



**TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUNDA YANMA SÜREÇLERİNİN
İNCELENMESİ**

Fethi BALABAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ARALIK 2022

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
 - Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
 - Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
 - Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
 - Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,
- bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Fethi BALABAN

30/11/2022

TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUNDA YANMA SÜREÇLERİNİN İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Fethi BALABAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2022

ÖZET

Geçmişten günümüze kadar teknolojinin gelişmesinin yanı sıra artan petrol fiyatı ve egzoz emisyonlarının küresel ısınmaya doğrudan etkisi dizel motorlarında yeniliğe zorlamıştır. Dizel motorlarda yanmayı iyileştirmek, performansını arttırmak, yakıt tüketimini ve egzoz emisyonlarını azaltmak için pek çok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada elektronik kontrollü enjeksiyonlu, su soğutmalı, normal emişli, tek silindirli bir dizel motorda enjeksiyon süresinin ve sprej açısının dizel motorun yanma ve emisyon karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Çalışmada ilk olarak tek silindirli dizel motorda deneyler yapılmıştır. Yapılan deneylerin ardında Converge CFD yazılımı kullanılarak deney motorunun doğrulama çalışması yapılmıştır. Deney motorunun doğrulaması yapıldıktan sonra farklı enjeksiyon süresi ve sprej açısına göre simülasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda artan enjeksiyon süresi ile birlikte silindir içerisinde silindir içi basıncın, ısı yayılım oranının ve yanma veriminin azaldığı, emisyon değerlerinde ise yine azalmaların olduğu ancak is emisyonunun 8,25 °KMA enjeksiyon süresinde daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Yapılan simülasyon çalışmalarında en yüksek silindir içi basıncın 4 °KMA enjeksiyon süresinde yaklaşık olarak 101 bar (yaklaşık 3,7 °KMA ÜÖNs), en düşük silindir içi basıncın ise 10 °KMA enjeksiyon süresinde yaklaşık olarak 82 bar (yaklaşık 5,1 °KMA ÜÖNs) olarak elde edildiği sonucuna varılmıştır. Sprej açısı analiz sonuçları incelendiğinde en yüksek silindir içi basıncın 77° sprej açısında yaklaşık olarak 86,7 bar, en düşük silindir içi basıncı ise 60° ve 62° sprej açılarında yaklaşık olarak 85,3 bar olarak elde edilmiştir. Emisyon değerleri incelendiğinde ise maksimum HC ve NO_x emisyonlarının 70° sprej açısında, en yüksek is ve CO emisyonları ise 60° ve 62° sprej açılarında meydana geldiği gözlemlenmiştir. 70° sprej açısında daha yüksek açılarda ise emisyonlarda iyileşmeler tespit edilmiştir.

Bilim Kodu : 93008

Anahtar Kelimeler : Dizel motor, yakıt enjeksiyonu, yanma simülasyonu, silindir içi basınç, ısı yayılım oranı

Sayfa Adedi : 135

Danışman : Prof. Dr. Hüseyin Serdar YÜCESU

EXAMINATION OF COMBUSTION IN A SINGLE CYLINDER DIESEL ENGINE

(M. Sc. Thesis)

Fethi BALABAN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2022

ABSTRACT

In addition to the developments in technology from past to present, rising oil prices and exhaust emission direct effect on global warming has imposed modifications on diesel engine. Lots of studies have been done to enhance combustion, increase engine performance, decrease fuel consumption and exhaust emission. In this study, in the electronic controlled injection, water cooled, normally aspirated, single cylinder diesel engine, effect of injection durations and spray angles were researched on the combustion and emission characteristics of diesel engine. In the study, firstly in the single cylinder diesel engine experiments were conducted. Then, the validation study of experiment engine was done using Converge CFD software. Simulation studies were achieved at different injection durations and spray angles. In this study result, it was confirmed that the combustion efficiency decreased due to the decrease in-cylinder pressure and heat release rate with the increase in the injection duration. Also, emission values decreased but highest soot emission value was observed at the 8,25 °CA injection duration. In the simulation studies, the result was that, highest in-cylinder pressure was obtained approximately 101 bar (approximately 3,7 °CA), minimum in-cylinder pressure was obtained approximately 82 bar (approximately 5,1 °CA). With increase to spray angles the changing in-cylinder pressure and heat release rate value extreme differences were not observed. At 77° spray angle, highest in-cylinder pressure was obtained to be approximately 86,7 bar. The minimum in-cylinder pressure was obtained approximately 85,3 bar at 60° and 62° spray angles. It was observed that highest HC and NO_x emissions were obtained at 70°, highest soot and CO emissions were obtained at 60° and 62°. Finally, at greater than 70°, emissions values have improved.

Science Code : 93008

Key Words : Diesel engine, fuel injection, combustion simulation, in-cylinder pressure, heat release rate

Page Number : 135

Supervisor : Prof. Dr. Hüseyin Serdar YÜCESU

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım süresince kıymetli bilgilerinden, fikirlerinden ve tecrübelerinden yararlandığım, beni her konuda yönlendiren ve bana her zaman destek olan tez danışmanım saygıdeğer Prof. Dr. Serdar YÜCESU hocama teşekkürü bir borç bilirim. Kıymetli bilgilerinden ve tecrübelerinden yararlandığım tezimin her adımında bana katkıda bulunan, CONVERGE CFD programını Sayın Dr. Serdar HALİS hocama teşekkür ederim. Hem yüksek lisans hem lisans eğitimim süresince desteklerini esirgemeyen Gazi Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümünün kıymetli personeline teşekkür ederim. Yüksek Lisans tez çalışmamda kullandığım CONVERGE CFD programının ücretsiz lisansını ve teknik destek sağlayan Convergent Science şirketine teşekkür ederim. Ayrıca yüksek lisans eğitimim süresince görev aldığım TÜBİTAK-1001 projesi ile bana burs desteği sağlayan ya TÜBİTAK'a teşekkür ederim.

Bu zamana gelene kadar hayatım boyunca benim her zaman arkamda, beni destekleyen, maddi ve manevi anlamda desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen annem, babam ve ablama çok teşekkür ediyorum.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
RESİMLERİN LİSTESİ	xii
SİMGELER ve KISALTMALAR	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. DİZEL MOTORLAR.....	3
2.1. Dizel Motorun Çalışma Prensipleri.....	4
2.1.1. İki zamanlı dizel motorlar	4
2.1.2. Dört zamanlı dizel motorlar	7
2.1.3. Dizel motorlarda supap zamanlaması	8
2.2. Dizel Motorlarda Karışım Oluşumu ve Sprey Yapısı	9
2.3. Dizel Motorlarda Yanma	11
2.3.1. Tutuşma gecikmesi.....	13
2.3.2. Ön karışımlı yanma safhası	15
2.3.3. Difüzyon yanma safhası	15
2.3.4. Son yanma safhası.....	17
2.3.5. Dizel motorlarda yanmaya etki eden faktörler.....	17
2.4. Dizel Motorlarda Yanma Odaları	20
2.4.1. Dizel motorlarda yanma odası tasarımını etkileyen faktörler	21

	Sayfa
2.4.2. Bölüntülü tip yanma odaları	23
2.4.3. Doğrudan enjeksiyonlu yanma odaları.....	26
2.4.4. Dizel motorlarda yanma odası geometrileri	28
2.5. Dizel Yakıt.....	29
2.6. Dizel Yakıt Enjeksiyon Sistemleri	39
2.6.1. Dizel yakıt enjeksiyon sisteminin görevleri	42
2.6.2. Sıralı tip pompa sistemi.....	44
2.6.3. Birim enjektörlü sistem	45
2.6.4. Birim pompalı sistem	46
2.6.5. Common-rail yakıt enjeksiyon sistemi.....	47
3. LİTERATÜR	49
4. MATERYAL ve METOD	77
4.1. Deneysel Çalışma ve Kullanılan Cihazlar	78
4.1.1. Deney motoru	78
4.1.2. Yakıt enjeksiyonun sistemi	79
4.1.3. Dinamometre.....	82
4.1.4. Hava akış ölçüm sistemi	83
4.1.5. Egzoz emisyon ölçüm cihazları	85
4.1.6. Diğer test cihazları ve donanımlar	87
4.2. Simülasyon Çalışması	91
4.2.1. RNG k-epsilon modeli	93
4.2.2. KH-RT sprey parçalanma modeli	95
4.2.3. SAGE yanma modeli	99
4.2.4. TAB damla sürüklenme modeli	101

	Sayfa
4.2.5. Rebound/Slide damla-duvar etkileşim modeli.....	104
4.2.6. NTC damlacık çarpışma modeli	106
4.2.7. O'Rourke&Amsden ısı transfer modeli	108
4.2.8. Termal NO _x emisyon modeli	108
4.2.9. Hiroyasu is oluşum modeli	112
4.2. Simülasyon Modelinin Doğrulama İşlemleri.....	115
5. BULGULAR ve TARTIŞMA	119
5.1. Enjeksiyon Süresi	119
5.2. Sprey Açısı.....	123
6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	127
KAYNAKLAR	129
ÖZGEÇMİŞ	135

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Dizel Fuel Oil, ASTM D 975-04a sınıflandırması	30
Çizelge 2.2. No 1 ve No 2 dizel yakıtının hidrokarbon yüzde olarak hacimce dağılımı.	31
Çizelge 2.3. EN 590 dizel yakıt standartları	32
Çizelge 3.1. Yeniden girişi yanma odası konfigürasyonları	54
Çizelge 3.2. NEDC döngüsüyle elde edilen 14 mod noktası	64
Çizelge 3.3 Çalışmada kullandıkları yanma odası geometrisi konfigürasyonları.....	66
Çizelge 3.4. Merkezi başlık parametrelerinde değişimlerle oluşturulan LSCS yanma odası geometrileri.....	72
Çizelge 4.1. Deneyde kullanılan dizel motorun teknik özellikleri.....	79
Çizelge 4.2. Egzoz emisyon cihazlarının teknik özellikleri	86
Çizelge 4.3. Egzoz emisyon cihazı ölçüm aralığı ve hassasiyeti	86
Çizelge 4.4. KISTLER 6056A teknik özellikleri	87
Çizelge 4.5. Veri aktarım kartı teknik özellikleri.....	90
Çizelge 4.6. Amplifikatör ayarı için kullanılan koşullar.....	91
Çizelge 4.7. Sayısal model simülasyon şartları.....	116

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. İki zamanlı dizel motorların çalışma prensibi	5
Şekil 2.2. (a) Döngü süpürmeli iki zamanlı dizel motor (b) Doğru akım süpürmeli iki zamanlı dizel motor (c) Doğru akım süpürmeli karşıt pistonlu iki zamanlı dizel motor.....	6
Şekil 2.3. Dizel motorlarda dört zaman çevrimi	7
Şekil 2.4. Dört zamanlı dizel motorun supap zaman diyagramı	9
Şekil 2.5. Dizel motorlarda yakıt spreyinin yapısı.....	10
Şekil 2.6. Dizel motorlarda karışım oluşumu ve yanmanın alt sistemleri	12
Şekil 2.7. Krank açısına bağımlı olarak püskürtülen yakıtın kütleli oranı, ısı yayılım oranı ve silindir basıncı grafiği.....	13
Şekil 2.8. Silindir içerisindeki hava girdap hareketi	22
Şekil 2.9. Yanma odası içerisindeki radyal hava hareketi	22
Şekil 2.10. Ön yanma odalı tip yanma odası	24
Şekil 2.11. Türbülans odalı yanma odası	25
Şekil 2.12. Enerji hazneli tip yanma odası.....	26
Şekil 2.13. Direkt enjeksiyonlu yanma odaları	26
Şekil 2.14. MAN- M tipi yanma odası.....	27
Şekil 2.15. No 2 dizel yakıtına ait distilasyon eğrisi	35
Şekil 2.16. Dizel yakıt enjeksiyon sisteminin gelişimini etkileyen temel faktörler	40
Şekil 2.17. Dizel motorlarda kullanılan yakıt enjeksiyon sistemleri	41
Şekil 2.18. Çoklu yakıt enjeksiyonu seçimleri.....	43
Şekil 2.19. (a) Eksenel pistonlu dağıtıcı pompası (b) Radyal pistonlu dağıtıcı pompası	44
Şekil 2.20. Birim enjektör sistemleri	46
Şekil 2.21. Birim pompa sistemi.....	47

Şekil	Sayfa
Şekil 2.22. Common-rail yakıt enjeksiyon sistemi	48
Şekil 3.1. Seçilen yanma odası geometrileri	52
Şekil 3.2. Yanma odası geometrisi parametreleri	57
Şekil 3.3. Oluşturulan yanma odası geometrisi konfigürasyonları	58
Şekil 3.4. Çalışmada kullandıkları yanma odası geometrileri	59
Şekil 3.5. Çalışmada kullandıkları girdap odalı yanma odası geometrisi	61
Şekil 3.6. 15.5:1 Sıkıştırma oranına göre tasarladıkları yanma odası geometrileri.....	63
Şekil 3.7. Optimizasyonda kullanılan yanma odası geometrisi parametreleri.....	68
Şekil 3.8. Çalışmada kullandıkları yanma odası geometrileri	69
Şekil 3.9. Çalışmada kullandıkları yanma odası geometrileri	71
Şekil 3.10. LSCS yanma odası geometrisindeki bölünmüş akış oluşum parametreleri .	73
Şekil 4.1. Deney düzeneğinin şematik gösterimi.....	77
Şekil 4.2. Deney motorunun yanma odası geometrisinin modellenmiş hali.....	78
Şekil 4.3. Deney kullanılan enjeksiyon sistemi şeması	80
Şekil 4.4. Laminer akış sisteminin şeması ve karakteristiği	84
Şekil 4.5. Çalışmada kullanılan yanma odası geometrisinin modeli	92
Şekil 4.6. Kelvin Helmholtz-Rayleigh Taylor sprengi parçalanma modeli.....	96
Şekil 4.7. Dinamik sürtünme modeli Taylor analogisi	102
Şekil 4.8. Altı farklı temel bölüntü boyutlarında gerçekleştirilen analiz sonuçları	116
Şekil 4.9. Deneysel ve simülasyon verilerinin karşılaştırması	117
Şekil 5.1. Farklı enjeksiyon sürelerinde silindir içi basıncın krank mili açısına göre değişimi.....	120
Şekil 5.2. Farklı enjeksiyon sürelerinde ısı yayılım oranının krank mili açısına göre değişimi.....	120
Şekil 5.3. Farklı enjeksiyon sürelerinde kümülatif ısı yayılım oranının krank mili açısına göre değişimi.....	121

Şekil	Sayfa
Şekil 5.4. Farklı enjeksiyon sürelerinde HC, CO, NO _x ve is emisyonları krank mili açısına göre değişimi.....	123
Şekil 5.5. Farklı sprey açılarında silindir içi basıncın krank mili açısına göre değişimi	124
Şekil 5.6. Farklı sprey açılarında ısı yayılım oranının krank mili açısına göre değişimi	125
Şekil 5.7. Farklı sprey açılarında kümülatif ısı yayılım oranının krank mili açısına göre değişimi.....	125
Şekil 5.8. Farklı sprey açılarında HC, NO _x , CO ve is emisyonlarının krank mili açısına göre değişimi.....	127



RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. (a) Kare tip yanma odası (b) Yarı küresel tip yanma odası (c) Toroyidal tip yanma odası (d) Sığ derinlikli tip yanma odası	28
Resim 4.1. Yakıt enjeksiyon sistemi kontrolcü kartları	80
Resim 4.2. Yüksek basınç yakıt pompası.....	81
Resim 4.3. Enjektörü motora sabitlemek için üretilen aparat	82
Resim 4.4. Deneyde kullanılan Cussons P8160 dinamometresi.....	83
Resim 4.5. Egzoz emisyon ölçüm cihazları	85
Resim 4.6. KISTLER 6056A silindir içi basınç sensörü.....	87
Resim 4.7. Silindir içi basınç sensör konumu ve montajı	88
Resim 4.8. Enkoderler ve motor bağlantısı	89
Resim 4.9. Deneylerde kullanılan veri aktarım kartı ve bağlantı soketi	89
Resim 4.10. Deneylerde kullanılan yanma analiz cihazı.....	90

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

$ a_i $	Damlacık yavaşlaması
A_i	Frekans faktörü
A_{so}	Ölçüm faktörü
B_o	Model sabiti
$\bar{c}_{p,j}$	j türünün sabit basınçta molar özgül ısısı
C	İntegral sabiti
C_{bl}	Parçalanma uzunluğu sabiti
C_d	Sürtünme katsayısı
C_F	Model sabiti
C_k	Model hızı
$C_{\varepsilon 1}$	Sıkıştırma ve genişleme işlemleri için model sabiti
$C_{\varepsilon 2}, C_{\varepsilon 3}$	Model sabiti
C_p	Model sabiti
C_s	Model sabiti
C_μ	Model sabiti
d_o	Nozul delik çapı
D_s	Nominal is partikül çapı
D_t	Türbülans difüzyonu
d_o	Nozul delik çapı
E_i	Aktivasyon enerjisi
F	Kuvvet
$ F_{D,i} $	Sürüklenme kuvveti büyüklüğü

Simgeler

Açıklamalar

$\bar{h}_j$	j türünün molar özgül entalpisi
H	Hidrojen
H_π	Tabaka yüksekliği
k	Isı iletkenlik kat sayısı
k	Türbülans kinetik enerjisi
k_{KH}	Kelvin-Helmholtz dalga sayısı
k_{RT}	Rayleigh-Taylor dalga sayısı
k_{fi}, k_{ri}	i reaksiyonu için ileri ve geri hız kat sayısı
$k_{R1,f}$	R1 ileri reaksiyon oran sabiti
$k_{R1,r}$	R1 geri reaksiyon oran sabiti
$k_{R2,f}$	R2 ileri reaksiyon oran sabiti
$k_{R2,r}$	R2 geri reaksiyon oran sabiti
$k_{R3,f}$	R3 ileri reaksiyon oran sabiti
$k_{R3,r}$	R3 geri reaksiyon oran sabiti
K_{ci}	Denge kat sayısı
K_o	Eşitlik sabiti
K_{OH}	Hidroksit eşitlik sabiti
K_t	Türbülans iletkenliği
K_A, K_B, K_T, K_Z	Oran sabiti
K_o, K_1	Bessel fonksiyonları
L_b	Sprey parçalanma uzunluğu
m	Kütle
M_{cand}	Tahmin edilen çarpışma çiftlerinin sayısı
M_{call}	Tahmin edilen çarpışma sayısı
M_d	Yakıt sprej damlasının kütlesi
M_s	Toplam is partikül çapı

Simgeler**Açıklamalar**

$\dot{M}_s$	Oksidasyon hızı
N_2	Nitrojen
N_p	Hücredeki bölge sayısı
NO	Azot oksit
N	Damlacık sayısı
N	Azot
O	Oksijen
OH	Hidroksit
O_2	Oksit
P_g	Gaz basıncı
Pr_k	Türbülans kinetik enerjisi Prandtl sayısı
P_{O_2}	Atmosferdeki oksijen kısmi basıncı
Pr_ϵ	Türbülans kinetik enerjisi dağılımı Prandtl sayısı
Pr_m	Moleküler Prandtl sayısı
Pr_t	Türbülans Prandtl sayısı
q	Bir bölgedeki damlacık sayısı
q_i	i' inci reaksiyon için ilerleme hızı
r	Yakıt sprey damla çapı
r_c	Damlacık yarıçapı
r_i, r_j	Bölgedeki damla yarıçapları
r_p	Temel bölgedeki damla yarıçapı
r_o	Bozulmamış damlacık yarıçapı
R	Akış gerilim hızı etkisi
R_u	Üniversal gaz sabiti
Re_l	Sıvı yakıt Reynold sayısı
Re_g	Gaz Reynold sayısı
R_{total}	Net reaksiyon oranı

Simgeler**Açıklamalar**

S	Yüzey alanı
S	Kullanıcı tarafından belirlenen kaynak terimi
S_{ij}	Temel gerilim oranı tensörü
S_s	Sprey fazı etkileşimleri kaynak terimi
Sc_t	Türbülans Schmidt sayısı
T	Taylor sayısı
T_i	Sıcaklık üssü
T	Sıcaklık
T_w	Duvar sıcaklığı
T_f	Akışkan sıcaklığı
$\tilde{u}_i$	Sıkıştırılabilir akış için tercih edilen ortalama hız
u_i	Anlık hız
u'_i, u'_j	Alt sistem hız bileşenleri
u_τ	Kayma hızı
U	Yakıt sprej jetinin hızı
U_i	Yakıt sprej damlacığının bağıl hızı
U_{rel}	Gaz bağıl hızı
U_r	Sıvı yakıt ve gaz arasındaki bağıl hız
ν_g	Gaz bozulma hızı
ν'_{ji}	i reaksiyon ve j türü için girenlerin stokiyometrik kat sayısı
ν''_{ji}	i reaksiyon ve j türü için ürünlerin stokiyometrik kat sayıları
ν_{ji}	toplam oran ifadesi
V_n	Yakıt sprej jetinin yüzeye göre normal hız bileşenleri
$V_{n,o}$	Çıkan yakıt sprej jetinin yüzeye göre normal hız bileşenleri

