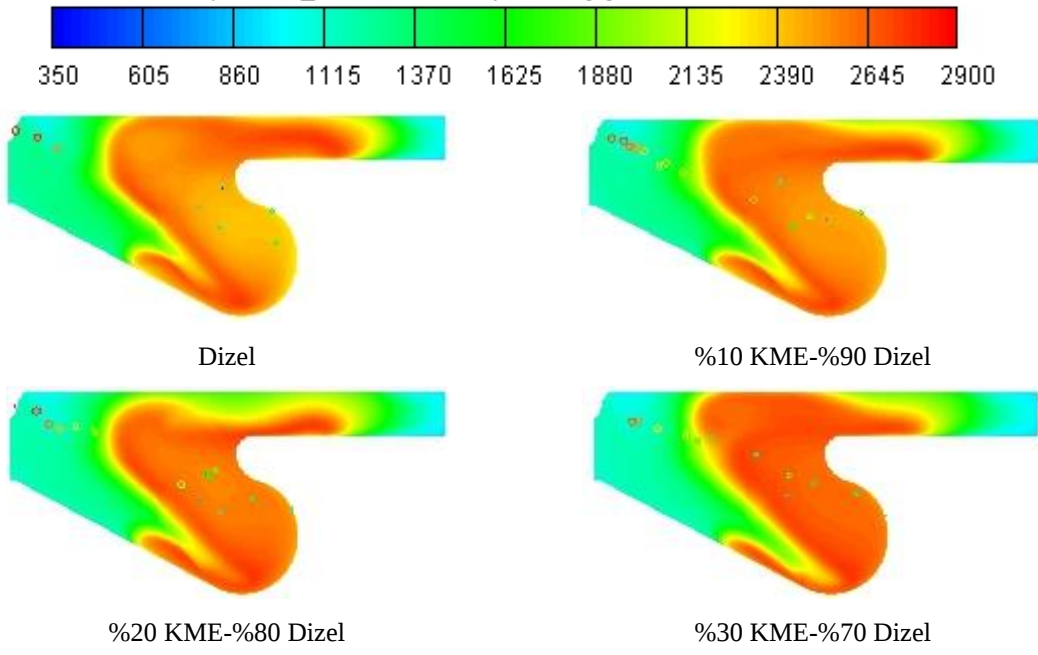
Şekil 3.103. Dizel yakıtı ve KME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (-10°KA)



Şekil 3.104. Dizel yakıtı ve KME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (0°KA)



Şekil 3.105. Dizel yakıtı ve KME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (10°KA)



Şekil 3.106. Dizel yakıtı ve KME karışımları için silindir içi püskürtme ve sıcaklık dağılımları (K) (20°KA)

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu tez kapsamında bir dizel motorun püskürtme dinamiği ve yanma zamanı farklı parametrelere bağlı olarak incelenmiştir. Çalışma hem sayısal hem de deneysel olarak gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Çalışmanın deneysel kısmında sensörlerle ölçüm yapılmış ve bu şekilde motora ait bazı sonuçlar elde edilmiştir. Sayısal çalışmada ise AVL-FIRE ticari yazılımı kullanılmıştır. Elde edilen bulgular detaylı bir şekilde yorumlandıktan sonra elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

Ağ yapısı ve hücre sayısı tüm sayısal çalışmayı etkilemektedir. Ağ yapısı kalitesi ve ağ yapısından bağımsız çözüm bu çalışmalar için kesinlikle önemli bir parametredir.

Çalışmada literatürde yaygın olarak kullanılan tek püskürtmeli enjeksiyon sistemlerinin aksine son yıllarda kullanımı yaygınlaşan çok püskürtmeli (multijet) bir sistem kullanılmıştır. Bu sistemin getirdiği sonuçlar bulgular kısmında açıklanmıştır. Hemen hemen tüm parametrelerde bu sistemin etkileri görülmüş ve özellikle grafiklerde açıkça gösterilmiştir.

Devir sayısı püskürtme dinamiğini ve yanmayı oldukça belirgin şekilde etkilemektedir. Devir sayısı arttıkça silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı salınımları artmıştır. Ayrıca devir sayısı emisyonlar içinde etkili bir değişkendir. Devir sayısı arttıkça CO, CO₂, NO ve is emisyonları artış göstermektedir. Devir sayısı için elde edilen deneysel ve sayısal sonuçlar birbiriyle çok iyi derecede uyumludur.

Dizel motorlarda piston şekli yanma odası şeklini belirlemektedir. Dolayısıyla yanma odası şekli püskürtme dinamiği ve yanmayı önemli ölçüde etkilemektedir. Çalışmada kullanılan altı piston şekli arasında ikinci ve dördüncü şekiller en verimli püskürtme, yanma ve emisyon sonuçlarını göstermiştir. Ayrıca yanma odası şekline göre püskürtme açısının optimize edilmesi gerektiği de elde edilen bir başka sonuçtur. Yanma odası şekil karışım oluşumundan püskürtme oluşumuna, buharlaşmadan yanmaya ve emisyon oluşumuna kadar tüm parametreleri etkilemiştir. Silindir içi basınçlar yanma odası şekline göre ciddi bir değişim göstermemiştir. Ayrıca yanma odası şekli alev cephesini ve ilerlemesini de etkilemektedir.

Püskürtme açısı da püskürtme dinamiği ve yanmaya ciddi etkiler yapmaktadır. Basınç değişimleri yine püskürtme açısından az etkilenmekle birlikte diğer tüm parametreler püskürtme açısına göre değişiklikler göstermiştir. Her bir açı bir parametre üzerinde önemli etkiler bırakmıştır. Dolayısıyla yanma odası şekline göre püskürtme açısı seçimi oldukça önemlidir. 150° ve 160° gibi açılarda alev ilerlemesinin uzak silindir cidarına kadar ulaştığı daha düşük açılarda ise alevin daha çok piston çanağında yayıldığı gözlenmiştir.

Alternatif yakıt kullanımı da motor karakteristikleri üzerinde etkin değişimler yapmıştır. Kullanılan metil esterler içinde ihtiva ettikleri alkol oranına da bağlı olarak püskürtme, buharlaşma ve alev başlangıcını değiştirmiştir. Dizel yakıtta katkı oranı arttıkça yanma basıncı düşerken ısı salınımı artmıştır. Buna bağlı olarak yanma sonu sıcaklıkları da artış göstermiştir. Dolayısıyla özellikle NO emisyonları da katkı miktarına bağlı olarak artmıştır. Yine katkı miktarına bağlı olarak CO oranı düşmüştür. Bu yanmanın iyileştiğini gösteren önemli bir sonuçtur. Hem SME hem de KME benzer etkiler göstermiştir. Ayrıca alternatif yakıtların motor torku üzerinde de olumsuz etki yaptığı gözlenmiştir. Dizel yakıtta metil ester katkı oranı arttıkça her krank açısında sıcaklıkların yükseldiği de ayrıca gösterilmiş önemli bir sonuçtur.

5. ÖNERİLER

Sonuca ulaşan bu tez kapsamında hem deneysel hem de sayısal çalışmalar gerçekleştirilerek püskürtme dinamiği ve yanma olayı detaylı olarak analiz edilmiştir. Çalışma sonuçları irdelenerek gelecek çalışmalar için öneriler yapmak mümkündür.

Bu çalışmada geçerliliği yüksek bir deneysel yöntem kullanılmış ve sayısal sonuçlar desteklenmiştir. Fakat sayısal çalışmalarda elde edilen bazı önemli sonuçların deneysel olarak elde edilmesi mümkün olmamıştır. Daha kesin sonuçlar elde etmek için optik teknikler ve görüntüleme teknikleri kullanılarak püskürtme dinamiği ve yanma incelenebilir. Bu şekilde yeni motor konseptleri elde edilebilir. Ayrıca çalışma kapsamında kullanılan deneysel sisteme ek yapılarak sıcaklık ve yük bilgisayar ortamına aktarılabilir. Böylece daha geniş bir yelpazede sonuçlar elde edilebilir.

Sayısal çalışmada kullanılan AVL-FIRE yazılımı içten yanmalı motorlar için geçerliliği uluslararası alanlarda kabul edilmiş bir yazılımdır. Bu yazılım kullanılarak yeni parametreler incelenebilir. Yanmaya katkı sağlayacak katkılar yapılabilir. Yada kullanılan yakıtlara hidrojen gibi katkılar yapılarak yanma iyileştirilebilir. Bunlarında sonuçları analiz edilerek yeni öneriler sunulabilir. Bunların yanında farklı yazılımlar kullanılarak sayısal çalışmalar genişletilebilir. Yanma analizi yapıldıktan sonra egzoz zamanı ve tüm egzoz sistemi analiz edilebilir. Böylece silindir içerisinde oluşan emisyonlar egzoz çıkışında düşürülebilir.

Bu tez kapsamında dizel motorlar analiz edilmiştir. Bunun yanında benzinli motorlar içinde benzer araştırmalar detaylı olarak yapılabilir. Ayrıca bu tez kapsamında yapılan analizler taşıt seviyesine genişletilerek sayısal olarak tüm taşıt analiz edilebilir. Bu şekilde tüm etkiler daha net gözlenmiş olur.