Simgeler

Açıklamalar

$V_{n,i}$	Giren yakıt sprey jetinin yüzeye göre normal hız bileşenleri
V	Silindir hacmi
ω	Damlacık osilatör frekansı
$\dot{\omega}_j$	j türünden net üretim oranı
ω_{KH}	Kelvin-Helmholtz büyüme hızı
ω_{RT}	Rayleigh-Taylor büyüme hızı
We_c	Damlacık Weber sayısı
We_g	Gaz Weber sayısı
We_i	Damlanın giriş Weber sayısı
We_l	Sıvı yakıt Weber sayısı
We_o	Damlanın çıkış Weber sayısı
x	Yer değiştirme miktarı
x_i	Her parselin karakteristiği
X	A reaksiyon kümelerinin oranı
$[X_j]$	j türünden molar yoğunluk
y	Boyutsuz yer değiştirme
$y(t)$	Zamana göre boyutsuz yer değiştirme
y^+	Boyutsuz normal koordinat
Z	Ohnesorge sayısı
β	Model kat sayısı
ρ	Yoğunluk
ρ_{form}	İs oluşum türleri yoğunluğu
ρ_g	Gaz yoğunluğu
ρ_L	Sıvı yakıt yoğunluğu
ρ_s	İs yoğunluğu
ρ_{form}	İs oluşum türleri yoğunluğu

Simgeler

Açıklamalar

ε	Türbülans kinetik enerjisi dağılımı
λ_{KH}	Kelvin-Helmholtz dalga boyu
Λ_{KH}	Kelvin-Helmholtz dalga uzunluğu
Ω_{KH}	Kelvin-Helmholtz maksimum büyüme hızı
Ω_{RT}	Rayleigh-Taylor maksimum büyüme hızı
σ	Yakıt sprej damlasının yüzey gerilimi
$\sigma_{i,j}$	İki damlanın çarpışma kesiti
δ_{ij}	Kronecker delta
η	Türbülans ortalama gerilim zaman ölçeği oranı
η_o	Sabit nokta denge değeri
$\tau_{i,j}$	Reynold gerilimi
μ	Dinamik viskozite
μ_g	Gaz dinamik viskozitesi
μ_l	Sıvı yakıt dinamik viskozitesi
μ_m	Moleküler dinamik viskozite
μ_t	Türbülans viskozitesi
κ	Von Karman sabiti
$v_{i,j}$	İki damla arasındaki bağıl hız
ψ	Damlanın yüzeyden ayrılma açısı
χ_j	j türünden kimyasal sembol
Υ	0-1 arasında rastgele bir sayı

Kısaltmalar**Açıklamalar**

AÖN	Alt ölü nokta
ASTMD	American Society for Testing and Materials
CFD	Computational Fluid Dynamic
CO	Karbon monoksit
DC	Doğru akım
DSCS	Double swirl combustion system
EGR	Egzoz gazı geri dönüşü
EVC	Egzoz supabı kapanması
EVO	Egzoz supabı açılması
FSCS	Forced swirl combustion system
HC	Hidrokarbon
IPC	Emme supabı kapanması
IVO	Emme supabı açılması
K	Kelvin
KH	Kelvin-Helmholtz
KMA	Krank mili açısı
LSCS	Lateral swirl combustion system
mm	milimetre
MPa	Megapaskal
NTC	Negatif sıcaklık katsayısı bölgesi
PCCI	Premixed charge combustion ignition
RANS	Reynolds-averaged & Navier-Stokes
RNG	Re-Normalization Group
RT	Rayleigh-Taylor
SCR	Seçici katalitik indirgeme
SF	İs oluşumu
SO	İs oksidasyonu
SOI	Enjeksiyon başlangıcı
TAB	Taylor Analogy Breakup
TRCC	Toroidal yeniden girişli yanma odası
ÜÖN	Üst ölü nokta
ÜÖNö	Üst ölü noktadan önce

Kısaltmalar**Açıklamalar****ÜÖNs**

Üst ölü noktadan sonra

YEB

Yakıt enjeksiyon başlangıcı

YEK

Yakıt enjeksiyonu kapanması



1. GİRİŞ

Geçmişten günümüze kadar teknolojinin gelişmesiyle dünyada birçok sanayi alanında rekabet ortamı artmış ve bu rekabet ortamında ayakta kalmanın tek yolu eldeki kaynaklardan ve araçlardan yararlanarak kullanılmakta olan sistemi çağın gerekliliklerine uygun hale getirilmesidir. Burada en etkili neden insanoğlunun ihtiyaçlarının ve isteklerinin tarihten günümüze kadar sürekli olarak artması olarak gösterilmektedir. Tüm sektörlerinin yanı sıra özellikle otomotiv endüstrisi de bu gelişim ve değişimlerden önemli derecede etkilenmiştir.

İçten yanmalı motorlarda performansı, emisyonları, yakıt ekonomisini, konforu geliştirmek amacıyla ek sistemler geliştirilmiş ve pek çok modifikasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. İçten yanmalı motorlarda bu özelliklerin hepsini karşılayabilmek için motor yanma odası içerisinde yanma karakteristiğinin iyileştirilmesi gerekmektedir.

İçten yanmalı motorlarda yanma karakteristiğini iyileştirmek amacıyla birçok modifikasyon işlemi yapılabilmektedir. Bu modifikasyonlardan biri de yanma odası geometrisinin modifikasyonudur. İçten yanmalı motorlarda verimli bir yanma elde edilebilmesi için yanma odası içerisinde yeterli türbülans hareketi sağlanarak hava-yakıt ikilisinin homojene yakın bir karışım oluşturması sağlanmalıdır. Bu amaçla farklı yanma odası geometrisi tasarımlarının modifikasyonu üzerine yapılan çalışmalar önem kazanmıştır.

Teknolojideki gelişmelerden nasibini alan bilgisayar teknolojisi yanma odası geometrisi tasarımları üzerine yapılan modifikasyon çalışmalarını önemli derecede etkilemiş ve hızlandırmıştır. Yapılan çalışmalarda temel bir yanma odası geometrisinde deneysel çalışmalar gerçekleştirilerek sanal ortamda doğrulama çalışması yapılmaktadır. Doğrulama çalışmasının ardından farklı şekillerde yanma odası geometrileri tasarlanarak sanal ortamda analizleri gerçekleştirilmektedir. Bu sayede uygun yanma odası geometrisi kolayca seçilerek farklı yanma odası geometrileri üretilmemiş olur ve maliyet ve zaman bakımından tasarruf edilmiş olmaktadır.

Bu tez çalışmasında ilk olarak dört zamanlı, tek silindirli, su soğutmalı, direkt enjeksiyonlu, normal emişli bir dizel motorun TÜBİTAK-1001 projesi kapsamında yakıt enjeksiyon sistemi değiştirilmiştir. Burada mekanik enjektör kullanılan sistemin yerine, yüksek basınç pompası, common-rail hattı, elektronik kontrollü enjektör eklenerek motorun modifiye

işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu modifikasyon ile silindir içerisine alınan yakıt miktarı, püskürtme basıncı gibi parametreleri kolayca değiştirilebilmektedir. Ayrıca sistemin enjeksiyon basıncı arttırılarak daha iyi atomizasyon ve daha düzgün yanma karakteristiği sağlanmış olmaktadır.

Modifikasyon işleminin tamamlanmasıyla tek silindirli, elektronik kontrollü, doğrudan enjeksiyonlu dizel motorda deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada farklı devirlerde sistemin silindir içi basıncı gerilimi ölçülmüş ve yanma analiz cihazı ile bilgisayara aktarılmıştır. Alınan verilerden silindir içi basınç, ısı yayılım oranını ve kümülatif ısı yayılım oranının hesaplanması, MATLAB programında hazırlanan bir yazılım aracılığıyla yapılmıştır.

Deneysel çalışmanın bitmesiyle yanma odası geometrisi Solidworks tasarım programında üç boyutlu olarak tasarlanmıştır. Tasarımı yapılan bu motorun temel yanma odası geometrisi CONVERGE CFD yazılımı kullanılarak yanma analizi simülasyonu gerçekleştirilmiş ve elde edilen verilerin deneysel verilerle uyumluluğuna bakılmıştır.

Doğrulama çalışmasının ardında farklı temel yanma odası geometrisinde enjeksiyon süresi, sprey açısı gibi parametreler değiştirilerek CONVERGE CFD yazılımı kullanılarak yanma analizleri gerçekleştirilmiştir.

Yanma analizi sonucunda ilk olarak deneysel ve simülasyon verilerini doğrulamak amacıyla 0-720 °KMA arasındaki her krank açısı derecesi için silindir içi basınç, ısı yayılım oranı, kümülatif ısı yayılım eğrileri oluşturulmuş ve uygunlukları kontrol edilmiştir. Daha sonra modifikasyon durumları için yine 0-720 °KMA arasındaki her krank açısı derecesi için de karakteristik eğriler oluşturulmuştur. Daha sonra oluşturulan bu eğrilerden yanma odası geometrisinde ve yanmaya etki eden parametrelerdeki değişimler sonucunda motor performansının nasıl değiştiği incelenerek yorumlanmıştır.

2. DİZEL MOTOR

İçten yanmalı motorların araçlarda kullanım serüveni ilk olarak 1863 yılında Fransız Etienne Lenoir tarafından geliştirilen gaz motoruyla tahrik verdiği bir aracın test sürüşüyle başlamaktadır. Ardından bu güç sisteminin kullanımının pek de uygun olmadığı kanıtlanmıştır. Daha sonra Nicolas August Otto'nun geliştirmiş olduğu sıvı yakıt ile çalışan manyetik ateşlemeli motorların kullanımı yaygınlaşmaya başlamışına rağmen manyetik ateşlemeli bu tip motorların verimleri oldukça düşüktü. Ardında 19. yy'ın sonlarına doğru Alman makine mühendisi Rudolf Diesel daha yüksek verime sahip hava püskürtme enjeksiyonlu kararlı bir içten yanmalı motor geliştirmeyi ve seri üretime uygun hale getirmeyi amaçlamıştır. Bu amaçla 1890 yılında ilk olarak teorik çalışmalarını tamamlayarak, 1892 yılında 'Yeni Rasyonel Termal Motorlar' için patent başvurusunda bulunmuştur. Ancak Rudolf Diesel'in geliştirdiği bu motor başlangıçta kâğıt üzerinde teorik bir çalışmaydı. Bu nedenle hesaplamaları birçok defa doğrulansa da üreticiler Rudolf Diesel'in motorunun teknik özellikleri konusunda şüpheci yaklaşmışlar ve teorik çalışmadan tatmin olmamışlardı. 1897 yılına gelindiğinde Alman Maschinen-Fabrik Augsburg-Nürnberg (MAN) şirketi ile Dr. Rudolf Diesel yaptıkları ortak çalışma ile 4,5 ton ağırlığında ve 5 metre yüksekliğindeki ilk dizel motorun prototipini yapmışlardır. Ancak yapılan bu prototip dizel motor henüz kara taşıtlarında kullanım için uygun görülmemiştir [1]. İlk olarak 20. yüzyılın başlarında Dr. Rudolf Diesel'in çalışmaları kullanılarak oluşturulan düşük hızlı doğal emişli dizel motor, deniz tahrik uygulamalarında kullanılmıştır. Daha sonra 1914-18 yılları arasında savaşların başlaması, dizel motorların kara taşıtlarında kullanılmasını sağlamak amacıyla çok daha yüksek verimli yüksek hızlı dizel motorların geliştirilmesi hız kazanmıştır. Birinci Dünya Savaşı devam ederken Prosper L'Orange karayolu taşıtlarında kullanılmak üzere dizel motor geliştirme çalışmalarına devam etmiştir. 1923 yılında karayolu taşıtları için üretilen dört silindirli, ön yanma odalı, 45-50 BG arasında güç dağıtan ilk dizel motor 5 tonluk kamyonlara montajı gerçekleştirilmiştir. 1930'lu yılların ortalarına doğru kamyon ve otobüs gibi kara taşımacılığında kullanılan taşıtların kullanımına uygun ilk yüksek hızlı doğal emişli dizel motorlar tanıtılmıştır. Benz, Daimler ve Man ticari araçlar için dizel motor üretimi gerçekleştirmişlerdir. Geliştirilen turbo şarjlı dizel motorlar, lokomotiflerde kullanılan verimsiz gaz akış motorlarının yerine kullanılmaya başlanmıştır. İkinci Dünya Savaşının başlamasıyla süper şarj dizel motorların yeni uçak motoru olarak kullanılması ivme kazanmaya başlamıştır. Teknolojinin daha da gelişmesiyle dizel motorlar, gelişimini sürdürürken kullanım alanlarını da genişlemiştir [1-3].

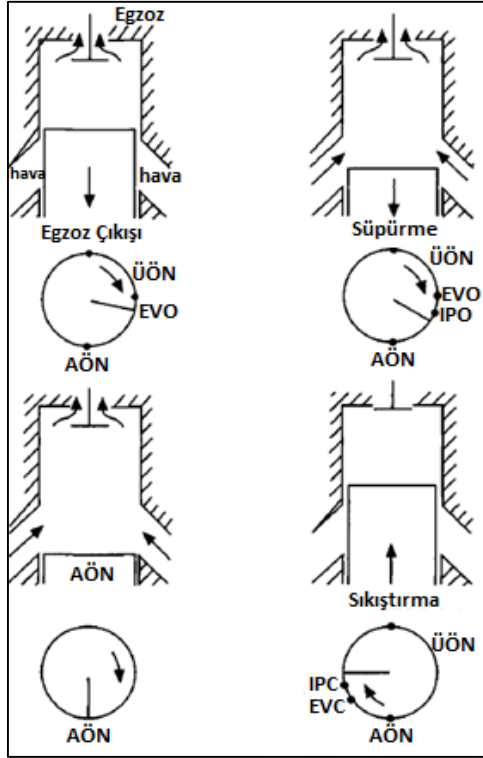
2.1. Dizel Motorun Çalışma Prensibi

Dizel motorlar, motorun her devrinde bir işin yapıldığı iki zamanlı ve motorun her iki devrinde bir işin elde edildiği dört zaman prensibine göre çalışmaktadır. Aşağıdaki bölümlerde iki zamanlı ve dört zamanlı motorların çalışma prensipleri ayrıntılı olarak açıklanacaktır.

2.1.1. İki zamanlı dizel motorlar

İki zamanlı dizel motorlar 1950-60 yıllarında küçük kararlı motorlar, traktör motorları ve ticari araçlarda kullanılsa da, gerek motor ömrü, gerek yağlama yağı tüketimi gerekse emisyon değerlerinin karşılanamaması nedeniyle günümüzde binek ve ticari araçlarda tahrik amacıyla kullanılmamaktadır. Bu dezavantajların yanı sıra tork karakteristiği, ağırlık-güç oranı, soğuk çalıştırma davranışı, egzoz emisyonları oluşum koşulları açısından, düşük yakıt tüketimli, bir ila üç silindirli motorlarda kullanımının uygun olacağı görülmüştür [4,6].

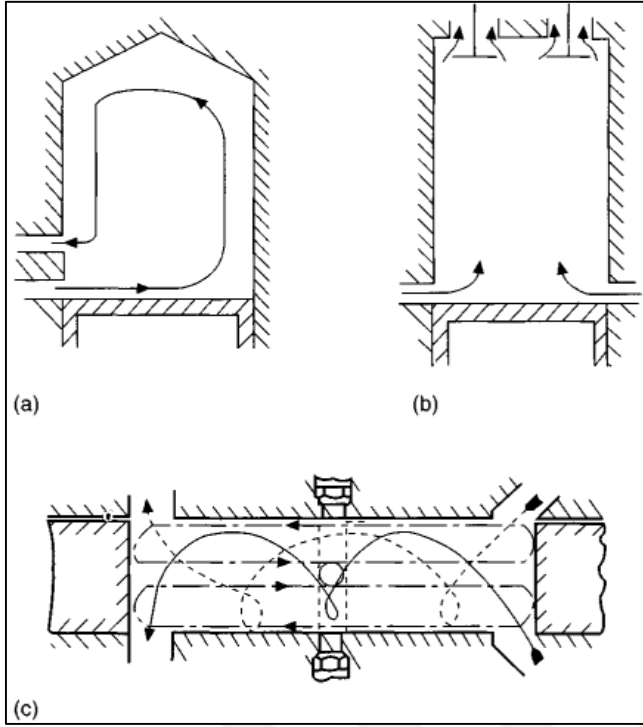
İki zamanlı dizel motorlarda yanma süreçlerinin seçimi büyük ölçüde süpürme işlemi yaklaşımından etkilenmektedir. Burada yanma işlemi, krank milinin her devrinde piston üst ölü nokta bölgesinde meydana gelmektedir. Şekil 2.1’de görüldüğü üzere silindir içerisinde piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya hareketiyle öncelikle emme portunu daha sonrada egzoz portunu kapatmaktadır. Ardından piston üst ölü noktaya vardığında sıkışmış havanın üzerine yakıtın püskürtülmesiyle silindir içerisindeki yüksek basınçtan dolayı hava-yakıt karışımı tutuşur ve silindir içerisinde basınç ve sıcaklık yükselmeye başlar. Yükselen silindir içi basınçla birlikte piston alt ölü noktaya doğru hareket ederek alt ölü noktaya gelmeden 45-50 °KMA önce egzoz portu açılır ve yanmış hava-yakıt karışımı dışarı atılmaktadır [5].



Şekil 2.1. İki zamanlı dizel motorların çalışma prensibi [4]

Burada kullanılan emme portları ve egzoz valflerinin tasarımlarıyla silindir içerisinde girdaplı bir akış oluşturmak oldukça basittir. Bu oluşturulan girdap egzoz portlarının önüne yerleştirilen valfler yardımıyla motor yükünün ve hızının bir fonksiyonu olarak etkilenebilmekte ve bu sayede dört zamanlı direkt enjeksiyonlu motorlarla benzer yanma süreçleri kullanılabilmektedir [4].

İki zamanlı motorlar, Şekil 2.2’de görülen döngü süpürmeli motorlar, doğru akım süpürmeli tek pistonlu motorlar ve doğru akım süpürmeli karşıt pistonlu motorlar olarak üç alt grupta incelenmektedir.



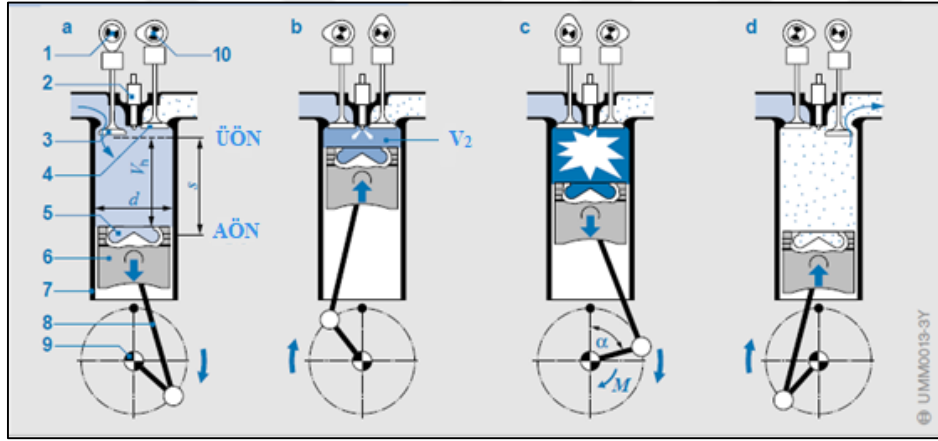
Şekil 2.2. (a) Döngü süpürmeli iki zamanlı dizel motor (b) Doğru akım süpürmeli iki zamanlı dizel motor (c) Doğru akım süpürmeli karşıt pistonlu iki zamanlı dizel motor [2]

Döngü süpürmeli iki zamanlı dizel motorlar, hem emme hem de egzoz işleminin tek bir piston yardımıyla portlar vasıtasıyla kontrol edilebilen en basit iki zamanlı motor türlerindendir. Bu motorlarda emme işleminin sonunda dolgunun homojenliği düşük olmaktadır. Diğer bir iki zamanlı motor tiplerinden olan doğru akım süpürmeli tek pistonlu motorlarda hava, genellikle piston kontrollü portlar yardımıyla silindir içerisine alınırken, yanmış hava-yakıt karışımları kam milinden hareket alan egzoz supabından dışarı atılmaktadır. Bu tip iki zamanlı motorlarda havanın emme portlarından üst ölü noktaya doğru silindir boyunca hareketi, yanma ürünleriyle karşım oluşumundan ziyade fiziksel olarak yer değiştirmeye neden olması nedeniyle süpürme işlemi için tercih edilmektedir. Bu yüzden süpürme işlemi sonuna doğru daha homojen bir dolgu oluşumu sağlanmaktadır. Bu tip motorlar genellikle, kararlı ve iki zamanlı deniz motorlarında kullanılmaktadır. Diğer bir iki zamanlı motor tipi olan doğru akım süpürmeli karşıt pistonlu motorlarda karşıt piston setleri dişli vasıtasıyla bağlanan iki krank mili yardımıyla veya karşıt pistonların üst sıralarının hareketlerini bir çapraz başlıklı, biyel kolu yan boşluğu mekanizması yardımıyla tek krank miline iletilen bir işaret, krank mili tarafından kontrol edilmektedir. Bu tip motorlarda asimetrik zamanlama, emme ve egzoz portlarını kontrol eden krankların uygun hareketiyle elde edilmektedir. Bu iki zamanlı motorlar, büyük boyutlu düşük hızlı deniz ve

daha küçük boyutlu orta hızlı deniz motorlarında kullanılmaktadır. Ancak demir yolu ve karayolu taşımacılığında kullanılmamaktadır [2].