6. KAYNAKLAR

- [1] **Johnson, T. V.**, 2009. Review of diesel emissions and control, *Int. J. Engine Res.*, **10**, 275-285.
- [2] **Basha, S. A., Gopal, K. R.**, 2009. In-cylinder fluid flow, turbulence and spray models—A review, *Ren. Sus. Energy Reviews*, **13**, 1620-1627.
- [3] **Bilgin, A.** 1999. Numerical simulation of the cold flow in an axisymmetric non-compressing engine-like geometry. *Int. J. Energy Res.* **23**, 899-908.
- [4] **Payri, F., Benajes, J., Margot, X., Gil, A.**, 2004. CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection diesel engines, *Comput. Fluids*, **33**, 995-1021.
- [5] **Liu, H., Xie, M., Wu, D.**, 2009. Simulation of a porous medium (PM) engine using a two-zone combustion mode, *Appl. Therm. Eng.* , Article In Press, Doi:10.1016.
- [6] **Stansfield, P., Wigley, G., Justham, T., Catto, J., Pitcher, G.**, 2007. PIV analysis of in-cylinder flow structures over a range of realistic engine speeds, *Exp. Fluids*, **43**, 135–146.
- [7] **Kang, K. Y., Baek, J. H.**, 1998. Turbulence characteristics of tumble flow in a four-valve engine, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, **18**, 231-243.
- [8] **Hong, C.W., Tarn, S.D.**, 1998. Direct measurement and computational analysis of turbulence length scales of a motored engine, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, **16**, 277-285.
- [9] **Saad, I., Bari, S., Hossain, S. N.**, 2013. In-cylinder air flow characteristics generated by guide vane swirl and tumble device to improve air-fuel mixing in diesel engine using biodiesel, *Procedia Engineering*, **56**, 363–368.
- [10] **Bari, S., Saad, I.**, 2013. CFD modelling of the effect of guide vane swirl and tumble device to generate better in-cylinder air flow in a CI engine fuelled by biodiesel, *Computers & Fluids*, **84**, 262–269.
- [11] **Banaeizadeh, A., Afshari, A., Schock, H., Jaber, F.**, 2013. Large-eddy simulations of turbulent flows in internal combustion engines, *Int.J. Heat Mass Trans.* **60**, 781–796.
- [12] **Varol, Y., Oztop, H.F., Firat, M., Koca, A.**, 2010. CFD modeling of heat transfer and fluid flow inside a pent-roof type combustion chamber using dynamic model, *Int. Comm. Heat Mass Trans.*, **37**, 1366-1375.
- [13] **Chan, V.S.S., Turner, J.T.**, 2000. Velocity measurement inside a motored internal combustion engine using three-component laser Doppler anemometry, *Opt. Laser Tech.*, **32**, 557-566.

- [14] **Lee, K., Bae, C., Kang, K.,** 2007. The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine, *Appl. Therm. Eng.*, **27**, 2122–2130.
- [15] **Huang, R.F., Yang, H.S., Yeh, C.-N.,** 2008. In-cylinder flows of a motored four-stroke engine with flat-crown and slightly concave-crown pistons, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, **32**, 1156–1167.
- [16] **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.
- [17] **Rotondi, R., Bella, G.,** 2006. Gasoline direct injection spray simulation, *Int. J. Thermal Science*, **45**, 168-179.
- [18] **Ra, Y., Reitz, R. D.,** 2009. A vaporization model for discrete multi-component fuel sprays, *Int. J. Multiphase Flow* **35**, 101–117.
- [19] **Lucchini, T., D’Errico, G., Ettorre, D.,** 2011. Numerical investigation of the spray–mesh–turbulence interactions for high-pressure, evaporating sprays at engine conditions, *Int. J. Heat Fluid Flow*, **32**, 285–297.
- [20] **Nouri, J.M., Whitelaw, J.H.,** 2001. Spray characteristics of a gasoline direct injection injector with short durations of injection, *Exp. Fluids*, **31**, 377-383.
- [21] **Wang, Z., Shuai, S.J., Wang, J.X., Zhang, F.,** 2008. Numerical simulation of gasoline stratified charge compression ignition using 3d-CFD coupled with detailed chemistry, *Combustion Sci. Techn.*, **180**, 1295–1316.
- [22] **Ishii, E., Sukegawa, Y., Yamada, H.,** 2010. Fuel Spray Simulation With Collision Jets For Automobile Engines, *8th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels, FEDSM-ICNMM2010*, Montreal, Canada, August 1-5.
- [23] **White, T.R., Milton, B.E., Behnia, M.,** 2004. Direct Injection of Natural Gas/Liquid Diesel Fuel Sprays, *15th Australasian Fluid Mechanics Conference*, Australia, 13-17 December.
- [24] **Li, T., Nishida, K., Hiroyasu, H.,** 2011. Droplet size distribution and evaporation characteristics of fuel spray by a swirl type atomizer, *Fuel*, **90**, 2367-2376.
- [25] **Soid, S.N., Zainal, Z.A.,** 2011. Spray and combustion characterization for internal combustion engines using optical measuring techniques - A review, *Energy*, **36**, 724-741.
- [26] **Valentino, G., Allocca, L., Iannuzzi, S., Montanaro, A.,** 2011. Biodiesel/mineral diesel fuel mixtures: Spray evolution and engine performance and emissions characterization, *Energy*, **36**, 3924-3932.
- [27] **Curtis, E. W., Uludogan, A., Reitz, R. D.,** A New High Pressure Droplet Vaporization Model for Diesel Engine Modeling, SAE 952431.