2.1.2. Dört zamanlı dizel motorlar

Günümüzde kullanılan dizel motorların çoğunda yanma işlemi, krank milinin her iki devrinde ve üst ölü nokta bölgesinde meydana gelmekte ve emme, sıkıştırma, yanma ve egzoz olmak üzere dört zaman prensibiyle çalışmaktadır. Bu tip motorlarda emme ve egzoz supapları, silindir içerisine alınan havayı ve yanma sonucunda oluşan egzoz gazlarının dışarı atılmasını kontrol etmektedir [2]. Ayrıca burada her bir emme ve egzoz portunda bir ya da iki tane supap bulunabilmektedir.



Şekil 2.3. Dizel motorlarda dört zaman çevrimi[1]

Günümüzde yaygın olarak kullanılan dört zamanlı dizel motorlarda Şekil 2.3'te görüldüğü üzere emme zamanında piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareket eder ve emme supabının açılmasıyla silindir içerisine yalnızca hava girişi sağlanmış olur. Daha sonra piston ÜÖN'ya doğru hareket ederek ÜÖN'ya gelmeden önce yakıt sıkışan havanın içerisine püskürtülür ve oluşan bu hava-yakıt karışımı, sıkıştırma zamanının sonlarına doğru yüksek sıcaklık ve basıncın etkisiyle tutuşur ve yanma işlemi başlamış olur. Yanma işlemi sırasında basıncın aşırı bir şekilde yükselmesiyle piston alt ölü noktaya doğru hareket etmeye zorlanır. Ardından pistonun ÜÖN'ya hareket etmesiyle yanmış hava-yakıt karışımı, iş zamanının sonuna doğru açılan egzoz supabında dışarıya atılmaktadır.

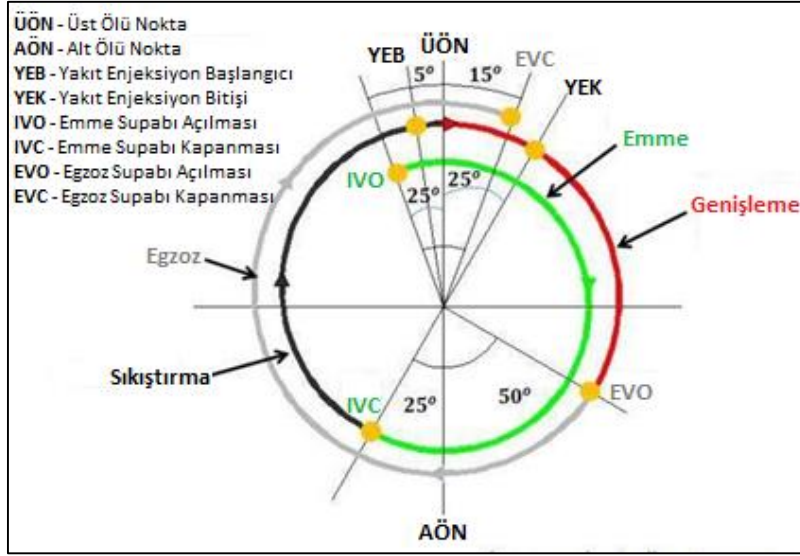
Genel olarak dizel motorlarda kendiliğinden tutuşmanın gerçekleşebilmesi için silindiri içerisinde sıkışan havanın basınç ve sıcaklığının buji ateşlemeli motorlara göre çok daha yüksek olması gerekmektedir [5]. Bu nedenle buji ateşlemeli motorlara nazaran dizel motorlarda sıkıştırma oranı daha yüksek ve teorik olarak 16:1 ve 24:1 aralığında olmaktadır. Dizel motorların sıkıştırma oranındaki artış ile beraber silindir içerisindeki basınç ve sıcaklık artarken, yakıtın kendiliğinden tutuşma ve sıkıştırma oranının çok yüksek olmasından dolayı vuruntu olasılığı artacaktır [6].

2.1.3. Dizel motorlarda supap zamanlaması

Dizel motorlarda kam millerindeki emme ve egzoz kamları, kam milinin krank milinden aldığı hareketle dönerek sırasıyla emme ve egzoz kamlarını açar ve kapatır. Bu işlem supap zamanlaması olarak adlandırılmaktadır. Tek kam miline sahip motorlarda ise bu işlem külbütör mekanizmasıyla sağlanmaktadır. Ayrıca bu supap zamanlaması krank milinin dönüş açısı olarak da belirtilmektedir.

Dört zamanlı motorlarda, krank milinin iki tur dönmesiyle bir iş yapılmış olmaktadır. Bu yüzden krank ve kam milleri arasındaki aktarım 2:1 oranında gerçekleşmektedir. İki zamanlı motorlarda ise krank milinin her dönüşünde bir iş yapılmış olmaktadır [1].

Gerçek bir dizel motor çevriminde emme ve egzoz supaplarının açılma-kapanma ve yakıtın enjeksiyonu süreçleri tam ÜÖN ve AÖN’da gerçekleşmemektedir. Motordan en iyi verimi ve yüksek performans elde etmek amacıyla supaplar, ÜÖN ve AÖN’ya gelmeden önce ve sonra açılıp kapanmaktadır. Şekil 2.3’te normal emişli dizel motorların supap diyagramı görülmektedir.

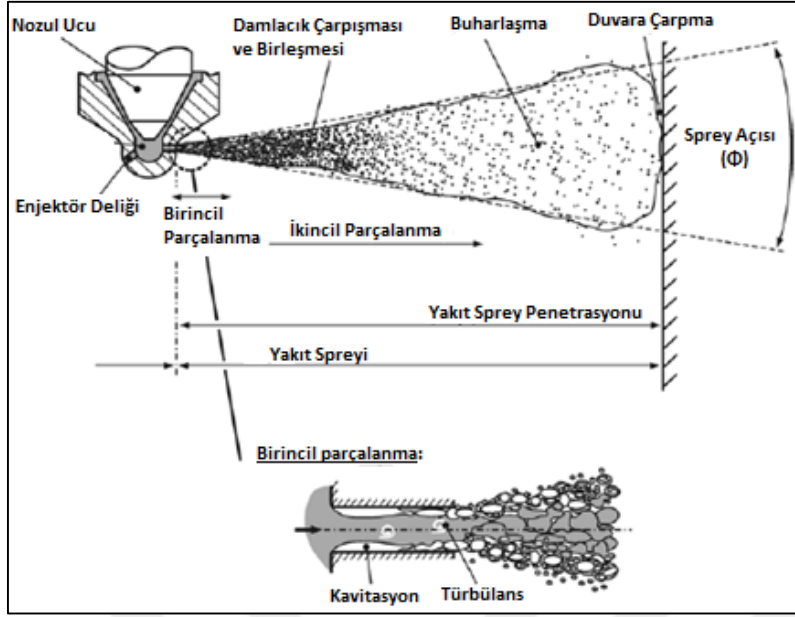


Şekil 2.4. Dizel motor supap diyagramı

İki zamanlı dizel motorlarda ise yanma odası içerişine hava-yakıt karışımının alınması işlemi ve yanma sonucunda oluşan emisyonların egzoz portundan dışarı atılması işlemleri AÖN civarında meydana gelmektedir [5].

2.2. Dizel Motorlarda Karışım Oluşumu ve Sprey Yapısı

Dizel motorlarda karışımın oluşumunda, yanma odasındaki hava hareketinin yanı sıra esas etkiyi yakıt enjeksiyonu oluşturmaktadır. Burada iyi bir karışım oluşumu için enjeksiyon sistemi, enjeksiyon basıncının oluşturulması, yakıt ölçümü, yakıt spreyinin dağılmasının sağlanması, spreyin hızlı yayılmasını sağlama, püskürtülen yakıtın yanma odası içerisindeki sıkışmış hava ile karışması gibi görevleri yerine getirmek zorundadır [3]. Dizel motorlarda karışım oluşumuyla optimum bölgesel hava-yakıt karışımını oluşturmak ve bu hava-yakıt karışımının yanma odasında optimum dağılımını sağlamak hedeflenmektedir. Bu sayede optimizasyon ile düşük yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarının yanında motordan maksimum verim elde edilmiş olacaktır [7]. Dizel motorlarda yakıt yüksek basınçla enjektörden yanma odası içerişine püskürtülmektedir. Şekil 2.5'te yakıtın, enjeksiyon nozulundan yüksek basınçta çıktıktan sonraki yapısı görülmektedir [8].



Şekil 2.5. Dizel motorlarda yakıt spreynin yapısı [9]

Yakıt sprej jeti Şekil 2.5'te görüldüğü gibi nozul deliğinden çıktıktan sonra konik şeklini almaya başlamaktadır. Yanma odası içerisindeki havanın sürüklenme hareketiyle birlikte yakıt spreji, nozul akış yönünde ilerleyerek seyreltilmiş tam koni bir sprej şekline dönüşmektedir. Bu tam koni yakıt sprej jetinde sıvı kütle, ağırlıklı olarak püskürtme ekseninde civarında yoğunlaşırken, sprej jetinin dış bölgelerinde daha çok yakıt buharları bulunmaktadır. Şekil 2.5'te görüldüğü gibi yakıt nozul deliğinde yüksek enjeksiyon basıncının etkisiyle oluşan kavitasyonlar görülmektedir. Bu kavitasyonların yoğunluğu ve yapısı nozul geometrisine ve enjeksiyon basıncı sınır koşullarına bağlı olmaktadır. Nozul deliğindeki kavitasyonlar, enjektörlere yapısal olarak zarar verir ve motor performansında da azalmaya neden olur. Daha sonra yanma odası içerisindeki yüksek basınçtan dolayı kavitasyonlar patlayarak birincil parçalanmaya katkıda bulunmaktadır. Yakıt spreji, nozul deliğinden çıktıktan sonra yanma odasında ilerlemesi esnasında yakıt jeti yüzey gerilimi, enjektör nozul geometrisinin oluşturduğu kuvvetler ve aerodinamik kuvvetlerin etkisiyle yakıt damlalarına parçalanmaktadır. Yakıt sprejinin, bu yakıt damlalarına parçalanma işlemi birincil parçalanma olarak adlandırılmaktadır. Daha sonra birincil parçalanma sonucunda oluşan yakıt damlacıkları ve yakıt damlacıklarını çevreleyen gaz arasındaki bağıl hızın sebep olduğu aerodinamik kuvvetlerin etkisiyle Şekil 2.5'te görüldüğü gibi daha küçük yakıt damlacıklarına ayrılması, ikinci parçalanma olarak adlandırılmaktadır. Bu aerodinamik kuvvetler, yakıt damlacığının yüzeyinde dengesiz dalga büyümeleri oluşturarak, ikincil parçalanmaya neden olmaktadır. Yakıt sprej jetinin ikincil parçalanmasının ardından yakıt

damlacıkları daha da küçülerek yakıt buharlarına dönüşür ve hava ile karışmaya başlar. Yakıt damlacıklarının buharlaşması, yakıt sprey parçalanması ve hava-yakıt karışımının oluşumu gibi tutuşma, yanma ve emisyonların oluşumunda önemli bir yer almaktadır [3,9].

Yanma odası içerisindeki aerodinamik kuvvetler sprey jetinin yavaşlamasına neden olmaktadır. Nozul ucundaki yakıt parçacıkları yüksek sürüklenme kuvvetine maruz kalır ve bu yakıt parçacıkları daha sonraki damlacıklardan daha yavaşlardır. Bu nedenle nozul deliği ucundaki yakıt damlacıkları sürekli yenilenerek sprey penetrasyonu arttırılmaktadır. Bu yakıt spreyi penetrasyonu, nozul deliğinden yanma odası duvarları arasındaki mesafeyle sınırlanmaktadır. Yakıt sprey penetrasyon mesafesi, yüksek enjeksiyon basıncı, daha uzun enjeksiyon süresi ve daha düşük gaz yoğunluklarının etkisiyle yanma odası duvarlarına çarpar ve yanma odası duvarlarında yakıt filmlerinin oluşmasına neden olmaktadır.

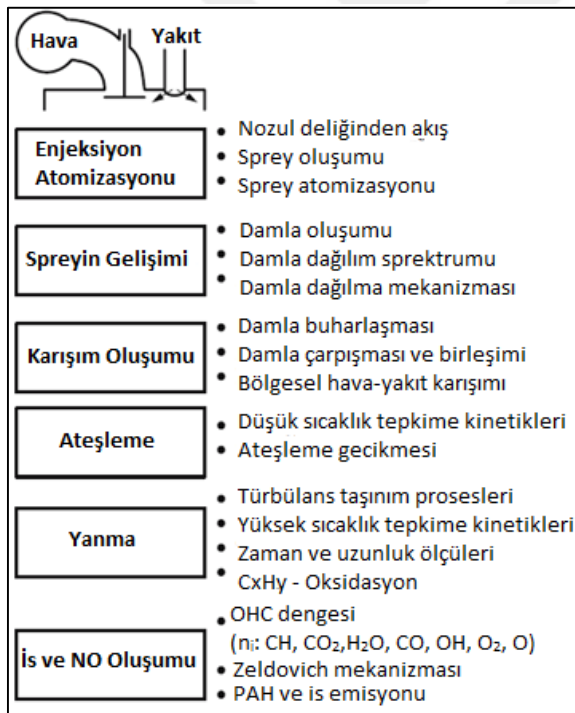
2.3. Dizel Motorlarda Yanma

Yanma, bir yakıtın oksitleyici ile birlikte yüksek miktarda enerji vererek gerçekleştirdiği oksitlenme tepkimesi olarak açıklanmaktadır. Bu oksitlenme tepkimeleri kimyasal bir olaydır ve bunun sonucunda ısı açığa çıkmaktadır. Yanma işlemlerinde oksitleyici olarak genellikle, serbest halde olması ve kolay bulana bilmesi gibi avantajlarıyla hava kullanılsa da, kesme ve kaynak gibi havanın kullanılmasına gerek olmadığı bazı özel işlemlerde saf oksijen kullanılmaktadır. Yanma işlemi sürecinde, hava içerisinde bulunan azot, inert gaz olarak davranmasından dolayı çok az miktarda NO_x oluşturması haricinde diğer elementlerle tepkimeye girmemektedir. Bunun yanında hava içerisindeki su buharı, yanma odası içerisindeki yüksek sıcaklığın etkisiyle beraber H_2 ve O_2 ile H , O ve OH şeklinde ayrılmaktadır [10].

Yanma odasında hava ile yakıtın oksitlenme tepkimesi sonucunda yakıt içerisindeki tüm yanabilen bileşenlerin tamamen yanması durumu tam yanma işlemi olarak açıklanmaktadır. Oksijen azlığında dolayı ya da yanma işlemi için gerekenden fazla havanın da etkisiyle yakıtın tam olarak yanmamış olması ise eksik yanma ile açıklanmaktadır. Eksik yanma işleminde oksijen daha çok hidrojen ile birleşme eğilimindedir. Bu nedenle eksik yanma işleminde bile yakıt içerisinde bulunan hidrojen tamamen yanarak H_2O 'ya dönüşmektedir. Ayrıca eksik yanmayla birlikte yakıt içerisindeki karbonun bir kısmı CO dönüşürken bir kısmı da is olarak yanma odasından atılmaktadır. Buradan hareketle tam yanma ya da ideal

yanma için yakıt ile havanın stokiyometriğe yakın karışması gerekmektedir. Yakıtın tam yanması için gereken minimum hava miktarı ile tamamen yanması sırasında görülen ideal yanma süreci ise stokiyometrik yanma süreci olarak açıklanmaktadır [10].

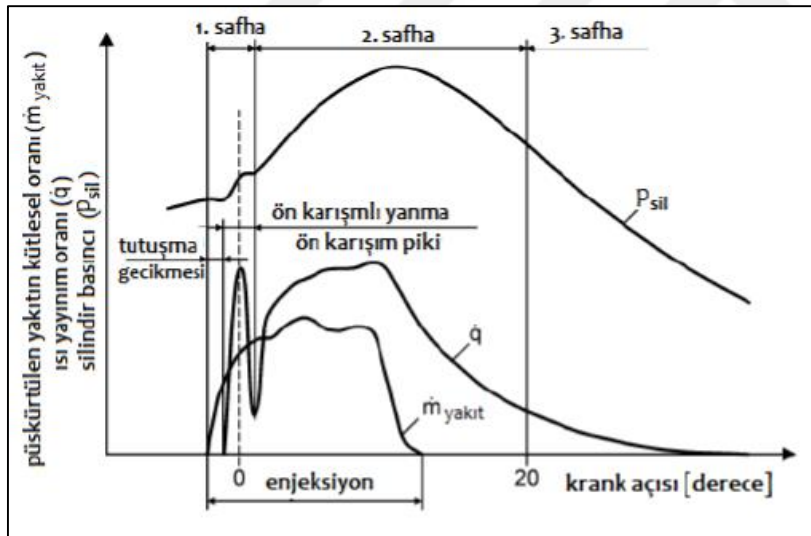
Dizel motorlarda yanma süreçleri, yanma ve homojen karışım oluşumuyla beraber karakterize edilmektedir. Bu yanma süreçleri, araştırmacıların gelişmiş teknolojik girişimlerine rağmen hala gizemini korumaktadır. Yanma işleminin bu karmaşık yapısına rağmen araştırmacılar yanma odası içerisine yerleştirdikleri optik pencereler vasıtasıyla yanma süreçlerini incelemeye çalışmışlardır. Ancak yanma odası içerisinde yanma sonucunda oluşan yoğun is optik pencerelerde birikerek ışığın geçişini engeller ve bu nedenle gözlem yapmayı zorlaştırmaktadır. Dizel motorlarda karışım oluşumu ve yanma Şekil 2.6’da gösterilen alt sistemler ile açıklanmaktadır [7].



Şekil 2.6. Dizel motorlarda karışım oluşumu ve yanmanın alt sistemleri [9]

Yanma işlemi, yüksek basınç ile yakıtın, piston üst ölü noktaya gelmeden önce yanma odası içerisinde sıkışan havaya enjekte edilmesiyle oluşan hava-yakıt karışımının, yanma odası içerisindeki yüksek sıcaklık ve basıncın etkisi sonucunda kendiliğinden tutuşmasıyla açıklanmaktadır. Ancak yakıtın yanma odası içerisine enjekte edilmesiyle hava-yakıt karışımı hemen tutuşmamaktadır. Hava-yakıt karışımının tutuşabilmesi için yakıtın

buharlaşması, ardından hava ile uygun şekilde karışması ve ön karışimli faza geçebilmesi için gerekli olan tutuşma gecikmesi süresinin geçmesi gerekmektedir. Tutuşmanın başlayabilmesi için gerekli zaman geçtikten sonra stokiyometrik hava-yakıt karışımı bölgelerinde tutuşma kendiliğinden başlamaktadır. Tutuşma işlemi, tutuşma gecikmesi süresince hava-yakıt karışımının hazırlanmasıyla çok hızlı bir şekilde ilerlemektedir. Biriken bu hava-yakıt karışımı bitene kadar yanma, sıcaklık ve basıncın ani yükselmesiyle hızlanmaktadır. Basınç ve sıcaklıktaki bu ani artış dizel yanma gürültüsünün ana nedenlerindendir. Yakıt spray jeti çekirdeğinde yanamayacak kadar zengin bölgeler bulunurken, çevresi ise yanmanın gerçekleşemeyeceği kadar fakirdir. Bundan dolayı yanma süreci yavaşlamaya başlar ve bu yanma süreci, sürüklenen hava ve yanıcı bir karışımın olduğu hız vasıtasıyla kontrol edilmektedir. Yakıt enjeksiyon işleminin tamamlanmasıyla, yüksek motor yüklerinde düşük yüklere nazaran yanma odası içerisinde hava olmamasından dolayı yanma hızı kademeli olarak sıfıra düşmektedir. Dizel motorlarda yanma süreçleri Şekil 2.7’de şematik olarak gösterilmiştir [2,9,11].