- [28] **Kim, J. H., Reitz, R. D., Park, S. W.,** 2010. Improvements in the performance and pollutant emissions for stoichiometric diesel combustion engines using a two-spray-angle nozzle, *J. Automobile Engineering*, **224**, 1113-1122.
- [29] **Kuti, O. A., Xiangang, W. G., Zhang, W., Nishida, K., Huang, Z. H.,** 2010. Characteristics of the ignition and combustion of biodiesel fuel spray injected by a common-rail injection system for a direct-injection diesel engine, *J. Automobile Engineering*, **224**, 1581-1596.
- [30] **Sirotkin, F. V., Yoh, J. J.,** 2012. A new particle method for simulating breakup of liquid jets, *J. Computational Physics*, **231**, 1650-1674.
- [31] **Jones, D.P., Watkins, A.P.,** 2012. Droplet size and velocity distributions for spray modelling, *J. Computational Physics*, **231**, 676-692.
- [32] **Duangkhamchan, W., Ronsse, F., Depypere, F., Dewettinck, K., Pieters, J.G.,** 2012. CFD study of droplet atomisation using a binary nozzle in fluidised bed coating, *Chemical Engineering Sci.*, **68**, 555-566.
- [33] **Ismail, H. M., Ng, H. K., Gan S.,** 2012. Evaluation of non-premixed combustion and fuel spray models for in-cylinder diesel engine simulation, *Applied Energy*, **90**, 271-279.
- [34] **Betelin, V.B., Smirnov, N.N., Nikitin, V.F., Dushin, V.R., Kushnirenko, A.G., Nerchenko, V.A.,** 2012. Evaporation and ignition of droplets in combustion chambers modeling and simulation, *Acta Astronautica*, **70**, 23-35.
- [35] **Herfatmanesh, M. R., Attar, M. A., Zhao, H.,** 2013. Simultaneous imaging of diesel spray atomisation and evaporation processes in a single-cylinder CR diesel engine, *Exp. Thermal Fluid Sci.* **50**, 10–20.
- [36] **Cipolat, D., Valentim, D.,** 2013. Comparison of theoretical and experimental diesel and DME injection spray characteristics, *Fuel Processing Tech.* **107**, 36–43.
- [37] **Chena, P.C., Wang, W.C., Roberts, W. L.,** 2013. Tiegang Fang, Spray and atomization of diesel fuel and its alternatives from a single-hole injector using a common rail fuel injection system, *Fuel*, **103**, 850–861.
- [38] **Mobasheri, R., Peng, Z., Mirsalim, S. M.,** 2012. Analysis the effect of advanced injection strategies on engine performance and pollutant emissions in a heavy duty DI-diesel engine by CFD modeling, *Int. J. Heat Fluid Flow* **33**, 59–69.
- [39] **Verbiezen, K., Donkerbroek, A.J., Klein-Douwel, R.J.H., Vliet, A.P., Frijters, P.J.M., Seykens, X.L.J., Baert, R.S.G., Meerts, W.L., Dam, N.J., Meulen, J.J.,** 2007. Diesel combustion: In-cylinder NO concentrations in relation to injection timing, *Combustion and Flame*, **151**, 333–346.
- [40] **Fu-shui, L., Lei, Z., Bai-gang, S., Zhi-jie, L., Schock, H.J.,** 2008. Validation and modification of WAVE spray model for diesel combustion simulation, *Fuel*, **87**, 3420–3427.