Şekil 2.7. Krank açısına bağlı olarak püskürtülen yakıtın kütle oranı, ısı yayılım oranı ve silindir basıncı grafiği [18]

2.3.1. Tutuşma gecikmesi

Yukarıda Şekil 2.7’de görüldüğü gibi yanma odası içerisine yakıtın enjekte edilmesinden yanma işleminin başlamasına kadar olan süreç tutuşma gecikmesi olarak adlandırılmaktadır. Tutuşma gecikmesi süresince yakıtın, buharlaşması, yanma odası içerisinde sıkışmış hava ile karışması ve kendiliğinden tutuşma başlamadan önce ön alev reaksiyonlarına dâhil

olması gerekmektedir. Burada havanın sıcaklığı, buharlaşmayı ve ön alev reaksiyonlarını hızlandırdığı için çok önemlidir [2]. Ayrıca dizel spreylerdeki bu gecikme ortam sıcaklığının ve basıncının önemli bir fonksiyonudur. Tutuşma gecikmesi periyodu fiziksel ve kimyasal gecikme olarak iki kısımda incelenmektedir. Tutuşma gecikmesi süresince, yakıt spray jetinin dağılması ve damlacık oluşumu, püskürtülen yakıtın ısıtılması ve buharlaşması, karışımın tutuşması için gerekli olan buharlaştırılan yakıtın havaya difüzyonu gibi yanıcı yakıtın oluşmasına sebep olan tutuşma gecikmesinin ilk periyodu fiziksel gecikme olarak adlandırılmaktadır. Tutuşma gecikmesinin ikinci kısmı olan kimyasal süreç ise hidrokarbonların daha hafif bileşenlerine ayrıştırılması ve ayrıştırılan bu bileşenlerin oksitleyici ile yapacağı kimyasal reaksiyonların önceden hazırlaması gibi kendiliğinden tutuşmaya yol açan kimyasal süreçlerden oluşmaktadır [12].

Tutuşma gecikmesi süreci, yanma süreçleri, mekanik gerilimler, motor gürültüsü ve egzoz emisyonlarına etkisi bakımından önemli bir yere sahiptir. Ayrıca tutuşma gecikmesi yakıtın, yanma odasında hareket edebilmesi, hava ile stokiyometriğe yakın bir karışım oluşturmaya, buharlaşması ve hava-yakıt karışımının yanma işleminin başlamasına kadar ısıtılması gibi süreçler için de önem arz etmektedir. Kısa tutuşma gecikmesi yüksek setan sayısına sahip yakıtlarda görülmektedir. Ayrıca enjeksiyon başlangıcında yanma odası içerisindeki artan sıcaklık ve sıkıştırma oranında görülen artışla birlikte tutuşma gecikmesi önemli derecede azaltılmaktadır. Kısa tutuşma gecikmesi ile birlikte yanma odası içerisine oldukça az yakıt enjekte edilir ve yanmanın başlayacağı zamana kadar yakıt, fiziksel ve kimyasal olarak optimize edilmektedir. Bu kısa ateşleme gecikmesi, enjeksiyon başlangıcındaki yüksek gaz sıcaklığı ve basıncı, püskürtülen yakıtın güçlü atomizasyonu ve hava-yakıt arasındaki yüksek bağıl hız gibi fiziksel etkiler ve yüksek setan sayısı, enjeksiyon başlangıcında yüksek yakıt sıcaklığı, yüksek gaz sıcaklığı ve basıncı gibi kimyasal etkiler ile elde edilmektedir. Uzun tutuşma gecikmesi süresi ile de yanma odası içerisinde yakıt ve havanın karışması için daha çok zaman olduğu bilinmektedir. Dizel motorlarda yakıtın kalitesi, basınç ve sıcaklık tutuşma gecikmesini etkileyen en önemli faktörlerdendir. Silindir içerisindeki yüksek sıcaklık ve basıncın etkisiyle tutuşma gecikme süresi kısaltılmaktadır. Tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıtın miktarındaki değişim ise tutuşma gecikmesi süresinde bir etkiye sahip değildir. Yakıt damlacıklarının buharlaşmasının belli bir süre aldığı bilinmektedir. Yakıt spray damlacığının etrafında püskürtme işleminin ardından buhar tabakası oluşmakta ve bu nedenle yanma, bu oluşan buhar tabakasında başlamaktadır. Yanma işleminden sonraki yakıt damlacıklarının buharlaşması, tutuşma gecikmesine etki

etmemektedir. Dolayısıyla buharlaşma işleminin tutuşma gecikmesi süresine etkisi çok fazla olmamaktadır [11].

Dizel motorlarda kısa ateşleme gecikmesi ile birlikte yanma odasına yanmanın başlamasına kadar fiziksel ve kimyasal olarak optimize edilen az miktarda yakıt püskürtülmektedir. Ateşlemeden sonra ise bu silindir içi basınç ve sıcaklığında nominal bir artış sağlamaktadır. Yanma gürültüsüne neden olan silindir içi basınç artışı ve maksimum basınç, kısmen düşük seviyelere ayarlanmaktadır. Yanmanın kısmen düşük silindir içi basınç ve sıcaklıkta meydana gelmesinden dolayı özgül yakıt tüketimi ve is oluşumu yüksek olmaktadır [11,12].

2.3.2. Ön karışımli yanma safhası

Fiziksel ve kimyasal tutuşma gecikmesi süresince oluşan hava-yakıt karışımı, bu yanma safhasında çok hızlı ve yüksek enerji dönüşümüyle beraber yanmaya başlamaktadır. Bu yüzden bu yanma süreci buji ile ateşlemeli motorların yanmasına benzetilmektedir. Bu hızlı ve yüksek enerji dönüşümü nedeniyle tutuşma gecikmesi süresince yanma odası içerisinde biriken hava-yakıt karışımı tamamen yanana kadar, basınç ve sıcaklık Şekil 2.7’de görüldüğü üzere ani bir şekilde yükselmektedir [2]. Bu yüzden bu safha kontrolsüz yanma safhası olarak da adlandırılmaktadır. Bu basınçtaki ani artışı, yakıtın atomizasyon derecesi, tutuşma gecikmesi süresince enjekte edilen yakıt miktarı, tutuşma gecikmesi süresince hava-yakıt karışımının uygunluğu gibi faktörler etkilemektedir [11]. Yanma odasının içerisindeki bu ani basınç ve ısı yayılım oranındaki artış genellikle dizel motorlarda görülen yanma gürültüsüne neden olmaktadır. Bu yanma gürültüsü, başlangıçta yalnızca yaklaşık %5’lik düşük miktarda yakıtın enjekte edilmesiyle gerçekleşen pilot enjeksiyonla azaltılabilmektedir. Bu süreç temel olarak düşük kimyasal süreçlerle kontrol edilmektedir. Ek olarak bu süreçte kimyasal reaksiyonun hızı ve tutuşma gecikmesi boyunca oluşan hava-yakıt karışımının miktarı ile yanma süresince açığa çıkan ısının hızı kontrol edilmektedir. Bu safhada enjeksiyon süresindeki değişim basınç artış hızını etkileyebilmektedir [9,12].

2.3.3. Difüzyon yanma safhası

Yanmanın bu safhası, yanma odası içerisinde mevcut olan aleve sürekli yakıt enjekte edilmesi nedeniyle oluşan homojen olmayan hava-yakıt karışımı ve sıcaklık ile karakterize edilmektedir. Bu safhada da ön karışımli yanma safhasında olduğu gibi en yavaş süreç olan

karişım oluşım sũreci ile kontrol edilmesi nedeniyle karişım kontrollũ yanma safhası olarak da adlandırılmaktadır. Difũzyon yanma safhasında şekil 2.7’de gũrũldũğũ ũzere sıcaklık ve basıncağaki artıştan dolayı kimyasal reaksiyonun hızı da çok hızlıdır. Yakıt ile hava önceden karişmış olmadığından dolayı karişım oluşumu ve reaksiyon aynı anda meydana gelmektedir. Bu karişım oluşım devam etmesi, yanma sũresini ve egzoz emisyonlarının oluşumunu etkilemektedir. Ayrıca n karişımlı yanma safhasının sona ermesinin ardından geriye kalan yanmamış ya da kısmi yanmış yakıt bu yanma safhasına katılmaktadır. Bu sũrete yakıt enjeksiyonu, enjekte edilen yakıt spreyinin parçalanması, karişım oluşumu ve egzoz emisyonlarının oluşumu aynı zamanda gerçekleşmektedir [9].

Bu yanma safhası, yanma odası içerisinde maksimum sıcaklığın meydana gelmesi sonucunda karakterize edilmektedir. Yanma odası içerisine yakıt enjeksiyonunun tutuşma başlamadan önce başlaması durumunda difũzyon yanma safhasının gelişimini, n yanma safhasında oksijen bulamayan yakıt sprey damlacıkları belirlemektedir. Bu yanma safhasında basınç eğrisinin gelişimini, yakıt pũskũrtme hızı, yanma odası içerisindeki hava hareketi, pistonun konumu etkilemektedir. Burada yakıt enjeksiyon hızı, özellikle yanma odası içerisinde hala oksijen bulunuyorsa çok etkili olmaktadır. Yanma odası içerisindeki hava hareketi, yakıt ile havanın uygun bir şeklide karişabilmesi için çok önemlidir. Bu hava hareketi de motor hızına ve yanma odasının şekline bağlıdır. Bu yanma safhasının başlangıcının pistonun ŬN’dan sonraki konumlarında meydana gelmesi durumunda hacimdeki değişimin basınç ũzerinde etkisi daha belirgin olmaktadır. Burada yanma odasında sıkışmış havaya pũskũrtũlen yakıtın tutuşabilmesi için sıkışan havanın yeterince sıcak olması gerekmektedir. Burada hava ile karişan yakıtın tutuşabilmesi için optimum koşulların sağlanması, sonraki yanma fazları için bir n şarttır [11,12].

Yanma sırasında pistonun AN’ya doğru hareket etmesiyle birlikte yanan karişımın oluşturduğu gaz kuvvetlerinin etkisi sonucunda yanan karişım, yanma odası duvarlarında vorteksler oluşurmaktadır. Oluşan bu vorteksler belirli koşullar altında yanma odası içerisinde tũrbũlans oluşturarak yakıt ile havanın iyi bir şekilde karişmasının sağlayarak is emisyonlarının oluşumunu engellemektedir. Ayrıca önceden pũskũrtũlen yakıtın kendiliğinden tutuşmasının ardından yanma odası içerisinde yakıt, ısı alarak buharlaşabileceği kritik basınç ve sıcaklık sınırını aşabilmektedir. Bu kritik basınç ve sıcaklığın etkisiyle eğer yanma odası içerisinde oksijen yetersiz ise yakıt piroliz ile yakılmaktadır [12].

2.3.4. Son yanma safhası

Bu safhada yanma odası içerisindeki oksijenin azalmasıyla alev cephesindeki basınç ve sıcaklık aşırı bir şekilde azalır ve buna bağlı olarak kimyasal reaksiyonlar yavaşlamaktadır. Bu yüzden difüzyon yanması, artan reaksiyon kinetikleri tarafından kontrol edilmektedir. Ana yanma safhasından sonra yakıt enjeksiyonu tamamlanmış olsa da yanma işlemi bu süreçte hala devam etmektedir. Yanma odası içerisinde sona doğru yanmamış yakıtın dönüşümü azalırken, ana yanma safhası süresince yetersiz oksijen nedeniyle oluşan ara ürünler, bu son yanma safhası süresince oksitlenmektedir. Özellikle bu son yanma safhası, is emisyonunun oksidasyonu için çok önemlidir. Yanma süresince üretilen isin %90'ından fazlası bu safhada parçalanmaktadır [7]. Bu yanma sürecinde yanma odası içerisindeki sıcaklıklar, is emisyonların oksidasyonu için yüksek olmalıdır. Çünkü is emisyonlarının oksidasyonu 1300 K'nin altındaki sıcaklık değerlerinde çok yavaş olmaktadır [9,12].

2.3.5. Dizel motorlarda yanmaya etki eden faktörler

Püskürtme avansı

Dizel motorlarda sabit motor hızında ve hava-yakıt oranında piston ÜÖN'dan sonra 10-15 °KMA noktasında püskürtme avansı ve verimi en uygun olmaktadır. Yakıtın püskürtmesinin erkene alınmasıyla bu süreç içerisinde basınç ve sıcaklığın düşük olmasından dolayı tutuşma gecikmesi süresi uzayacak ve hava-yakıt karışımının oluşumu çok zaman alacaktır. Püskürtme avansının geçte alınması durumunda ise yakıtın tutuşması, piston ÜÖN'dan uzaklaştığında meydana gelecektir. Bu nedenle yanma odası içerisindeki basınç yükselme hızının artmasına rağmen ortalama efektif basınç azalacak ve buna bağlı olarak yanma verimi de düşecektir. Bu durum ise motorun sert çalışmasına neden olmaktadır [6,14,75,76].

Motor hızı

Dizel motorlarda motor hızının tutuşma gecikmesi süresi üzerinde önemli bir etkiye sahip değildir. Bu nedenle yanma işleminin başlarında karışım hareketini etkileyen asıl faktör yanma odasının tasarımıdır. Yanma odası içerisinde girdap hareketinin olmadığı durumlarda karışım oluşum hızı motor hızından bağımsız olmaktadır. Yüksek motor hızlarında tutuşma gecikme süresi daha büyük olacağından dolayı gecikme süresince daha fazla yakıt enjekte

edilecektir. Düşük motor hızlarında ise tutuşma gecikmesi süresince daha az yakıt birikeceğinden dolayı basınç yükselme hızı da miktarı da daha az olacaktır [6,14,75,76].

Hava-yakıt oranı

Yanma odası içerisine alınan hava ile püskürtülen yakıt miktarıyla hesaplanan hava-yakıt oranının basınç eğrisi üzerinde direkt bir etkisi bulunmamaktadır. Yanma odası içerisindeki hava-yakıt oranının azalmasıyla silindir duvar sıcaklıkları azalacağından dolayı tutuşma gecikmesi süresi artabilmektedir. Bu nedenle düşük hava-yakıt oranlarında uygun püskürtme karakteristiğini elde edebilmek oldukça zor olmaktadır [14,75,76].

Sıkıştırma oranı

Motorun sıkıştırma oranının tutuşma gecikmesi üzerinde etkisi net olmamaktadır. Sıkıştırma oranı, silindir içerisinde maksimum basıncın daha erken ve daha yüksek değerde olmasına neden olmaktadır. Motorlarda sıkıştırma oranındaki artış ile birlikte silindir içi basınç ve sıcaklığı artacağından dolayı tutuşma gecikmesinin kısaldığı söylenmektedir [14,75,76].

Giriş basıncı

Motorda giriş basıncındaki artış ile beraber tutuşma gecikmesi azalmaktadır. Burada genel olarak azalma yanma odası içerisindeki sıcaklık artışından kaynaklanmaktadır. Ayrıca giriş basıncında görülen artış ile birlikte yanma odasına giren dolgu miktarında da artış olacağından, daha fazla yakıtın yanma odasına püskürtülmesiyle güçte artırılmış olacaktır. Ancak burada maksimum basıncında doğal olarak arttığı bilinmelidir [6].

Yakıt miktarı

Yakıt miktarı ile beraber dizel motorlarında güç ayarlanabilmektedir. Maksimum güç durumunda basınç ve sıcaklık yüksek olduğundan dolayı çok az miktardaki yakıt bile püskürtme işlemindeki mekanik problemlerin aşılmasıyla yüksek bir ısı verimle yanmaktadır. Ancak bu durumda uygun karışım sağlanamaması nedeniyle is emisyonları ve silindir içerisinde karbon birikintilerinde artış görülecektir. Ayrıca basınç ve sıcaklıktaki artış ile birlikte yanma odası içerisinde birden fazla noktada yanma aynı anda

başlayabileceğinden dolayı alev hızı problemi ortadan kalkmış olacaktır. Kısa tutuşma gecikmesi süresince yanma odasına daha az yakıt enjekte edileceğinden dolayı basınç artış hızı azalacaktır. Kalan yakıt ise difüzyon yanma safhasında yanma odasına püskürtülmesiyle maksimum basınç arttırılabilecektir. Yakıt enjeksiyon süresinin tutuşma gecikmesi süresinden daha kısa olması durumunda basınç artış hızı oldukça düşük bir seviyede olmaktadır [14,75,76].

Yakıtın kalitesi

Yanma odasına çok fazla yakıt püskürtülmeden başlayan yanma işleminde ikinci safhada basınç artış hızı ve miktarı düşük olacaktır. Bu koşullarda uygun bir karışımın sağlanmasıyla zaman ayarlı yanmanın erken safhalarında piston ÜÖN'dan uzaklaşmadan yanma işlemi sona ermektedir. Bu nedenle yüksek hızlı dizel motorlarda kısa tutuşma gecikmesi süreli yakıtlar kullanmak ve yanma ilerleyen safhalarında uygun bir karışım hazırlamak çok önemlidir. Dizel motorlarda setan sayısı, tutuşma kalitesinin bir ölçüsüdür. Setan sayısının yüksek olduğu dizel yakıtlar, yüksek sıkıştırma oranlarında dahi kolayca tutuşabilmektedirler [6,14,75,76].

Motorun büyüklüğü

Büyük boyutlu motorlar, atalet kuvvetleri sınırlamalarından dolayı yüksek devirlere çıkamazlar. Düşük devirlerde ise tutuşma gecikmesine karşılık gelen gecikme açısı nedeniyle gecikme süresince püskürtülen yakıt miktarı daha az olacağından dolayı büyük dizel motorlarda yanma işleminin kontrol edilmesi daha kolay olmaktadır. Ayrıca büyük boyutlu dizel motorlar yanma işlemi bakımından diğer bir avantajı da soğutma yüzeyi/silindir hacmi oranının küçük olması nedeniyle silindir cidarları motorun çalışması sırasında daha sıcak olacaktır ve bu nedenle tutuşma gecikmesi süresini kısaltacaktır. Buradan hareketle büyük boyutlu dizel motorların tasarımlarının daha kolay yapıldığı anlaşılmaktadır [6,14,75,76].

Aşırı doldurma

Aşırı doldurma sistemi ile giriş basıncının yanında giriş sıcaklığı da arttırılmaktadır. Bu nedenle bu artışlardan dolayı tutuşma gecikmesi azalmaktadır. Dolayısıyla aşırı doldurmalı

motorlar, normal emişli motorlara göre basınç artış hızı ve maksimum basıncın giriş basıncına oranı açısından önemli bir üstünlüğe sahiptir. Ayrıca dizel motorlarda bu aşırı doldurmanın sınırı olmamaktadır. Bu sınır maksimum silindir içi basıncı ve ısı transfer hızları vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir [6,14,75,76].

Püskürtme karakteristikleri

Dizel motorlarda yakıt sprey jetinin fiziksel karakteristiği ve yanma odasının büyüklük, tasarım ve geometrisiyle olan ilişkisi yanma açısında çok büyük önem arz etmektedir. Bu nedenle yanma odası tasarımlarında üzerine düşülen en zor problemlerden biri de güç ve verim açısından püskürtme karakteristiğidir. Püskürtme karakteristiği ayarlanırken basınç artış hızı ve maksimum silindir içi basıncın istenilen değer sınırını aşmaması istenmektedir. Yakıt damlacıklarının çok küçük olması durumunda bu yakıt damlacıklarının buharlaşması kolay ve ataletleri düşük olacağından dolayı enjektör çıkışından hemen sonra yakıt damlacıkları buharlaşacaktır. Bu nedenle silindir duvarı civarındaki bölgelerde yeterince hava kullanılamayacaktır. Yakıt damlacıklarının daha büyük olması durumunda ise yüksek buharlaşma hızlarında dahi yakıt damlacıklarının buharlaşması çok zaman alacaktır. Ayrıca yüksek motor hızlarında bu süreyi bulamayacaklarından dolayı is emisyonları artacak ve silindirde yanmamış karbon birikintileri oluşacaktır. Silindir cidarlarının yeterince sıcak olmaması halinde atalet kuvvetleri, yüksek yakıt damlacıkları, cidarlara ulaşabilir ve burada emisyonlar daha da artabilmektedir. Burada buharlaşma hızındaki azalma tutuşma gecikmesi süresinin uzamasına da neden olacaktır [6,14,75,76].

2.4. Dizel Motorlarda Yanma Odaları

Dizel motorları, buji ateşlemeli motorlardan ayıran en önemli özelliği silindir içerisindeki yüksek sıcaklık ve basıncın etkisinden dolayı sıkıştırma zamanının sonlarına doğru hava-yakıt karışımının bir buji yardımıyla değil, kendiliğinden tutuşmayla başlamasıdır. Yakıtın yanma odası içerisinde hava ile uygun bir şekilde karışması işleminin ardından, bu yakıtın kendiliğinden tutuşma özellikleriyle yanma, yanma odası içerisindeki küçük hava-yakıt çekirdeklerden başlamaktadır. Yanmanın başlamasıyla alev cephesi hızlı bir şekilde yayılırken, enjekte edilen tüm yakıt yüksek hava-yakıt oranıyla birlikte tam yanması sağlanmaktadır. Dizel motorlarda yanma işleminin uzun sürmesi maksimum basınç ve performans açısından istenmemektedir. İçten yanmalı motorlarda yanma karakteristiğinin

düzensizliği, motor performansı ve egzoz emisyonlarının belirlenmesinde yanma odasının biçimi çok önemli bir rol oynamaktadır. Pistonun silindir içerisindeki hareketiyle beraber yanma odası, hava-yakıt karışımı buharının yanma odası içerisindeki dağılımını iyileştirmek amacıyla girdap ve türbülans etkileri üretebilmektedir [3,13]

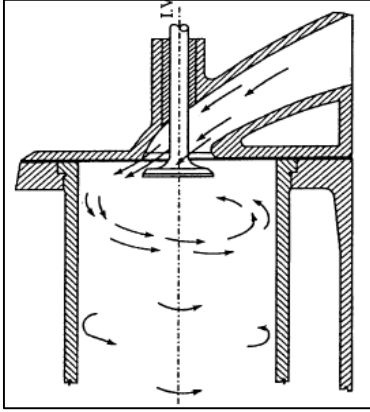
Dizel motorlarda yanma odasının şekli piston tepesi, silindir kapağının biçimi ve supap mekanizmasına göre farklılıklar göstermektedir. Ayrıca motordaki kompresyon kaçaklarının en aza indirilmesi ve yanma veriminin artırılmasında da önemli bir yer almaktadır. Bununla beraber yanma odası şekillerindeki tasarımlarda motorun çalışma koşullarına göre farklılık göstermektedir. Bu nedenle dizel motorlarda yanma odası direkt püskürtmeli ve bölünmüş yanma odaları olmak üzere iki çeşit olmaktadır [13].

2.4.1. Dizel motorlarda yanma odası tasarımını etkileyen faktörler

Yanma odasının tasarımı, yanma sırasında açığa çıkan enerjinin miktarına etki etmesi nedeniyle motor performansının belirlenmesinde çok önemli bir rol oynamaktadır. Dizel motorlarda uygun bir yanma odası tasarımı, düşük vuruntu eğilimi, yüzey/hacim oranı, gürültü düzeyi, yüksek indike güç, termik verim, supapların yeterli miktarda soğutması ve yağlamasına sahip olmalıdır. Ayrıca dizel motorlarda yanma odası tasarımında en az kompresyon kaçakları ve yüksek verim alınması istenmektedir. Ancak bu özelliklerin bazıları birbirlerine zıt konumdadırlar. Dizel motorlarda uygun yanma odası tasarımının seçilmesinde, çözülmesi gereken özel koşulların yanı sıra sıkıştırma oranı, hava girdap hareketi, ezilme, söndürme, hacimsel verim, supapların konumu ve boyutu ve yüzey/hacim oranı gibi temel kavramlarda etkili olmaktadır [2,3,13].

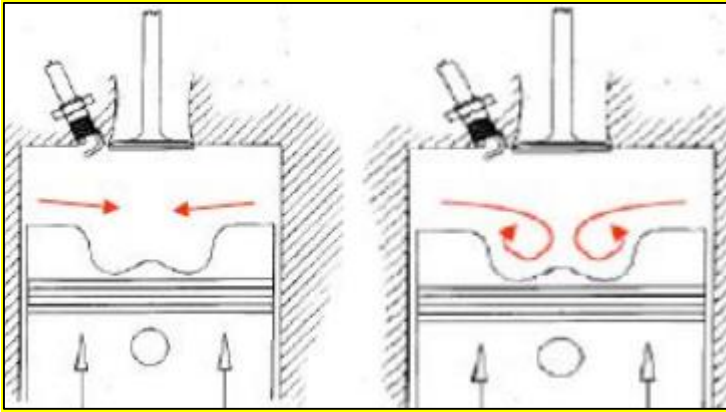
Havanın hareketi

Dizel motorlarda yanma odasındaki havanın büyük bir kısmına yakıt enjekte edilir. Bu nedenle burada türbülanslı yakıtın enjeksiyonu, yanma işlemleri sürecinde çok önemli bir yer almaktadır. Yanma odası içerisindeki havanın hızı, hava girdabı ve hava radyal akışı olmak üzere iki bileşene sahiptir. Hava girdabı, Şekil 2.8’de görüldüğü üzere emme zamanı esnasında emme manifoldundan havanın silindir içerisine hareket etmesiyle oluşturulmaktadır [3].



Şekil 2.8. Silindir içerisindeki hava girdap hareketi

Piston üst ölü noktaya yaklaşması durumunda ise hava, radyal olarak Şekil 2.9’da görüldüğü gibi yanma odası girintisine doğru hareket etmektedir [13].



Şekil 2.9. Yanma odası içerisindeki radyal hava hareketi [3]

Burada hava, silindir ve piston arasında radyal olarak içeri doğru giren hava ile karşılaşarak yanma odası içerisinde toroyidal bir hareket üretir. Bunların sonucunda silindir içerisindeki havanın radyal hareketinin spray oluşumuna etkisi hava girdap hareketine nazaran çok küçüktür [3].

Ezilme

Ezilme, bazı yanma odalarında karışımın bir kısmının sıkıştırma zamanının sonuna doğru piston tarafından sıkılmasını veya ezilmesini ifade etmektedir [13]. Piston ÜÖN’ya doğru

yaklaşmasıyla karışım ezilme bölgesinde sıkışıp dışarıya itilir ve türbülans hareketi oluşturularak daha iyi hava-yakıt karışımının oluşması sağlanmaktadır [3].

Söndürme

Bazı motorlarda, motordaki ısı kaybına bağlı olarak, yanma odası duvarlarına yakın bölgelerdeki hava-yakıt karışımı soğumakta ve bundan dolayı alev cephesi yanma odası duvarına ulaşsa bile bu hava-yakıt karışımı tutuşma sıcaklığına ulaşamamaktadır. Bu nedenle bu bölgelerde yanmamış hidrokarbon kalıntıları oluşmaktadır [3,13].

Hacimsel verim

Hacimsel verim, yanma odası tasarımını etkileyen faktörlerden bir tanesidir. Motor torku ve gücünün artırılabilmesi için yanma odası içerisine daha fazla hava alınması gerekmektedir. Bu durum yüksek hacimsel verim ile elde edilmektedir [13].

Supapların şekli ve yeri

Dizel motorlarda verimli bir yanma için supaplar yanma odasını yeterince soğutabileceği, iyi yağlama yapabileceği ve yeterli kalkma yüksekliğine ulaşabileceği konuma yerleştirilmelidirler [13].

Yüzey/hacim oranı

Karışımın düzgün ve iyi bir şekilde yanması için yüzey/hacim oranı önemli bir faktördür. Yüksek yüzey/hacim oranı nedeniyle yanmamış hidrokarbon emisyonlarında artış gözlenmektedir [13].

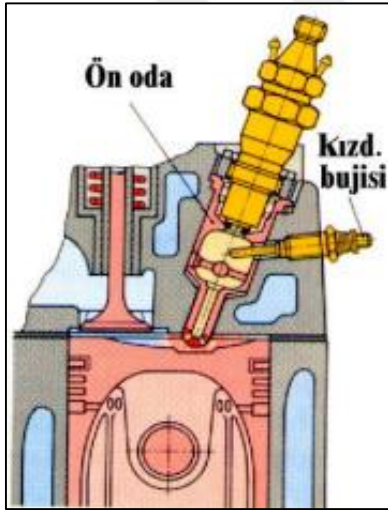
2.4.2. Bölüntülü tip yanma odaları

Bu tip yanma odaları, kanal yardımıyla iki ayrı odaya ayrılmıştır. Ön yanma odası, türbülanslı tip yanma odası, enerji hazneli yanma odası ve hava hazneli yanma odası olarak dört farklı şekli bulunmaktadır [13]. Aralarında bazı küçük farklılıklar olmasına rağmen genellikle yakıtın püskürtülme işlemi ve hava-yakıt karışımının tutuşması ön yanma odası

denilen küçük hacimli bölünmüş kısımda gerçekleşir ve daha sonra alev piston tepesinde bulunan ana yanma odasına doğru sürüklenir. Bu tip yanma odalarında yakıtın püskürtme karakteristiği önemli görülmemektedir. Ayrıca bu tip yanma odaları direkt enjeksiyonlu yanma odalarına göre daha yüksek sıkıştırma oranına, daha düşük yakıt enjeksiyon basıncına ve verime sahiptirler [2-3,13].

Ön yanma odalı

Bölünmüş yanma odalarından biri olan ön yanma odalı tip yanma odasında yakıt, Şekil 2.10'da görüldüğü gibi doğrudan ön yanma odasına püskürtülmekte ve yanma bu bölünmüş küçük hacimde başlatılmaktadır [14].

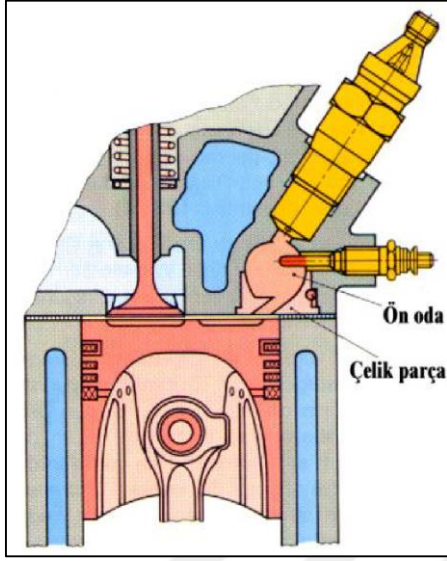


Şekil 2.10. Ön yanma odalı tip yanma odası [13]

Daha sonra yanmaya başlayan hava-yakıt karışımı, yüksek basınçla beraber ana yanma odasına çok şiddetli bir şekilde sürüklenir ve bundan dolayı ön yanma odalı tip yanma odalarında tutuşma gecikmesi çok kısa sürede gerçekleşmektedir. Genellikle küçük boyutlu ve yüksek hızlı dizel motorlarında kullanılmaktadır. Diğer yanma odası çeşitlerine göre daha yumuşak ve sessiz çalışmasına rağmen termik verimleri daha düşük ve ilk harekete geçmesi daha zor olmaktadır [2,13-14].

Türbülans odalı yanma odası

Türbülans odalı yanma odaları da ön yanma odalı tip yanma odasında olduğu gibi genellikle küçük boyutlu ve yüksek hızlı dizel motorlarda görülmektedir. Bu tip yanma odasında Şekil 2.11’de görüldüğü gibi sıkıştırma zamanında dar bir kanaldan türbülans odasına hava dolması sağlanmaktadır [13].

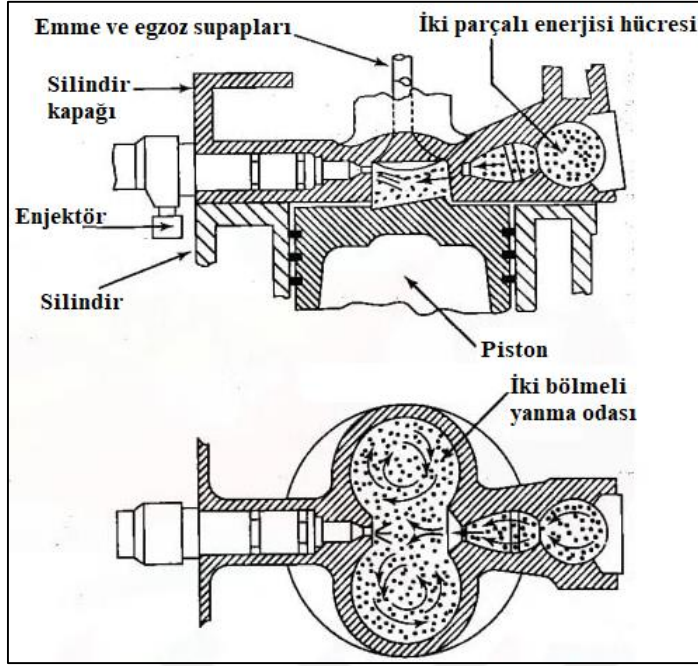


Şekil 2.11. Türbülans odalı yanma odası [13]

Ön yanma odalı tip yanma odasında olduğu gibi yanma bölünmüş küçük hacimli bölümde başlar ve hava-yakıt karışımı ana yanma odasına doğru sürüklenir. Bu tip yanma odasında soğukta ilk harekete geçmesinin zor olması nedeniyle uzun bir tutuşma gecikmesi görülmekte ve bundan dolayı motor vuruntulu bir şekilde çalışmaktadır. Ayrıca düşük termik verime ve ilk harekete zor geçmeleri nedeniyle bu tip yanma odasında ısıtma bujisi kullanılmaktadır [13].

Enerji hazneli yanma odası

Diğer bir bölünmüş yanma odası şekli olan enerji hazneli tip yanma odasında (Lanova Modeli) Şekil 2.12’de görüldüğü gibi ana yanma odası iki bölümlüdür ve enjektör ana yanma odasının ters tarafında konumlandırılmıştır [14].

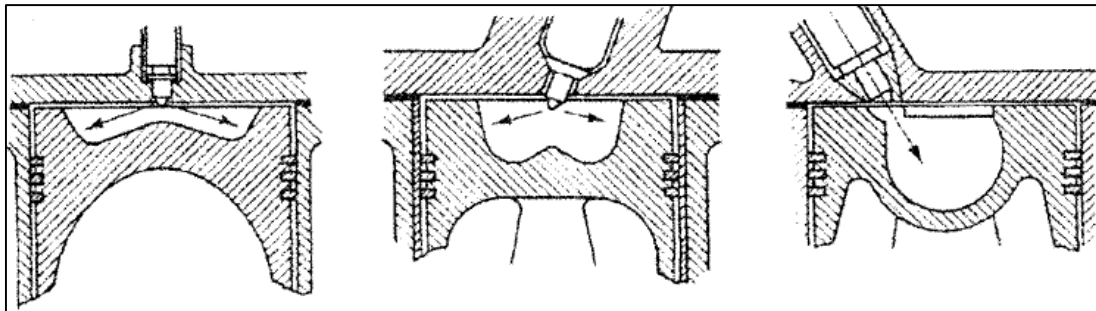


Şekil 2.12. Enerji hazneli tip yanma odası [78]

Bu tip yanma odasında da çok az miktardaki yakıt, dar bir kanal yardımıyla ön yanma odasına püskürtülmektedir. Ön yanma odasında yanmaya başlayan hava-yakıt karışımı yüksek basıncın etkisiyle ana yanma odasına sürüklenir. Bu tip yanma odasında ana yanma odasının iki ayrı bölüme ayrılmasıyla, burada girdap hareketi oluşturması sağlanmıştır. Bu tip yanma odalarında aşırı basınç yükselmesini önlemek amacıyla hava-yakıt karışımı minimum seviyede tutulmaktadır [14].

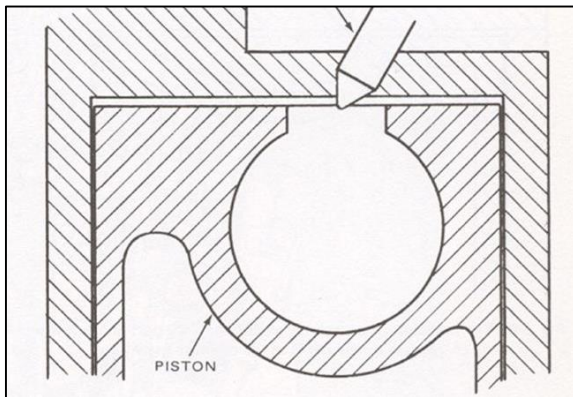
2.4.3. Doğrudan enjeksiyonlu yanma odaları

Bu tip yanma odalarında yakıt, Şekil 2.13'te görüldüğü gibi direkt olarak silindir kapağı ve piston üzerindeki oyukların oluşturduğu yanma odasına enjekte edilmektedir.



Şekil 2.13. Direkt enjeksiyonlu yanma odaları [2]

Direkt enjeksiyonlu yanma odalarında türbülans, yanma odası içerisindeki oyuklar yardımıyla elde edilmektedir. Isı kayıpları, yüzey/hacim oranının küçük olması nedeniyle en aza indirilmiştir ve ani basınç yükselmeleri nedeniyle sert çalışmalarına rağmen yüksek termik verime ve maksimum basınca sahiptirler. Ayrıca ilk harekete geçmeleri de daha kolaydır. Direkt enjeksiyonlu yanma odasının başarılı bir şekilde tasarlanması için uygun yakıt enjeksiyon basıncı, hava girdap seviyesi ve optimum enjektör nozul delik sayısı seçilmesi gerekmektedir. Enjektör nozul delik sayısındaki artışla beraber yanma odası içerisinde gerekli olan hava girdap seviyesi azalmaktadır. Yakıt enjeksiyon basıncında görülen artış, partikül emisyonlarında önemli derecede azalmaya neden olmaktadır. Ayrıca yüksek basınçlı yakıt enjeksiyonu, düşük NO_x ve is emisyonları açısından yararlı olmaktadır. Direkt enjeksiyonlu tip yanma odası, klasik tip, MAN-M tipi, Ricardo sistemli tip ve Junckers sistemli tip olarak dört farklı tasarıma sahiptir. Klasik tip yanma odası, ilk dizel motorlarda kullanılmasına rağmen fazla verim alınamamıştır. Bu tip yanma odaları, yakıtın yanma odası içerisinde homojen dağılımına önlemesinden dolayı, yanmayı geciktirir ve hava-yakıt karışımının etkisiz ve verimsiz yanmasına neden olur. Dört zamanlı motorlardaki yanma odasının yüksekliği silindir çapının 1/10'u kadar olması nedeniyle basık hava kütlesiyle beraber merkezde bulunan nozul delikleri kenardan uzak olmaktadır. Bu nedenle havanın önemli bir kısmı soğumakta olan yanma odası duvarlara değmesiyle buralara gelen yakıtın sıcaklığı düşecek ve yanma verimsizleşecektir. Buradan hareketle Şekil 2.14'te görülen MAN- M tipi yanma odasıyla birlikte yakıtın sıkışan hava ile türbülanslı yanması sağlanarak verimsiz yanma giderilmeye çalışılmıştır [2-3,14].



Şekil 2.14. MAN- M tipi yanma odası [79]

Bir diğer direkt enjeksiyonlu yanma odası tasarımı olan Ricardo sistemli yanma odasında iyi bir türbülans oluşumuyla beraber yanma işlemi verimli bir şekilde tamamlanmaktadır.

Junckers tip yanma odalarında ise iki zamanlı motorlarda emme portundan silindir içersine giren hava, teğetsel bir şekilde girerek yanma odası içersinde güçlü bir dönme hareketi oluşturur ve bu hareket egzoz zamanı boyunca devam etmektedir. Devam eden bu hava hareketi ile karışan yakıt verimli bir şekilde yanma sağlamaktadır [14].

2.4.4. Dizel motorlarda yanma odası geometrileri

Dizel motorların yanma veriminin, egzoz emisyon seviyelerinin iyileştirilmesi için yanma odalarının tasarımlarında çok farklı geometriler kullanılmaktadır. Bu farklı geometri tasarımlarının oluşturulmasında yanma odası içersindeki yüksek hava hızlı tasarımlar ve düşük hava hızlı tasarımlar olmak üzere iki farklı tasarım felsefesi kullanılmaktadır. Bu felsefeler göre dizel motorlarda kare tip, yarı küresel tip, toroidal tip, sığ derinlikli gibi çok farklı yanma odası geometrileri tasarımları kullanılmaktadır [15].



Resim 2.1.(a) Kare tip yanma odası (b) Yarı küresel tip yanma odası (c) Toroidal tip yanma odası (d) Sığ derinlikli tip yanma odası [15]

Resim 2.1.(a)'da görüldüğü gibi kare yanma odaları piston tepesi üzerinde tasarlanmıştır. Kare hazne içersinde sıkıştırma zamanı boyunca özellikle köşe bölgelerinde türbülans oluşmasını sağlar. Diğer bir yanma odası geometrisi olan yarı küresel yanma odası geometrisi Resim 2.12.(b)'de görüldüğü gibi piston tepesinde ya da silindir kapağı üzerine

konumlandırılmış olarak tasarlanmıştır. Bu tip yanma odası geometrisinde derinlik-çap oranı farklıdır. Yarı küresel yanma odası geometrisine sahip motorlar biyodizel yakıt ile çalıştırılması durumunda motorun özgül yakıt tüketimi önemli derecede artacağı ve fren termal veriminin azalacağı nedeniyle biyodizel yakıtın kullanıldığı motorlarda kullanımı uygun değildir. Toroyidal yanma odası geometrisinde diğer yanma odası geometrilerine göre daha iyi bir hava akışı görülür ve bu nedenle bu tip yanma odası geometrisinde daha uygun yanma gerçekleşmektedir. Ayrıca bu tip yanma odası geometrilerinde Resim 2.12.(c)'de görüldüğü gibi yanma bölmesinde 150-160 derecelik koni açısı görülmektedir. Bir diğer yanma odası geometrisi olan sıkı derinlikli tip yanma odası geometrisi Resim 2.12.(d)'de görüldüğü gibi genellikle az derinlikte ve piston tepesinde büyük çaplı tasarlanmıştır. Bu tür yanma odası geometrileri düşük hızlı dizel motorlarda daha sık görülmektedir. Biyodizel uygulamasında kullanılması durumunda yarı küresel yanma odası geometrisine göre yanma verimi daha iyidir. Genel olarak toroyidal yanma odası geometrisi diğer yanma odası geometrileriyle karşılaştırıldığında daha iyi hava hareketi oluşumu vasıtasıyla daha uygun hava-yakıt oluşturulacağından dolayı maksimum basıncı daha yüksek ve yanma gecikmesi daha düşüktür. Ayrıca türbülans, kinetik enerji ve dönme gibi parametreler için toroyidal tip yanma odası geometrisi daha uygun olmaktadır [15].