- [41] **Shuai, S., Abani, N., Yoshikawa, T., Reitz, R. D., Park, S. W.,** 2009. Simulating low temperature diesel combustion with improved spray models, *Int.J. Thermal Sciences*, **48**, 1786–1799.
- [42] **Li, Y.H., Kong, S.C.,** 2008. Diesel combustion modelling using LES turbulence model with detailed chemistry, *Combustion Theory and Modelling*, **12**, 205–219.
- [43] **Hu, B., Rutland, C. J., Shethaji, T. A.,** 2010. A Mixed-Mode Combustion Model For Large-Eddy Simulation Of Diesel Engines, *Combust. Sci. and Tech.*, **182**, 1279–1320.
- [44] **Han, Z., Uludogan, A., Hampson G.J., Reitz, R.D.,** 1996. Mechanism of Soot and NOx Emission Reduction Using Multiple-Injection in a Diesel Engine, *SAE paper*, Paper No: 960633.
- [45] **Ganippa, L. C., Andersson, S., Chomiak, J., Matsson, A.,** 2003. Combustion characteristics of diesel sprays from equivalent nozzles with sharp and rounded inlet geometries, *Combust. Sci. and Tech.* , **175**, 1015-1032.
- [46] **Barths, H., Hasse, C., Peters, N.,** 2000. Computational fluid dynamics modelling of non-premixed combustion in direct injection diesel engines, *Int. J. Engine Research*, **1**, 249-267.
- [47] **Ra, Y., Hruby, E. J., Reitz, R. D.,** 2005. Parametric study of combustion characteristics in a direct-injection diesel homogeneous charge compression ignition engine with a low-pressure fuel injector, *Int. J. Engine Research*, **6**, 215-230.
- [48] **Ra, Y., Reitz, R. D.,** 2011. A combustion model for IC engine combustion simulations with multi-component fuels, *Combustion and Flame*, **158**, 69–90.
- [49] **Ismail, H. M., Ng, H. K., Gan, S.,** 2012. Evaluation of non-premixed combustion and fuel spray models for in-cylinder diesel engine simulation, **Applied Energy**, **90**, 271–279.
- [50] **Jenny, P., Roekaerts, D., Beishuizen, N.,** 2012. Modeling of turbulent dilute spray combustion, *Prog. Energy Combustion Sci.*, **38**, 846-887.
- [51] **Costa, M., Sorge, U., Allocca, L.,** 2011. Numerical study of the mixture formation process in a four-stroke GDI engine for two-wheel applications, *Simulation Model. Practice Theory*, **19**, 1212–1226.
- [52] **Costa, M., Sorge, U., Allocca, L.,** 2012. CFD optimization for GDI spray model tuning and enhancement of engine performance, *Advances Engineering Software*, **49**, 43–53.
- [53] **Prasad, B.V.V.S.U., Sharma, C.S., Anand, T.N.C., Ravikrishna, R.V.,** 2011. High swirl-inducing piston bowls in small diesel engines for emission reduction, *Applied Energy*, **88**, 2355–2367.

- [54] **Lu, X., Han, D., Huang, Z.,** 2011. Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes, *Prog. Energy Combustion Sci.*, **37**, 741-783.
- [55] **Park, S.H., Lee, C. S.,** 2013. Combustion performance and emission reduction characteristics of automotive DME engine system, *Prog. Energy Combustion Sci.*, **39**, 147-168.
- [56] **Zhang, L., Kong, S. C.,** 2009. Modeling of multi-component fuel vaporization and combustion for gasoline and diesel spray, *Chemical Engineering Sci.*, **64**, 3688- 3696.
- [57] **Abani, N., Reitz, R. D.,** 2010. Diesel engine emissions and combustion predictions using advanced mixing models applicable to fuel sprays, *Combustion Theory and Modelling*, **14**, -5-746.
- [58] **Hong, S., Speth, R. L., Shanbhogue, S. J., Ghoniem, A. F.,** 2013. Examining flow-flame interaction and the characteristic stretch rate in vortex-driven combustion dynamics using PIV and numerical simulation, *Combustion and Flame*, **160**, 1381-1397.
- [59] **Ge, H.W., Norconk, M., Lee, S.Y., Naber, J., Wooldridge, S., Yi, J.,** 2014. PIV measurement and numerical simulation of fan-driven flow in a constant volume combustion vessel, *Applied Thermal Engineering*, **64**, 19-31.
- [60] **Höinghaus, K.K., Barlow, R.S., Alden, M., Wolfrum, J.,** 2005. Combustion at the focus: laser diagnostics and control, *Proceedings Combustion Institute*, **30**, 89-123.
- [61] **Peterson, B., Baum, E., Böhm, B., Sick, V., Dreizler, A.,** 2013. High-speed PIV and LIF imaging of temperature stratification in an internal combustion engine, *Proceedings Combustion Institute*, **34**, 3653-3660.
- [62] **Wei, S., Wang, F., Leng, X., Liu, X., Ji, K.,** 2013. Numerical analysis on the effect of swirl ratios on swirl chamber combustion system of DI diesel engines, *Energy Conversion Management*, **75**, 184-190.
- [63] **Li, X., Sun, Z., Du, W., Wei, R.,** 2010. Research and Development of Double Swirl Combustion System For a DI Diesel Engine, *Combust. Sci. and Tech.*, **182**, 1029-1049.
- [64] **Hernandez, J. J., Lapuerta, M., Perez-Collado, J.,** 2006. A combustion kinetic model for estimating diesel engine NO_x emissions, *Combustion Theory Modelling*, **10**, 639-657.
- [65] **Fraioli, V., Beatrice, C., Lazzaro, M.,** 2011. Soot particle size modelling in 3D simulations of diesel engine combustion, *Combustion Theory Modelling*, **15**, 863-892.
- [66] **Hasse, C., Peters, N.,** 2005. Modelling of ignition mechanisms and pollutant formation in direct-injection diesel engines with multiple injections, *Int. J. Engine Research*, **6**, 231-245.