2.5. Dizel Yakıt

Rudolf Diesel 19. yüzyılın sonlarına doğru geliştirdiği ilk sıkıştırma ateşlemeli motorda, benzinin kendiliğinden tutuşmaya karşı gösterdiği zorluktan dolayı benzinin bu motor için kullanımının uygun olmadığını fark etmiştir. Farklı tür yakıtlar ile yaptığı ayrıntılı deneysel çalışmalar sonucunda ham petrolden benzine göre daha yüksek sıcaklıklarda damıtılmasıyla buharlaşan orta distilatların daha uygun olduğunu ortaya çıkarmıştır. İlk zamanlar pek çok teknik soruna rağmen, dizel yakıtın üretiminin düşük maliyeti ve yakıtın verimliliği, dizel motorda ticari anlamda önemli bir başarıya yol açmıştır. Buradan hareketle genel olarak sıkıştırmayla ateşlemeli motorlarda yakıtın yanabilir, tutuşabilir olmaları ve motor ile yakıtın birbiriyle uyumu gibi koşulların yanı sıra çalışma güvenliği, egzoz ve gürültü emisyonları gibi koşullar da önem arz etmektedir. Bu yüzden kendinden tutuşma, emisyonlar gibi koşulları, dizel yakıtın sağladığını ortaya çıkarmışlardır. Günümüzde kullanılan dizel yakıtların neredeyse tamamı, çoğu 9-24 karbon içeren ham petrolden (parafinik, naftenik ve aromatik hidrokarbonlardan oluşan) elde edildiği bilinmektedir. Burada normal parafinlerin setan sayıları çok yüksek olmasına rağmen düşük sıcaklıktaki akışkanlık özellikleri iyi değil,

volümetrik verimleri ve ısı değerleri düşüktür. Aromatik bileşikler ise düşük sıcaklık özellikleri iyi ve volümetrik ısı verimleri düşük olmasına rağmen setan sayıları çok düşüktür. İzoparafinler ve naftenlerde ise bu özellikler normal parafinler ve aromatik hidrokarbonlar arasında bulunmaktadır. Dizel yakıtların üretiminden elde edilen verim, üretimde kullanılan ham petrole göre farklılık göstermektedir. Burada dizel yakıtları da kapsayan genel sınıflandırma yöntemi “Distilat Fuel Oiller” Çizelge 2.1’de görüldüğü gibi tarif edilmektedir [1,3,16].

Çizelge 2.1. Dizel Fuel Oil, ASTM D 975-04a sınıflandırması [16]

No	Bileşimi	Kullanım yeri
No 1-D S15	Hafif orta distilat yakıt	Dizel motorları
No 1-D S500		
No 1-D S5000		
No 2-D S15	Orta distilat yakıt	Dizel motorları, özellikle değişken hız ve yük altında çalışanlar
No 2-D S500		
No 2-D S5000		
No 4-D	Distilat ve kalıntı yağ harmanı	Düşük ve orta hızlı dizel motorlarında; Sabit hız ve sabit yük altında çalışanlar

Çizelge 2.1’de görüldüğü gibi dizel motorlarda kullanılan orta distilat yakıtı No 1 (gazyağı), 9-16 karbon içeren hidrokarbonlardan oluşan bir karışımdır. Bu yakıt, 260-570 F kaynama sıcaklığı aralığına ve 0,81 g/cm³ yoğunluğu sahiptir. Özellikle değişken hız ve motor yüklerinde çalışan dizel motorlarda kullanılan No 2 yakıtı ise 9-24 karbon içeren daha ağır hidrokarbon bileşenlerinde oluşmaktadır. Bu yakıtlar, 320-680 F kaynama sıcaklığı aralığına ve 0,82- 0,86 g/cm³ yoğunluğa sahiptirler. Bu No 1 ve No 2 yakıtlarının hacimce hidrokarbon bileşimlerinin yüzdelik dağılımı Çizelge 2.2’de görülmektedir [16].

Çizelge 2.2. No 1 ve No 2 dizel yakıtının hidrokarbon yüzde olarak hacimce dağılımı [16]

Hidrokarbonlar	No 1	No 2
Parafinler	50,5	55
Nafteninler	30,9	12
Aromatikler	18,6	24
Olefenler	-	5
Kalıntılar	-	4

Çizelge 2.2’de görülen bu hidrokarbon bileşenleri farklı fiziksel ve kimyasal özelliklerde bulunurlar ve her bir dizel yakıtta değişik oranlarda bulunmaktadır. Ayrıca dizel yakıtların üretiminde ham petrolle birlikte katkı maddeleri de kullanılmaktadır. Dizel üretiminde kullanılan katkı maddelerinin en önemlileri;

- Akış özelliğini iyileştiren vaks çökelme önleyici katkı maddeleri,
- Tutuşma gecikmesi süresini kısaltan ve yanma karakteristiğini iyileştiren ateşleme iyileştiriciler,
- Enjektör nozullarını ve yakıt basınç pompalarını koruyan aşınma önleyici katkı maddeleri,
- Pompadan yakıt basarken köpürmeyi ve yakıt taşmasını önleyen köpük önleyici maddeler,
- Enjeksiyon sistemi elemanlarını temizleyici deterjan katkı maddeleri,
- Enjeksiyon sistemini koruyan korozyon önleyici katkı maddeleri,
- Yakıtın depolama kararlılığını geliştiren antioksidanlar ve metal etkisizleşmeleri [3],

Dizel bir motorun optimizasyon işlemini etkileyen yakıt özelliklerinde herhangi birinde görülecek değişim, motor performansında ve yanma karakteristiklerinde önemli dezavantaja neden olmaktadır. Bu yüzden yakıt özelliklerindeki kararlılık ve mümkün olan en düşük tolerans aralığı dizel motor için çok önemlidir. Örneğin Dizel motorların ilk hareketinde kullanılan yakıtın özelliği çok önem arz etmektedir. Tam yanan bir dizel yakıt, motorun ilk harekete kolay geçmesini sağlamaktadır. Güvenlik, egzoz ve gürültü emisyonlarında artan sınırlamalar ile birlikte, karayolu taşıtlarında kullanılan dizel motorlar için temizlik, oksidasyon kararlılığı, düşük sıcaklıklarda akışkanlık, yağlama güvenilirliği ve düşük kükürt içeriği gibi kalite faktörleri belirlenmiştir [1,3,16].

Dizel yakıt standartları

Yakıt üreticileri ve tüketicileri arasında kurulan iletişimde dizel yakıtın minimum gereksinimlerini düzenleyen yakıt standartları çok önemli bir yer tutmaktadır. Burada dizel yakıtın uygunluk ve çevresel uyumluluklar açısından pozitif açıdan pek çok değişiklikler gerçekleşmiştir. Her ülkenin daha önceleri kendi standartları veya sınırlandırmaları varken, 1993’ten bu yana Avrupa Standardizasyon Komitesindeki tüm üye ülkeleri, EN 590

standartını geçerli saymaktadırlar. Bunun yanında her ülke kendi özgül standart düzenlemelerini çıkarabilmektedirler. Örneğin soğuk iklim koşullarının görüldüğü ülkeler için soğuk havalar için uygun düşük soğuk filtre tıkanma noktası ve donma noktasıyla birlikte akış özelliklerini açıklayan özel standartlar uygulanmaktadır. Dizel yakıtların, EN 590 standardının 2008 yılındaki son hali aşağıda Çizelge 2.3'te görülmektedir [1,3,16].

Çizelge 2.3. EN 590 dizel yakıt standartları [16]

	Birim	Minimum sınırlamalar		Test yöntemi
Yoğunluk (15 C°)	kg/m ³	Ilıman iklim 820- 845	Arktik iklim 800- 840 ya da 845	EN ISO 3675 EN ISO 12185
Setan sayısı		Min. 51	Min. 47, 48 ya da 49	EN ISO 5165 EN 15195
Setan indeksi		Min. 46	Min. 43 ya da 46	EN ISO 4264
Distilasyon(% iyileştirilenler)				EN ISO 3405
180 C°	% hacimce		Max. 10	
250 C°		Max. 65		
340 C°			Max. 95	
350 C°	°C	Min. 85		
%95 iyileştirilmiş		Max. 360		
Alevlenme noktası	°C	Min. 55		EN ISO 2719
Viskozite(40 C°)	mm ² / s	2- 4.5	1.2; 1.4 ya da 1.5- 4	EN ISO 3104
Filtrelenebilirlik				EN 116
A sınıfı	°C	Max. +5		
B sınıfı		Max. 0		
C sınıfı		Max. -5		
D sınıfı		Max. -10		
E sınıfı		Max. -15		
F sınıfı		Max. -20		
Sınıf 0	°C		Max. 20	
Sınıf 1			Max. 26	
Sınıf 2			Max. 32	
Sınıf 3			Max. 38	
Sınıf 4			Max. 44	

Çizelge 2.3. (Devam) EN 590 dizel yakıt standartları [16]

Donma noktası			EN 23105
Sınıf 0		Max. 10	
Sınıf 1		Max. 16	
Sınıf 2		Max. 22	
Sınıf 3		Max. 28	
Sınıf 4		Max. 34	
Sülfür katkı oranı	mg/kg	Max. 10	EN ISO 20846 EN ISO 20884
Karbon kalıntısı	% ağırlık	Max. 0-30	EN ISO 10370
Kül katkı oranı	% ağırlık	Max. 0.01	EN ISO 6245
Oksidasyon stabilitesi	g/m ³ h	Max. 25 Min. 20	EN ISO 12205 pr EN 15751
Toplam kirlilik	mg/kg	Max. 24	EN 12662
Su konsantrasyonu	mg/kg	Max. 200	EN ISO 12937
Yağlayıcılık	µm	Max. 460	EN ISO 12156-1
Poliaromatikler	% ağırlık	Max. 11	EN 12916
Yağ asidi metil ester içeriği	% hacimce	Max. 5	EN 14078

Setan sayısı

1930'lu yıllar boyunca, Boerlage ve Broze Hollanda'daki Delft Laboratuvarında dizel yakıtın kalitesini belirlemek amacıyla iki referans yakıt kullanarak benzin için oktan sayısı metoduna benzeyen bir metot araştırmışlardır. Yaptıkları araştırmada setan sayısı 100 olarak kabul edilen n-heksadekan ve kendiliğinden tutuşmaya önemli derecede dirençli ve setan sayısı 0 olarak kabul edilen α -metilnaftalin kullanmışlardır. Bunun sonucunda setan sayısını, Eş. 2.1'de gösterilen formülü kullanarak belirlemişlerdir [1].

$$\text{Setan Sayısı} = \%n - \text{setan} + 0,15(\% \text{heptametil naftalin}) \quad (2.1)$$

1941 yılında ise ilk defa ASTM uluslararası metodu kullanmışlardır. Devamında metodun alt tarafında PRF olarak α -metilnaftalin yerine HMN (setan sayısı= 15) kullanarak önemli bir değişiklik yapılmıştır. Bunun sonucunda Değişim ile birlikte PRF karışımının setan sayısı Eş. 2.2 ile gösterilmiştir [3].

$$\text{Setan Sayısı} = \%n - \text{heksadekan} + 0,15(\%HMN) \quad (2.2)$$

Dizel yakıtın önemli özelliklerinden biri olan setan sayısı, yakıtın tam yanmasını ve motorun ilk harekete kolay geçmesini tanımlamaktadır. Dizel motorlarda sıkıştırma basıncının, ortam sıcaklığının ve soğutma suyu sıcaklığı gibi değişkenlerin düşük olması durumunda sıkıştırma sıcaklığının azalmasından dolayı motorun kolay ilk harekete geçmesi ve yanma odasına enjekte edilen yakıtın tam yanması için yüksek setan sayısına sahip yakıt gerekmektedir [1]. EN 590 standartlarına göre setan sayısı değeri ılıman iklim koşullarında minimum 51 iken, arktik iklim koşullarında ise minimum 47 ya da 49 değerinde olmaktadır. Ayrıca yüksek setan sayılı yakıtın kullanılmasıyla yanma odasına püskürtülen yakıtın zamanında yanması ve yanma gürültüsünün azaltılması sağlanmış olmaktadır [3,16].

Setan indeksi

Bir dizel yakıtın setan sayısı özel olarak kurulan deneysel bir test motorunda gerçekleştirilir ve bu işlem oldukça zor ve pahalı bir işlemdir. Böyle bir test düzeneğinin bulunmaması, kısa sürede sonuç alma istenmesi ya da testler için yeterli miktarda yakıt olmaması durumunda yakıtın setan sayısını tahmin edebilmek amacıyla pek çok yöntem geliştirilmiştir. Bu teknikler sonucunda elde edilen verileri, yapılan motor testlerinden ayırmak için setan indeksi olarak ifade edilmektedir [16]. Setan indeksi, setan sayısına yaklaşmak amacıyla tasarlanan hesaplama miktarı olarak tanımlanmaktadır. Setan sayısına göre belirleme maliyeti düşük olsa da indeksin doğruluğu bağlı olduğu yakıt sınıfıyla sınırlandırılmaktadır. EN 590 standartlarına göre bir dizel yakıtın setan indeksi ılıman iklim koşullarında minimum 51, arktik iklim koşullarında ise minimum 47,48 ya da 49 değerinde olmaktadır. 1988 yılından sonraları geliştirilen ASTM D 4737 metoduna göre yakıtın yoğunluğu ve hacimce %10, 50 ve 90 distilasyondaki sıcaklıkları kullanılarak setan indeksi [3,17],

$$SI = 45,2 + 0,0892(t_{10} - 215) + 0,13(t_{50} - 260) + 0,0523(t_{90} - 310) + 0,901b(t_{50} - 260) - 0,420b(t_{90} - 310) + 0,00049(t_{10} - 215)^2 - 0,00049(t_{90} - 310)^2 + 107 \times b + 60 \times b^2 \quad (2.3)$$

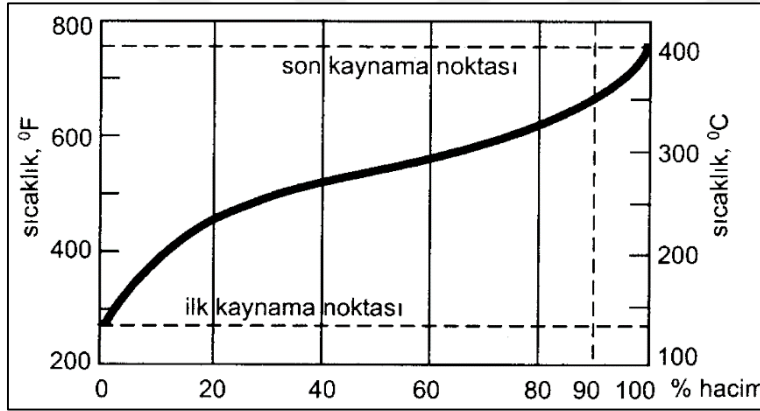
eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır. Burada b kat sayısı,

$$b = -\exp[-3500(\rho - 850)] - 1 \quad (2.4)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu setan indeksi formülü, yakıtın içerisine setan sayısı yükseltici katkı maddesi konulması durumunda setan sayısı ile bağlantılı olmaktadır. Katkı maddesi konulan yakıtlarda setan sayısı değerinin bulunmasında hesaplama yerine motor testi yapılarak elde edilmektedir [16-17].

Distilasyon

Yakıtın distilasyon testi ile uçuculuğu ve buhar fazına geçmesi için gerekli olan sıcaklık aralığı belirlenmektedir. Dizel yakıtlar arasındaki en önemli farklılık uçuculuktur ve No 1 dizel yakıtı No 2 dizel yakıtına göre daha uçucu olmaktadır. Aşağıda Şekil 2.15'te No 2 dizel yakıtına ait distilasyon eğrisi görülmektedir [16].



Şekil 2.15. No 2 dizel yakıtına ait distilasyon eğrisi [16]

Şekil 2.4'te görüldüğü gibi dizel yakıtta uçuculuk, yakıtın hacimsel olarak %90'ının distillendiği durum olarak açıklanmaktadır. Bu nedenle %90 distilasyon sıcaklığının düşük olması durumunda, yanan yakıtın NO_x emisyon seviyesi düşük seviyelerde olmasına rağmen yanmamış HC ve CO emisyonlarında artış gözlemlenmektedir. EN 590 dizel yakıt standartlarına göre dizel yakıtın hacimce %95 distilasyon sıcaklığı son kısım olarak kabul edilmiştir [16].

Alevlenme noktası

Yanıcı yakıt buharlarının havayla karıştığı ve hava ile karışan bu yakıt buharının belirli bir yakıt buharı/hava oranında alev yardımıyla alevlendiği andaki sıcaklık olarak tanımlanmaktadır [16]. Alevlenme noktasının değeri yakıtın uçuculuğu ile ters orantılı

olduğu bilinmektedir. Bir dizel yakıtın alevlenme noktasının düşük olmasıyla motor performansı etkilenmediği gibi yakıtın tutuşma sıcaklığını ve diğer yanma özelliklerini de bozmamaktadır [17]. Ancak yakıtın kolay bir şekilde taşına bilmesi, dolum ya da boşaltım yapılabilmesi için alevlenme noktası düşük olmalıdır. EN 590 dizel yakıt standartlarına göre alevlenme noktası minimum 55 °C olmalıdır [1].

Viskozite

Dizel yakıtlar, enjektörlerin ve yakıt pompasının bazı hareketli parçalarının yağlanmalarını sağlamaktadırlar. Bu nedenle yakıtın akıcılığı yani viskozitesi dizel motorlar için önem arz etmektedir. Viskozitenin uygun olmaması durumunda bu malzemelerin aşınması kaçınılmaz olmaktadır. Ayrıca yakıt içerisine az miktarda konulan aşınma önleyici katkı maddesi ile yağlanan parçaların yüzeyleri üzerinde koruyucu bir film tabakası oluşturulmaktadır [16]. Dizel yakıtta viskozitenin çok düşük olması durumunda özellikle düşük motor hızlarında yakıt enjeksiyon sisteminde kaçakların görülmesine ve bundan dolayı motor performansında azalmaya ve sıcak çalıştırma da sorunlara neden olmaktadır. Viskozitenin çok yüksek olması durumunda ise yakıt pompası işlevini yitirecek ve yakıtta zayıf atomizasyona neden olacaktır. Bu nedenle dizel yakıtın viskozitesi EN 590 standartlarında dar bir tolerans aralığında belirlenmektedir [1,17].

Yoğunluk

Bir dizel yakıtın enerji içeriği birim yakıtın yoğunluğuyla birlikte artmaktadır. Dizel motorlarda farklı yoğunluklara sahip yakıtların kullanılmasıyla ısı değerinde görülen dalgalanmalardan dolayı yanma odası içerisindeki hava-yakıt karışım oranlarında farklılıklar gözlemlenmektedir. Orta yoğunluklu bir dizel yakıtla kullanılmak üzere tasarlanan dizel motorda, yüksek yoğunluklu dizel yakıtın kullanılması durumunda dizel motorun performansı ve is emisyon oluşumunda artış görülecektir. Daha düşük yoğunluklu dizel yakıt kullanılması durumunda ise motor performansında ve is emisyon oluşumunda azalma görülecektir. Dünya genelinde kullanılan tüm dizel yakıtlarda EN 590 standardı tarafından izin verilenden daha fazla yoğunluk dağılımı bulunmaktadır [1].

Filtrene bilirlik sınırı

Dizel yakıtlarda düşük sıcaklık şartlarında parafin kristallerinin çökmesinden dolayı yakıt filtresi tıkanır ve yakıtın akış hareketi kesintiye uğrayacaktır. Ayrıca bu parafin parçacıkları 0 °C sıcaklıkta ve ya daha yüksek bir sıcaklıkta oluşabilmektedir. EN 590 dizel yakıt standardına göre filtrelene bilirlik sınırı çeşitli koşullar için tanımladığı gibi, bu Avrupa standardına üye ülkeler, yaşadıkları ortamın coğrafi ve iklim koşullarına bağlı olarak filtrelene bilirlik sınırını tanımlayabilmektedirler. Daha önceleri dizel yakıtın soğuktaki tepkisini iyileştirebilmek amacıyla araç sahipleri dizel yakıt tankının içerisine benzin eklemişlerdir. Günümüzde yakıtlar standartlara uygun olarak üretildikleri için bu uygulama artık kullanılmamaktadır [1].

Sülfür

Dizel yakıtlar, işlenmemiş ham yakıtın kalitesine bağlı olacak şekilde kimyasal bir şekilde bağlanmış olarak sülfür içermektedirler. Sülfür miktarı, katalizör eşliğinde yüksek basınç ve sıcaklıkta hidrojen ayırması işlemiyle düşürülmektedir [1]. Yakıt içerisindeki sülfür bileşikleri, yakıtın yanması sonucunda egzoz gazlarında asidik SO_2 ve SO_3 gibi yan ürünlere dönüşerek motorda aşınmayı hızlandırdığı gibi kalıntı ve partikül emisyonlarını da arttırmaktadır. Düşük sülfür içeren dizel yakıtlar yüksek sülfür içerenlere göre daha kararlı olmaktadır. Ayrıca dizel yakıttaki sülfür bileşikleri, dizel yakıtın yağlayıcı özelliğini arttırarak yakıt enjeksiyon sisteminin zarar görmesini önlemektedir. Düşük sülfür içeren yakıtlarda ise yakıt enjeksiyon sisteminin zarar görmemesi amacıyla yakıtta yağlayıcı özellik kazandıran katkı maddeleri ilave edilmektedir [16-17].

EN 590 standardına göre 2000 yılının başlarından itibaren dizel yakıt içerisindeki sülfür miktarının maksimum sınırı, 350 ppm'ken 2005'ten itibaren Avrupa Birliği standardına göre tüm dizel yakıtlarda bu sülfür miktarı sınırı 10 ppm'den daha az olmasını istemektedir [1].

Karbon ve kül kalıntısı

Karbon kalıntıları, eksik yanmadan dolayı oluşan ve yanmayı etkileyen kalıntı miktarı olarak bilinmektedir. Dizel yakıtın distilasyonu ile %90'ı ayrılan kalıntıda yapılan testler yardımıyla dizel yakıtın motorda bırakacağı karbon kalıntısı miktarı belirlenmektedir. Dizel

yakıtının kaynama noktası sınırında içerdği bileşenler karbon kalıntı oluşumunu etkilemektedir. Dizel yakıttaki kül miktarı ise dizel yakıtta bulunan inorganik maddelerden dolayı oluşan kalıntı olarak bilinmektedir. Dizel yakıtta kül oranının yüksek olması durumunda enjektör uçlarında tıkanma, kalıntılı yanma ve enjeksiyon sistemindeki parçalarda aşınma görülmektedir [16].

Oksidasyon stabilitesi

Dizel yakıt, normal depolama ve kullanım şartlarında kararlı bir yapıya sahip olmalıdır. Kararsız dizel yakıt ise koyu renkli, siyah tanecikli ve bulanık bir yapıya sahiptir [16]. EN 590 standartlarına göre dizel yakıtın oksidasyon kararlılığı, minimum 20 g/m³h, maksimum ise 25 g/m³h değerinde olması istenmektedir [1].

Toplam kirlilik

Toplam kirlilik, dizel yakıttaki çözünmemiş yabancı parçacıkların toplamı olarak açıklanmaktadır. EN 590 standardına göre maksimum toplam kirlilik 24 mg/kg olması istenmektedir. Dizel yakıttaki standarttan çok az yüksek toplam kirlilik bile enjeksiyon sisteminde önemli derecede aşınmalara neden olmaktadır. Bu tür aşınmalar sonucunda ise yakıtın enjeksiyon basıncı ve motorun performansı düşecek ve bu nedenle motor partikül emisyonunu artıran selenoid valf sızıntıları gözlemlenecektir [1].

Su konsantrasyonu

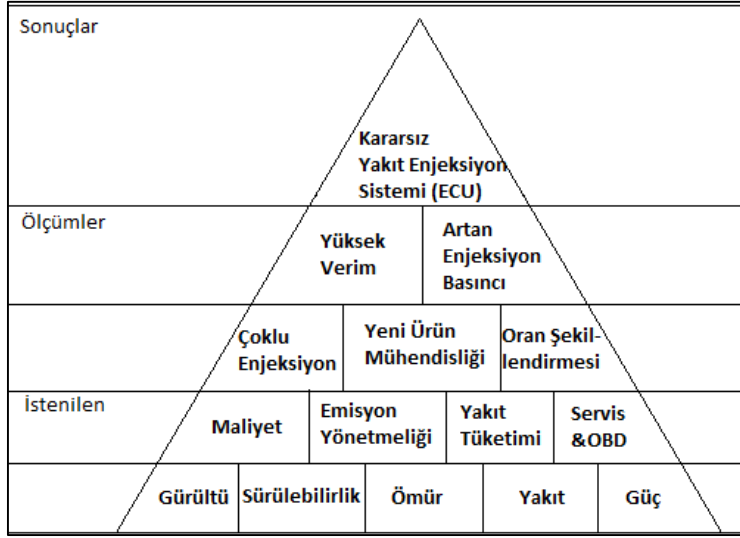
Dizel yakıt içerisinde bulunan su, yakıt filtresinin ve enjektörlerin ömürlerini kısaltmaktadır. Ayrıca ortamda bulunan su yakıt sistemi parçalarının korozyonun hızlanmasına ve mikrobiyal çoğalmaya neden olmaktadır. Ancak çözünmüş su, yakıt enjeksiyon sistemindeki parçalara zarar vermemektedir. Dizel yakıt depoya konulmadan önce süzülerek depo tam olarak doldurulmaktadır. Kısmen dolu yakıt deposu, hava koşullarındaki değişimle birlikte yakıt deposunda fazla miktarda su buharı yoğunlaşması olmaktadır. Yakıt deposunda oluşan bu su konsantrasyonu, tank havalandırma sistemi ile önlenmeye çalışılmaktadır. EN 590 standardına göre dizel yakıtta maksimum 200 mg/kg su yoğunluğuna izin verilmektedir [1].

Yağlayıcılık

Dizel motorlarda yakıt pompalarındaki hareketli parçaların ve enjektörlerin yağlanması, dizel yakıtı tarafından sağlanmaktadır. Bu nedenle yakıtın belirli bir oranda yağlayıcı özelliğine sahip olması gerekmektedir. Bu yağlayıcı özelliği, dizel yakıtta bulunan bazı aromatik bileşikler ve az miktardaki oksijen ve nitrojenli bileşikler ile sağlanmaktadır. Dizel yakıtta yağlayıcı katkı maddesi ilavesiyle birlikte yakıt sistemi parçalarının aşınmasının en aza indirgenmesini sağlamaktadır. Yağlayıcı katkı maddesinin aşırı ilavesi sonucunda motorda tortu birikimi gözlenmektedir [16-17]. EN 590 standardına göre aşınma izi çapının, maksimum 460 µm olmasına izin verilmektedir [1].

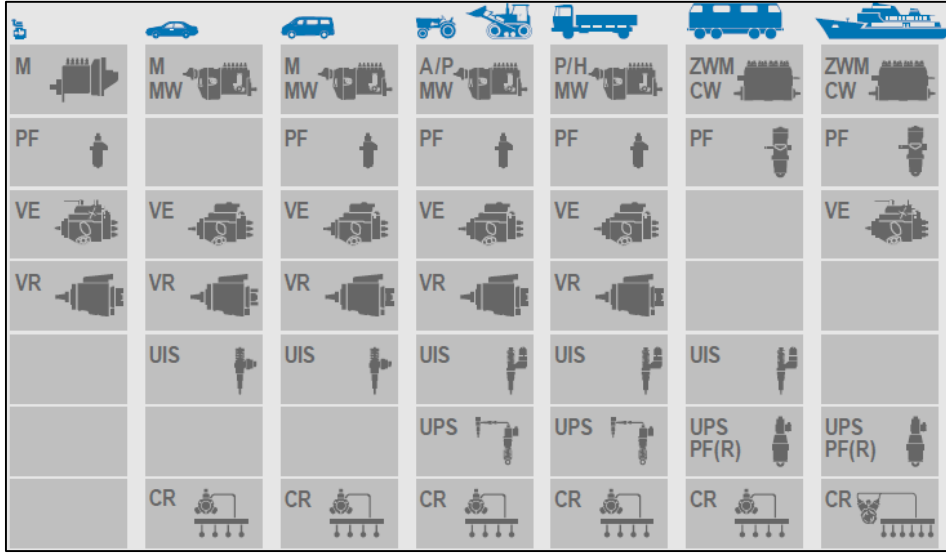
2.6. Dizel Yakıt Enjeksiyon Sistemleri

Yakıt enjeksiyonu, direkt enjeksiyonlu dizel motorlarda, yanma ve yanma performansı üzerinde önemli bir rol oynamaktadır. 18. yy sonlarında Dr. Rudolf Diesel ilk dizel motor testinde, yakıtı atomize etmek amacıyla basınçlı hava enjeksiyonu kullanmıştır. Ancak hava enjeksiyon sisteminin yüksek basınç sağlayamadığı gözlenmiştir. 19. yy başlarına gelindiğinde ise artık havasız ya da katı enjeksiyon sistemi uygulanmıştır. Dizel motorlarda motorun yanma süreçlerini tam olarak açıklayabilmek amacıyla ilk önce yakıt enjeksiyon sisteminin tanınması gerekmektedir [19]. Dizel motorlarda yakıt enjeksiyon sistemi, yakıt beslemesini motorun ihtiyacına göre ölçmesi, yakıtın atomizasyonu, uygun hava-yakıt karışımı sağlaması, yanma için gerekli olan yüksek enjeksiyon basıncını üretmesi ve yanma süresince yakıt dağılımına katkı sağlaması nedeniyle genellikle motorun kalbi olarak adlandırılmaktadır [2]. Kısacası, yakıt enjeksiyon sistemi temel olarak, motor yapısının gerektirdiği doğrultuda yanma odası içerisindeki hava ile homojen bir şekilde karışabilecek şekilde yüksek basınçta ve mevcut çalışma koşullarında belirli miktarda yakıtı enjekte etmesi gerekmektedir [1]. Yüksek verim, çoklu enjeksiyon, emisyon standartları, yakıt, gürültü vb. gibi Şekil 2.16'da görülen temel faktörler yakıt enjeksiyon sisteminin gelişiminde önemli bir role sahiptir.



Şekil 2.16. Dizel yakıt enjeksiyon sisteminin gelişimini etkileyen temel faktörler

Ayrıca dizel yakıt enjeksiyon sistemleri, dizel yanma işleminin temel prensiplerine ve yakıt özelliklerine göre her bir yanma süresi için gereken yakıt miktarının, güce uygun olarak ölçülmesi, ölçülen bu yakıt miktarının, sıkıştırma zamanının sonlarına doğru ÜÖN'dan önce yanma odası içerisine en kısa sürede enjeksiyonu, ölçülen yakıt miktarının dizel yanma yöntemine uygun püskürtme zamanı içerisinde enjeksiyonu ve ayrıca ölçülen yakıt miktarının yüksek basınçlarla dizel yanma sürecine bağlı enjeksiyonu gibi görevlere sahip olmaktadır. Yakıt enjeksiyon sistemi belirtilen katkılarıyla motor performansını, emisyonlarını ve gürültüsünü de önemli miktarda etkilemektedir [2]. Bu gürültü ve yanma sonucunda oluşan egzoz gazı emisyonlarıyla ilgili standartların katılaşması ve araçlarda düşük yakıt tüketimi isteği nedeniyle dizel yakıt enjeksiyon sistemi de dizel motorun gelişimine ayak uydurmuştur. Common-rail sistemleri, birim pompa sistemleri, birim enjektör sistemleri, radyal piston pompaları, eksenel piston pompaları, PF pompa sistemleri, sıralı pompa sistemleri ve dağıtıcı pompa sistemleri gibi yakıt enjeksiyon sistemi konseptleri geliştirilmiştir [3]. Şekil 2.17'de piyasada kullanılan yakıt enjeksiyon sistemleri ve genel olarak uygulama alanları gösterilmektedir.



Şekil 2.17. Dizel motorlarda kullanılan yakıt enjeksiyon sistemleri [1]

Şekilde görüldüğü gibi sıra tipi yakıt enjeksiyon sistemleri geçmişten günümüze kadar piyasada yaygın olarak kullanılmaktadır. Günümüzde otomobil, tarım makineleri, kamyonet, bazı ağır vasıtalarda yerini common-rail yakıt enjeksiyon sistemlerine bıraksa da bazı askeri araçlarda hala kullanımı devam etmektedir. Common-rail enjeksiyon sistemleri, yüksek basınç ve yüksek atomizasyon sayesinde silindir içinde daha homojen karışım oluşumu sağlamaktadır. Bu homojen karışımın etkisiyle motorda daha verimli bir yanma sağlanır ve bu sayede motorun performans ve emisyon karakteristiklerinde iyileşme görülmektedir. Bu iyileşmeler common-rail enjeksiyon sistemlerinin sıra tipi pompalı, eksenel distribütör pompalı ve radyal distribütör pompalı sistemlere göre daha fazla yaygınlaşmasını sağlamıştır. Diğer bir yakıt enjeksiyon sistemi olan birim pompa sistemleri ise yaygın olarak ağır hizmet tipi motorlarda kullanıldığı görülmektedir [1].

Bu konseptlere ek olarak hidrolik sistemlerin kullanılmasıyla yanma sisteminde basınç ve sıcaklık gibi parametreler duyarlı hale gelirken, elektronik sistemlerin kullanılmasıyla birlikte ise yakıt enjeksiyon sistemi ile diğer sistemler arasında ara yüz oluşturulabilmektedir. Bu elektronik sistem entegrasyonu ile birlikte dizel motor, yüksek güç yoğunluğuna, çok daha düşük emisyonlara ve gürültüye sahip olacaktır.

2.6.1. Dizel yakıt enjeksiyon sisteminin görevleri

Dizel motorlarda düşük egzoz emisyonları, düşük yakıt tüketimi, iyi motor performansı, az gürültü ve düşük çalışma sağlamak büyük ölçüde yakıt enjeksiyon sisteminin görevlerindendir. Dizel motorun kullanımına göre belirtilen hedefler farklı boyutlarda önem arz etmektedir. Bu hedeflere göre dizel yakıt enjeksiyon sistemi ve dizel motor ayarlanmıştır. Dizel motorlar yakıt enjeksiyon sistemi, motor çevrim başına yakıt kütlesinin hassas ölçülmesi, enjeksiyon oranının motor çalışma koşullarına ayarlanması, enjeksiyon süresinin ayarlanması, motor çalışma ve çevre koşullarına uyum sağlaması, çoklu enjeksiyon ve minimum enjeksiyon gibi görevleri yerine getirmesi gerekmektedir.

Motor çevrim başına yakıt kütlesinin hassas ölçülmesi

Dizel motorlarda yük, yanma odasına püskürtülen yakıt kütlesinin ölçülmesiyle kontrol edilmektedir. Ölçülen bu yakıt kütlesi hassas ve kesin olmalıdır. Çünkü tam yük grafiğinde yakıtın ölçümü ne kadar hassas ve kesin olursa, motor performansı maksimuma çıkabilmektedir. Tam yük motor çalışma koşulları altında yakıt miktarı sapmaları olabildiğince düşük olması gerekmektedir. Dizel motorda istenen düzgün çalışmasının sağlanması için yakıt miktarının her silindir için ayarlanması gerekli olabilmektedir.

Enjeksiyon hızının motor çalışma

Birim zamanda yanma odasına püskürtülen yakıtın miktarı, egzoz emisyon seviyeleri, motorun çalışma karakteristiğini ve yakıt tüketimin önemli derecede etkilemektedir. Enjeksiyon hızı, enjektör nozul deliğinin enine kesiti ve enjeksiyon basıncı değiştirilerek ayarlanabilmektedir. Genel anlamda, enjeksiyon başlangıcında büyük miktardaki yakıtın yanma odasına enjekte edilmesiyle yakıtta yüksek bir enjeksiyon hızı, yüksek sıcaklık ve bunlara bağlı olarak yüksek NO_x emisyonu oluşumu ile birlikte güçlü bir yanma patlaması üretilmektedir.

Çoklu enjeksiyon

Dizel motor enjeksiyon sisteminde yakıt enjeksiyon işlemi sırasında enjeksiyon hızının kontrol edilmesi, yakıt enjeksiyonunun gereksinimlerini karşılamak için önemli derecede

yeterli olmamaktadır. Bu nedenle yanma odasında birden fazla yakıt enjeksiyonuna ihtiyaç duyulmaktadır. Şekil 2.18’de bazı çoklu enjeksiyon seçimleri gösterilmektedir.



Şekil 2.18. Çoklu yakıt enjeksiyonu seçimleri [4]

Çoklu yakıt enjeksiyonunda, küçük azaltılmış bir ön enjeksiyon yardımıyla ana enjeksiyon için ateşleme gecikmesini önemli oranda azaltılarak motorun yanma karakteristiği iyileştirebilmektedir. Yüksek enjeksiyon basıncıyla beraber bir yakıt jeti ile ikincil bir enjeksiyon, ön enjeksiyon aşamasında oluşan isi oksitleyebilmektedir. Ayrıca ikincil enjeksiyon ile yanmamış HC’lerin egzozun son işleminde beslenebilmektedir.

Minimum enjeksiyon

Ön enjeksiyon ve ikincil enjeksiyonların, enjeksiyon başına yaklaşık olarak enjekte edilen yakıt miktarı 1 ile 3 mg aralığında değişen çoklu enjeksiyon seçeneklerine dayalı olarak, küçük yakıt miktarlarının hassas ölçümüne ihtiyaç duyulmaktadır. Yanma odasına enjekte edilen yakıt miktarı sapması, enjeksiyon başına 0,5 mg’dan az olması gerekmektedir.

Enjeksiyon süresinin ayarlanması

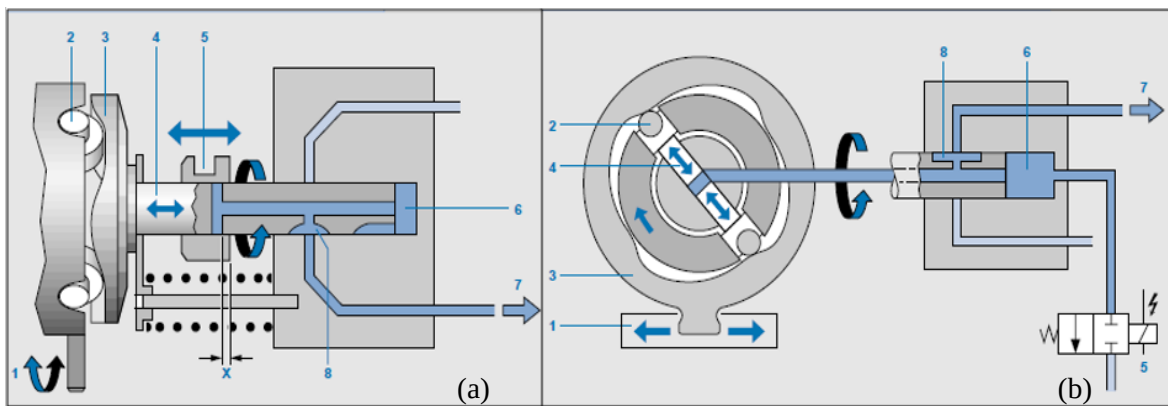
Uzun yakıt enjeksiyon boru hattında yakıt beslemesinin tamamen hıza bağlı bir uyumu yetersi olmaktadır. Elektronik olarak kontrol edilebilen ve enjeksiyon boru hattı bulunmayan enjektörlerde NO emisyonlarını azaltmak amacıyla belirli zamanlarda yakıt erken püskürtülmektedir.

Çalışma ve çevre koşullarına göre esnek ayarlama

Açıklanan temel görevlere ek olarak, modern enjeksiyon sistemleri, dinamik işlemlere hava kütlesine bağlı bir şekilde esnek olarak yanıt vermektedir. Motor, tam yük koşulları altında hızlandığı durumlarda yüksek is emisyonları önlemek amacıyla yakıt miktarı yalnızca dinamik olarak ölçülen hava kütlesine göre ayarlanması gerekmektedir. Bunun yanında enjeksiyon kütlelerinin, dolgu basıncına ve egzoz gazı geri dönüşümüne bağlı olarak gerekli çalışma koşullarına göre ayarlanması gerekmektedir. Enjeksiyon sistemlerindeki birbirine bağlı bu gereksinimleri, mekanik sistemler karşılayamadığından dolayı enjeksiyon sistemleriyle ilişkili bu gereksinimler elektronik olarak kontrol edilebilen sistemler tarafından gerçekleştirilebilmektedir.

2.6.2. Sıralı tip pompa sistemi

Şekil 2.19’da görüldüğü gibi pompa pistonu ve gövdesinden oluşan sıralı tip pompalarda motordaki her silindir için ayrı bir eleman bulunmaktadır. Bu sistemde pompa pistonu, yakıt enjeksiyon sistemine göre dizayn edilen ve hareketini motordan alan bir kam mili vasıtasıyla tahrik edilmektedir [4]. Burada pompa pistonu, piston yayı vasıtasıyla başlangıç konumuna geri döndürülmektedir. Ayrıca pompa piston odası içerisinde sabit strokta hareket etmektedir [3].