- [67] **Maghbouli, A., Yang, W., An, H., Li, J., Chou, S. K., Chua, K. J.,** 2013. An advanced combustion model coupled with detailed chemical reaction mechanism for D.I diesel engine simulation, *Applied Energy*, **111**, 758–770.
- [68] **Xin, J., Ricart, L., Reitz, R.D.,** 1998. Computer Modeling of Diesel Spray Atomization and Combustion, *Combust.Sci.and Tech.*, **137**, 171-194.
- [69] **Novella, R., García, A., Pastor, J.M., Domenech V.,** 2010 The role of detailed chemical kinetics on CFD diesel spray ignition and combustion modelling, *Mathematical and Computer Modelling* **54**, 1706–1719.
- [70] **Curtis, E. W., Uludogan, A., Reitz, R. D.,** A New High Pressure Droplet Vaporization Model for Diesel Engine Modeling, *SAE Paper*, SAE952431.
- [71] **Uludogan, A., Xin, J., Reitz, R. D.,** Exploring the Use of Multiple Injectors and Split Injection to Reduce DI Diesel Engine Emissions, *SAE Paper*, SAE962058.
- [72] **Soid, S.N., Zainal, Z.A.,** 2011. Spray and combustion characterization for internal combustion engines using optical measuring techniques-A review, *Energy*, **36**, 724-741.
- [73] **Mehregan, M., Moghiman, M.,** 2014. Effect of aluminum nanoparticles on combustion characteristics and pollutants emission of liquid fuels – A numerical study, *Fuel*, **119**, 57–61.
- [74] **Ma, S., Zheng, Z., Liu, H., Zhang, Q., Yao, M.,** 2013. Experimental investigation of the effects of diesel injection strategy on gasoline/diesel dual-fuel combustion, *Applied Energy*, **109**, 202–212.
- [75] **Abagnale, C., Cameretti, M.C., De Simio, L., Gambino, M., Iannaccone, S., Tuccillo, R.,** 2014. Numerical simulation and experimental test of dual fuel operated diesel engines, *Applied Thermal Engineering*, **65**, 403-417.
- [76] **Lu, X., Zhou, X., Ji, L., Yang, Z., Han, D., Huang, C., Huang, Z.,** 2013. Experimental studies on the dual-fuel sequential combustion and emission simulation, *Energy*, **51**, 358-373.
- [77] **López, J.J., Novella, R., García, A., Winklinger, J.F.,** 2013. Investigation of the ignition and combustion processes of a dual-fuel spray under diesel-like conditions using computational fluid dynamics (CFD) modeling, *Mathematical and Computer Modelling*, **57**, 1897–1906.
- [78] **Zhuang, J., Qiao, X., Bai, J., Hu, Z.,** 2014. Effect of injection-strategy on combustion, performance and emission characteristics in a DI-diesel engine fueled with diesel from direct coal liquefaction, *Fuel*, **121**, 141–148.
- [79] **Lee, Y., Huh, K.Y.,** 2013. Numerical study on spray and combustion characteristics of diesel and soy-based biodiesel in a CI engine, *Fuel*, **113**, 537–545.
- [80] **Özener, O., Yükses, L., Ergenç, A. T., Özkan, M.,** 2014. Effects of soybean biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics, *Fuel*, **115**, 875–883.

- [81] **Merola, S.S., Tornatore, C., Iannuzzi, S.E., Marchitto, L., Valentino, G.,** 2014. Combustion process investigation in a high speed diesel engine fuelled with n-butanol diesel blend by conventional methods and optical diagnostics, *Renewable Energy*, **64**, 225-237.
- [82] **Cipolat, D., Valentim, D.,** 2013. Comparison of theoretical and experimental diesel and DME injection spray characteristics, *Fuel Processing Technology*, **107**, 36–43.
- [83] **Park, S. H., Yoon, S. H., Lee, C. S.,** 2011. Effects of multiple-injection strategies on overall spray behavior, combustion, and emissions reduction characteristics of biodiesel fuel, *Applied Energy*, **88**, 88–98.
- [84] **Cowart, J. S., Fischer, W. P., Hamilton, L. J., Caton, P. A., Sarathy, S. M., Pitz, W.J.,** 2013. An experimental and modeling study investigating the ignition delay in a military diesel engine running hexadecane (cetane) fuel, *Int. J. of Engine Research*, **14**, 57–67.
- [85] **Alam, M., Song, J., Zello, V., Boehman, A.,** 2006. Spray and combustion visualization of a direct-injection diesel engine operated with oxygenated fuel blends, *Int. J. Engine Research*, **7**, 503-521.
- [86] **Labeckas, G., Slavinskas, S., Mazeika, M.,** 2014. The effect of ethanol–diesel–biodiesel blends on combustion, performance and emissions of a direct injection diesel engine, *Energy Conversion Management*, **79**, 698–720.
- [87] **Park, S. H., Cha, J., Lee, C. S.,** 2011. Spray And Engine Performance Characteristics of Biodiesel and Its Blends With Diesel And Ethanol Fuels, *Combust. Sci. and Tech.*, **183**, 802–822.
- [88] **Kuti, O. A., Xiangang, W. G., Zhang, W., Nishida, K., Huang, Z. H.,** 2010. Characteristics of the ignition and combustion of biodiesel fuel spray injected by a common-rail injection system for a direct-injection diesel engine, *J. Automobile Engineering*, **224**, 1581-1596.
- [89] **An, H., Yang, W.M., Chou, S.K., Chua, K.J.,** 2012. Combustion and emissions characteristics of diesel engine fueled by biodiesel at partial load conditions, *Applied Energy*, **99**, 363–371.
- [90] **Qi, D.H., Lee, C.F., Jia, C.C., Wang, P.P., Wu, S.T.,** 2014. Experimental investigations of combustion and emission characteristics of rapeseed oil–diesel blends in a two cylinder agricultural diesel engine, *Energy Conversion Management*, **77**, 227–232.
- [91] **Santoso, W. B., Bakar, R. A., Nur, A.,** 2013. Combustion characteristics of diesel-hydrogen dual fuel engine at low load, *Energy Procedia*, **32**, 3–10.
- [92] **Zhou, J.H., Cheung, C.S., Leung, C.W.,** 2014. Combustion, performance and emissions of a diesel engine with H₂,CH₄and H₂-CH₄ addition, *Int. J. Hydrogen Energy*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2013.12.194>.

- [93] **An, H., Yang, W. M., Maghbouli, A., Li, J., Chou, S.K., Chua, K.J., Wang, J.X., Li, L.,** 2014. Numerical investigation on the combustion and emission characteristics of a hydrogen assisted biodiesel combustion in a diesel engine, *Fuel*, **120**, 186–194.
- [94] **Rassweiler, G., Withrow, L.,** Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards, *SAE Technical Paper*, 380139, 1938, doi:10.4271/380139.
- [95] **Stone, R.,** 1999. Introduction to Internal Combustion Engines, Macmillan Press Limited.
- [96] **Brunt, M. and Platts, K.,** 1999. Calculation of Heat Release in Direct Injection Diesel Engines, *SAE Technical Paper*, 1999-01-0187, doi:10.4271/1999-01-0187.
- [97] **Heywood, J.,** 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals, Macgraw-Hill Book Company, NY.
- [98] **Hohenberg, G.,** Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations, *SAE Technical Paper*, 790825, 1979, doi:10.4271/790825.
- [99] **Woschni, G.,** A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, *SAE Technical Paper*, 670931, 1967, doi:10.4271/670931.
- [100] **Annand, W.J.D.,** 1963. Heat Transfer In The Cylinders of reciprocating Internal Combustion Engines, *Proc. I.Mech. E.* , **177**, 973-989.
- [101] **Jiang, X., Siamas, G.A., Jagus, K., Karayiannis, T.G.,** 2010. Physical modelling and advanced simulations of gasliquid two-phase jet flows in atomization and sprays, *Prog. Energy Combustion Science*, **36**, 131-167.
- [102] **Dukowicz, J.K.** 1980. A Particle-Fluid Numerical Model for Liquid Sprays, *J. Comp. Physics*, **35**, 229-253.
- [103] **AVL-FIRE User Guides,** 2013.
- [104] **Schiller, L. and Naumann, A. Z.,** 1933. VDI 77, 318-320.
- [105] **Bekdemir, C.,** 2008, Numerical Modeling of Diesel Spray Formation and Combustion, *Master Thesis*, Eindhoven University.
- [106] **Stiesch, G.,** 2003. Modeling engine spray and combustion processes. Springer, Berlin.
- [107] **Baumgarten, C.,** 2006. Mixture formation in internal combustion engines. Springer, Heidelberg.

- [108] **Wierzba, A.**, 1990. Deformation and breakup of liquid drops in a gas stream at nearcritical weber numbers, *Experiments in Fluids*, **9**, 59-64.
- [109] **Aggarwal, S. K., Peng, F.**, 1995. A Review of Droplet Dynamics and Vaporization Modeling for Engineering Calculations, *J. Engineering Gas Turbines Power*, **117**, 453-461.
- [110] **Birouka, M., Gokalp I.**, 2006. Current status of droplet evaporation in turbulent flows, *Prog. Energy Comb. Sci.*, **32**, 408–423.
- [111] **Dukowicz, J.K.** Quasi-steady droplet change in the presence of convection, informal report Los Alamos Scientific Laboratory, LA7997-MS.
- [112] **Ranz, W. E., Marshall, W. R.** 1952. Evaporation from Drops, *Chem. Eng. Prog.* **48**, 141-146, 173-180.
- [113] **Yeoh, G. H., Tu, J.**, 2010. Computational Techniques for Multi-Phase Flows, Elsevier.
- [114] **Brenn, G., Deviprasath, L.J. and Durst, F.** 2003. Computations and Experiments on the Evaporation of Multi-Component Droplets, *Proc.9th Int. Conf. Liquid Atomiz. Spray Syst. (ICLASS)*, Sorrento (Italy).
- [115] **Fink, C.** 2005. A Multi-Component Evaporation Model for the 3D-CFD-Code FIRE 8 – Development and Validation with Experimental Data, TU Graz.
- [116] **Bogensperger, M.** 1996. A Comparative Study of Different Calculation Approaches for the Numerical Simulation of Thermal NO Formation. Diss. U. Graz.
- [117] **Warnatz, J., Maas, U.** 1993. Technische Verbrennung, Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modelbildung, Schadstoffentstehung. Springer Verlag Berlin Heidelberg.
- [118] **Agafonov G. L., Nullmeier M., Vlasov P. A., Warnatz J. and Zaslonko I. S.**, 2002. Kinetic Modeling of Solid Carbon Particle Formation and Thermal Decomposition during Carbon Suboxide Pyrolysis behind Shock Waves, *Combust. Sci. and Techn.* **174**, 1–29.
- [119] **Appel, J., Bockhorn, H. and Frenklach, M.**, 2000. Kinetic Modeling of Soot Formation with Detailed Chemistry and Physics: Laminar Premixed Flames of C2 Hydrocarbons, *Combust. Flame*, **121**, 122–136.
- [120] **Evlampiev A.V., Frolov S.M., Basevich V.Ya., Belyaev A.A.** 2001. *Chemical Physics Reports*, **20**, 1, 21–27.
- [121] **Wang, H. and Frenklach, M.** 1997. A Detailed Kinetic Modeling Study of Aromatics Formation in Laminar Premixed Acetylene and Ethylene Flames, *Combust. Flame*, **110**, 173–221.
- [122] **Kiefer, J. H., Sidhu, S. S., Kern, R. D., Xie, K, Chen, H. and Harding, L. B.**, 1992 The Homogeneous Pyrolysis of Acetylene II: The High Temperature Radical Chain Mechanism. *Combust. Sci. and Tech.*, **82**, 101–130.

ÖZGEÇMİŞ

Müjdat FIRAT, 1987 yılında Tunceli’ nin Pertek ilçesinde doğdu. İlk ve orta öğrenimini Elazığ’ da farklı okullarda tamamladıktan sonra 2004 yılında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünü kazandı. 2008 yılında lisans eğitimini bitirdikten sonra aynı yıl F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim dalında yüksek lisansa başladı. Lisansüstü eğitimine devam ederken 2009 ocak ayında Batman Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümüne Araştırma Görevlisi olarak atandı. Bu üniversitede dokuz ay görev yaptıktan sonra aynı yıl Kasım ayında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi bölümüne Araştırma Görevlisi olarak atandı. 2010 yılı şubat ayında F.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim dalında doktora öğrenimine başladı. Halen Fırat Üniversitesinde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya devam etmektedir.

İletişim Bilgileri:

Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi

Makine Eğitimi Bölümü

23119, ELAZIĞ

Tel: 0(424) 23-2000/ 4330

e-mail: mujdatfirat@gmail.com