Şekil 2.19.(a) Eksenel pistonlu dağıtıcı pompası (b) Radyal pistonlu dağıtıcı pompası [1]

Resim 2.14.(a)’da görüldüğü gibi eksenel yakıt enjeksiyon pompalar, sıralı tip pompalara nazaran motordaki tüm silindirler için sadece bir pompa elemanı gerekli olmaktadır [4]. Bu tür pompalarda motor tarafından tahrik edilen dönen bir kam plakası bulunmaktadır. Kam

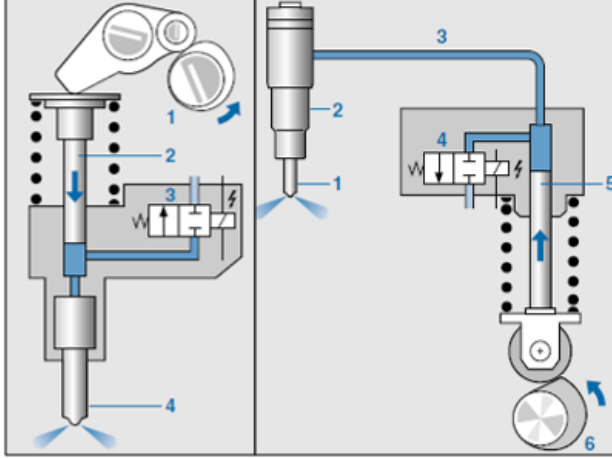
plakası altında bulunan kam yuvası çıkıntılarının sayısı, motor silindir sayısına eşit olmaktadır. Bu kam yuvarlak çıkıntıları silindir üzerinde hareket ederek dağıtıcı pompası pistonunun hem dönme hem de kaldırma hareketi yapmasına neden olmaktadır. Tahrik milinin her bir devriyle beraber, pompa pistonu, tüm silindirlere dağıtacak sayıda strok gerçekleştirmektedir. Mekanik regülatörlü ya da elektronik kontrollü eksenel dağıtıcı pompalarında etkili strok, kontrol manşonu tarafından belirlenmektedir ve bu sayede enjekte edilen yakıt miktarı da kontrol edilmektedir [1]. Nozul civarında yakıtın enjeksiyon basıncı 1200 ile 1300 bar değerlerine ulaşmaktadır. Bu tür enjeksiyon pompaları genellikle binek otomobiller ve hafif ticari araçlarında yüksek hızlı dizel motorları için kullanıldığı gibi özel durumlarda orta hizmet sınıfı motorlarda da kullanımı uygun olarak görülmektedir [4].

Resim 2.14.(b)'de görülen radyal pistonlu dağıtıcı pompalarda, kam halkalı ve iki ile dört radyal piston yardımıyla yüksek basınç oluşturulmaktadır. Bu tür pompalarda enjeksiyon basınçları 1800-1900 bar aralığında ve eksenel pistonlu dağıtıcı pompalarına göre daha yüksek olmaktadır [1]. Radyal pistonlu dağıtıcı pompalarında, dağıtıcı mili motordan aldığı hareketle birlikte pompa kam halkası üzerindeki silindir iticilerini desteklemektedir. Bu silindir iticileri kam halkası üzerinde yuvarlanarak pompa hareketini oluşturmaktadır. Ardında radyal piston çiftleri yakıtı merkeze doğru sıkıştırarak basınç kontrollü bir şekilde enjektör nozuluna iletir. Ardından merkezi dağıtıcı şaftı, bağlantı noktalarını pompa emme portlarını açmakta ve kapatmaktadır. Burada yakıt akışı, motor silindirlerine dağıtılmaktadır. Eksenel pistonlu dağıtıcı pistonlarında olduğu gibi bu tür pompalarda da enjeksiyon miktarı, başlangıcı ve süresi selenoid valf tarafından kontrol edilmektedir[3]. Radyal pistonlu dağıtıcı pompaları, binek otomobil motorlarından tutun ağır hizmet tipi motorlarda da kullanılmaktadır [4].

2.6.3. Birim enjektörlü sistem

Motor kam milinden ya bir itici ya da bir külbütör mekanizması vasıtasıyla tahrik edilen bu enjektörler, motor silindir kapağında her silindir için bulunmaktadır. Şekil 2.20'de görülen birim enjektörlerde yapısal olarak yakıt enjeksiyon pompası ve yüksek basıncın nozuldan hemen önce üretilmesinden dolayı yüksek basınç hattı bulunmamaktadır[1]. Bu nedenle dağıtım işlemi sürecinde sıkıştırılacak yakıt hacmi çok küçüktür. Bu da bu sistemin enjeksiyon basıncının dizel motorlarda maksimum seviyede ve 2000-2500 bar aralığında olmaktadır [6]. Bu tür enjeksiyon sistemlerinde nozul, basınç kontrollü olarak çalışmaktadır.

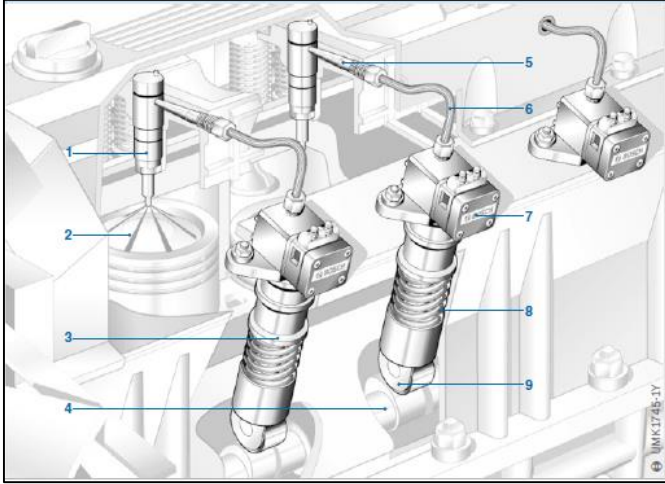
Bu yüksek basınç, yay geri dönüşlü bir pompa pistonu vasıtasıyla oluşturulmaktadır. Birim enjektörler elektronik olarak kontrol edilmektedirler. Enjeksiyon başlangıcı ve süresi, yüksek basınçlı bir selenoid valf tarafından kontrol edilir ve bir elektronik kontrol ünitesi yardımıyla hesaplanmaktadır [4].



Şekil 2.20. Birim enjektör sistemleri [1]

2.6.4. Birim pompalı sistem

Birim pompa sistemleri, birim enjektörlerde olduğu gibi her silindir başına her motor silindir başına bir tane olmak üzere tek silindirli bir enjeksiyon pompasına sahiptir ve genellikle direkt enjeksiyonlu ticari araç dizel motorlarında ve büyük dizel motorlarında kullanılmaktadır [1]. Bu tür sistemlerde enjeksiyon basıncının 2200 bar basınca kadar uygun görülmektedir [9]. Şekil 2.21’de görüldüğü üzere birim pompa sistemlerinde kısa bir yüksek basınç hattı bulunur ve bu yüksek basınç hattı enjektör ile pompanın bağlantısını sağlamaktadır [1].



Şekil 2.21. Birim pompa sistemi [1]

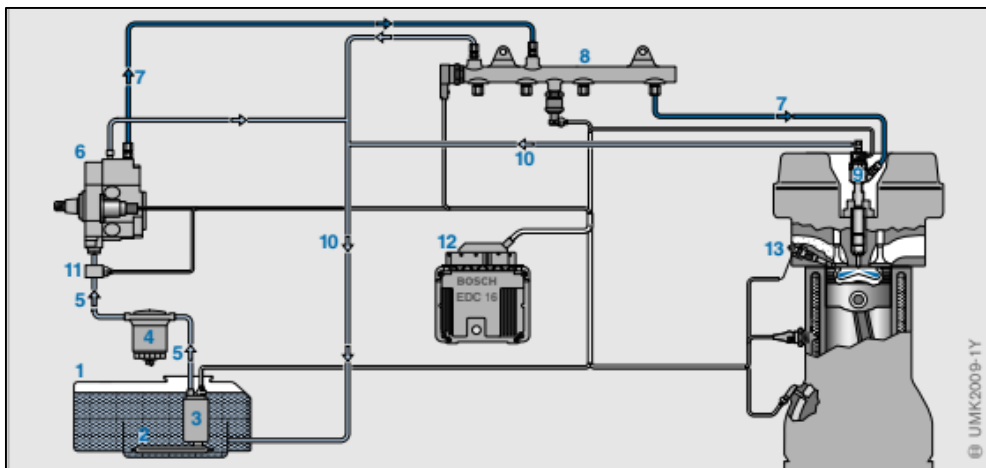
Birim pompa sistemleri, motor kam milinden tahrik edilmektedir. Birim enjektörlerde olduğu gibi bu sistemlerde de selenoid valf, enjektörden püskürtülen yakıt miktarını ve yakıt enjeksiyonunun başlamasını kontrol etmektedir [3]. Birim pompa sistemlerinde selenoid valfin kapandığı nokta pompadan enjektöre yakıt geçişinin başlangıcını ifade etmektedir. Selenoid valfin kapalı kaldığı bu süre, enjektörden püskürtülen yakıt miktarının bir ölçüsüdür. Selenoid valfin açılması durumunda ise enjeksiyonu nozulundan önce basınçta azalma meydana gelir ve düşen basıncın etkisiyle enjektör nozulu kapanır. Birim pompa sistemleri, klasik port kontrolüne sahip sistemlere nazaran, bu sistemler özel motorlarda enjeksiyon sisteminin uyumlu çalışmasında yüksek boyutlarda esneklik sağlamaktadır [1].

2.6.5. Common-rail yakıt enjeksiyon sistemi

Dizel motorlarda yanma karakteristiğinin iyileştirilmesi için birçok parametre bulunmaktadır. Bunların başında da yakıt enjeksiyonunun başlangıcını ve enjekte edilen yakıt miktarını doğru bir şekilde kontrol eden verimli ve uygun enjeksiyon sistemine ihtiyaç duyulması gerekmektedir. Yüksek hızlı direkt enjeksiyonlu dizel motorların icadı ile birlikte, tüm yakıt enjeksiyon sistemi üreticileri daha iyi bir yakıt enjeksiyonu sağlayabilmek amacıyla gelişmiş enjeksiyon sistemlerini araştırmışlardır. 500 kW'a kadar çıkış gücüne sahip orta hızlı dizel motorlarda konvansiyonel yakıt enjeksiyon sistemler artık yerlerini daha avantajlı ve düşük maliyetli common-rail yakıt enjeksiyon sistemlerine bırakmıştır. Yakıtı, yanma odasına yüksek basınçta (1200-2000 bar), en uygun miktarda ve sürede enjekte eden common-rail sistemler, geçmişten günümüze kadar teknolojinin gelişmesiyle

beraber dizel motorlarda yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Common-rail yakıt enjeksiyon sistemlerinin en temel avantajları, enjeksiyon basıncını ve zamanlamasını geniş bir ölçekte değiştirebilmesidir. Bunların yanı sıra motor hızı ve yük koşullarından bağımsız olarak yakıt basıncını ayarlayabilmektedir. Bu özellikle beraber sistemde hem yakıt enjeksiyon miktarında hem de enjeksiyon zamanlamasının kontrol edilmesinde esneklik sağlamakta ve düşük motor hızı ve yüklerinde bile daha iyi karışım ve penetrasyon sağlayabilmektedir. Bu tür yakıt enjeksiyon sistemleri geniş motor devri ve yükü aralığında çalışabilmektedir. Sistemdeki yakıt basıncı, egzoz emisyonlarını ve motor performansını optimize etmek amacıyla motor hızı ve yükünün bir fonksiyonu olarak kontrol edebilmektedir. Ayrıca common-rail sistemlerin, daha düşük yakıt basınç pompası maksimum tork gereksinimleri ve iyileştirilmiş gürültü kalitesi gibi avantajlara da sahiptir [1,3,9].

Common-rail yakıt enjeksiyon sistemi genel olarak Şekil 2.22’de gösterildiği gibi sırasıyla besleme pompası, kaba ve ince filtreler, transfer pompası, yüksek basınç pompası, common-rail hattı, yüksek basınç yakıt boruları ve enjektörlerden oluşmaktadır. Besleme pompasından çekilen yakıt filtrelerden geçtikten sonra transfer pompasına girer, transfer pompasından çıkan yakıt, yüksek basınç pompasına aktarılmaktadır. Yüksek basınç pompası üzerindeki yakıt giriş ölçek valfi vasıtasıyla alınan yakıt miktarı ölçülmektedir. Yüksek basınç pompasında basınçlandırılan yakıt, yakıt borusu vasıtasıyla common-rail hattına alınır. Ortak hatta gelen yakıtın basıncını kontrol etmek amacıyla basınç sınırlama valfi bulunmaktadır. Ortak hattaki bu basınçlı yakıt yüksek basınç boruları vasıtasıyla zamanı gelen enjektöre aktarılmaktadır. Sistemde arta kalan fazla yakıtlar ise geri dönüş hattı aracılığıyla depoya geri gönderilmektedir.



Şekil 2.22. Common-rail yakıt enjeksiyon sistemi [1]

3. LİTERATÜR

Saito ve diğerleri (1986), yaptıkları bu çalışmada yanma odası geometrisinin özellikle yeniden girişli yanma odası geometrisinin dizel motorun yanma sürecine etkisini incelemek amacıyla direkt enjeksiyonlu dizel bir motorda çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada yanma süreci, motor performansı ve emisyon karakteristikleri açısından klasik yanma odaları (sığ tip ve derin tip) ile yeniden girişli yanma odasını karşılaştırmışlardır. Ayrıca bu çalışmada, NO_x emisyonu ölçümünde kemilüminesans analizörü, is emisyon ölçümünde BOSCH is metre, silindir basıncı pizoelektrik basınç dönüştürücü, silindir içi anlık hızını sabit sıcaklıklı sıcaklık anemometresi kullanarak ölçmüşlerdir. Yapılan deney sonucunda, yeniden girişli yanma odasında en düşük özgül yakıt tüketimi klasik yanma odalarından 4°KMA daha sonra elde edildiği, yeniden girişli yanma odasında NO_x seviyesinin biraz daha yüksek, is emisyon seviyesinin ise daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. Ayrıca sığ tip yanma odasında yakıt tüketimini ve is emisyonunu azaltmak için yüksek giriş girdap seviyesinin, derin tip yanma odasında ise orta ve zayıf girdap seviyesinin daha etkili olduğunu söylemişlerdir. Isı yayılım oranı analizi sonucunda yeniden girişli yanma odasında ateşleme gecikmesinin kısaltıldığı sonucuna varmışlardır [20].

Zhang ve diğerleri (1995), yaptıkları bu çalışmada optik erişilebilir bir direkt enjeksiyonlu dizel motorda yanma odası geometrisinin yanma süreçlerine etkilerini araştırmışlardır. Kare, yarı küresel ve sığ derinlikli yanma odası geometrileri için yanma süreçlerini ortaya çıkarmışlar ve yanma odaları içindeki ve dışındaki ortalama alev hızını, alev hız vektör dağılımları çapraz korelasyon metodu ile ölçmüşlerdir. Ayrıca aynı deneysel koşullar altında oluşan is emisyonları ile alev hareketi davranışlarındaki değişiklikler arasındaki ilişkiyi de tartışmışlardır. Çalışma sonucunda, yanma odası içindeki alev hızı üzerinde ve yanma odası içindeki ve dışındaki alev dağılımında yanma odası geometrisinin önemli etkileri olduğu ve sıkıştırma bölgesinde alev hızının daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. Ayrıca yeniden giriş odasının, alevin sıkıştırma bölgesi üzerine yayılmasını önlediği, nozul deliğinin değişmesinin yakıt-alev dağılımını etkilediği, arzu edilen bu nozul deliğinin difüzyon yanma safhasında alevlerin sıkıştırma bölgesine yayılmasına etkilediği sonucunda varmışlardır. Ek olarak is emisyonları ile alev hareketi davranışlarındaki değişiklikler arasındaki ilişki, is emisyonunu daha fazla azaltmak için, difüzyon yanma safhasında büyük alev hareketinin ve aynı zamanda yanma odası içindeki ve dışındaki yakıt-alev dağılımının elde edilmesinin önemli olduğunu göstermişlerdir [21].

Takeda ve diğerleri (1996), yaptıkları bu çalışmada, ön karışımli fakir yanma periyodunda, hava-yakıt karışımını arttırmak amacıyla tek silindirli, dört zamanlı, doğal emişli, direkt enjeksiyonlu dizel motorda yaptıkları deneylerle enjeksiyon zamanlamasını geliştirmeyi amaçlamışlardır. Ek olarak test motorunda enjeksiyon zamanlaması ve miktarı birbirinden bağımsız olarak kontrol edilen biri merkezde, ikisi ise yanlarda bulunan üç enjektör kullanmışlardır. Ayrıca silindir içi hava-yakıt karışım oluşum periyodunu daha iyi incelemek amacıyla KIVA-II kodunda, Naber&Reitz tarafında geliştirilen duvar sprey çarpışması alt modelini kullanmışlardır. Klasik çalışma koşullarında 2,7 hava fazlalık kat sayısında enjeksiyon zamanlamasının üst ölü noktaya yakın geciktirilmesiyle NO_x emisyonlarında azalma görüldüğü, daha sonraki gecikmelerde ise NO_x emisyonlarında artışın gözlendiği, yandan enjeksiyonlu ön karışımli fakir dizel yanmasında NO_x emisyonunun yaklaşık 20 ppm civarında olduğu, enjeksiyon zamanlamasının yaklaşık üst ölü noktadan 80 °KMA'dan daha geliştirilmesiyle, ateşlemelerinin kötüleştiği ve yanma işleminin kararsız hale geldiği sonucuna varmışlardır. Enjeksiyon miktarındaki artış ile NO_x emisyonundaki azalma görüldüğü ve bu azalmayla beraber yakıt tüketiminde yaklaşık olarak maksimum %15'lik bir artışın, yanmamış HC ve CO emisyonlarının ise 2000 ppm ile 5000 ppm civarında arttığı sonucuna varmışlardır. Ek olarak ön karışımli fakir dizel yanmasıyla beraber enjeksiyon zamanının daha erkene alınmasıyla yanmanın üst ölü nokta civarında başladığı, ısı yayılım oranının yavaşça arttığı ve NO_x emisyonlarının ise azaldığı, enjeksiyon zamanlamasının geç alınmasıyla yanmanın üst ölü noktadan 5 °KMA civarı öncesinde başladığı ve ısı yayılım oranının hızlı bir şekilde arttığı sonucuna varmışlardır. Ayrıca klasik sistemde yakıt enjeksiyonu üst ölü noktadan 3 °KMA sonra, yan enjektörde, ön karışımli yanma periyodunda yakıt enjeksiyonu üst ölü noktadan 140 °KMA önce başladığı sonucuna da varmışlardır [22].

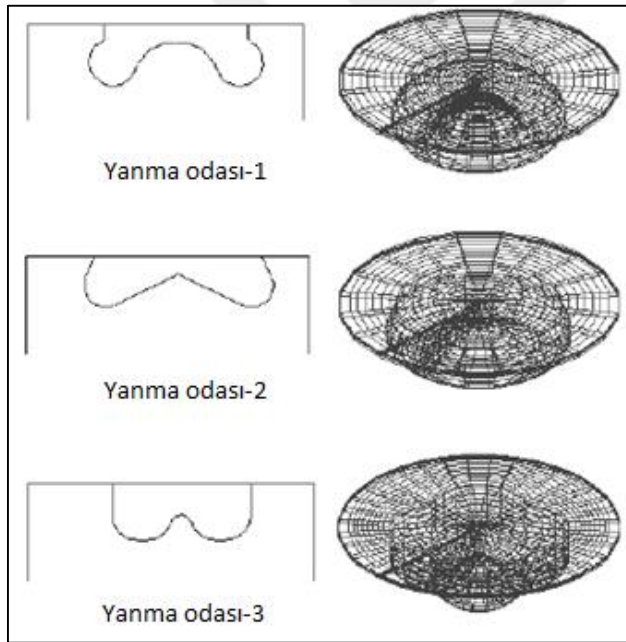
Mehta ve Tamma(1998), yaptıkları bu çalışmada analitik bir model geliştirerek, motor hızının, hava girdabının ve enjeksiyon karakteristiğinin, dizel ön karışımli yanma safhasına etkilerini araştırmışlardır. Çalışmalarında, enjeksiyon basıncının ve hava girdabının, hava-yakıt karışımına ve yanma karakteristiği üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla, çok bölge, yarı kararlı, eksenel simetrik bir gaz jeti modelini, yakıtın yanma hızını hesaplamak amacıyla Magnussen ve Hyjertager tarafından geliştirilen girdap dağılım modelini, yakıt jetinden silindir duvarlarına aktarılan ısı transferi için Woschni modelini ve yanma odası içerisindeki türbülansın modellenmesinde ise k- ϵ modelini kullanmışlardır. Ayrıca çalışmalarında, 0, 2, 4, 6 olmak üzere 4 adet girdap oranı ve 20 MPa, 25 MPa ve 30 MPa

olmak üzere üç adet enjeksiyon basıncı kullanmışlardır. Yaptıkları bu çalışma sonucunda, girdap oranındaki artış ile spreydeki sapmanın arttığı, silindir basıncının ve ısı yayılım oranının ise azaldığı, ateşleme esnasında kullanılan yakıt oranının arttığı ve partikül emisyonlarının azaldığı sonucuna varmışlardır. Ayrıca girdap oranının 2'den daha yüksek olduğu durumlarda, ateşleme esnasındaki yakıt oranında azalmaların görüldüğü ve daha iyi karışım oluşumu ve yanma karakteristiğinin sağlanamadığı, ayrıca bu girdap oranında enjeksiyon basıncındaki artışın yanma karakteristiği ve hava-yakıt karışım oluşumu üzerinde faydalı olduğu sonucuna varmışlardır. Enjeksiyon basıncındaki değişimler sonucunda, artan enjeksiyon basıncıyla birlikte sabit girdap oranında hava sürüklenmesinin arttığı ve bu nedenle ön karışımly yakıt oranını ve yanma karakteristiğini iyileştirerek, yanmanın daha kısa sürede gerçekleşmesine yol açtığı sonucuna varmışlardır. Daha fazla ön karışımly yakıt ile birlikte enjeksiyon basıncındaki artışın ön karışımly yanma periyodunu arttırdığı ve düşük partikül emisyonu için gerekli olan yanma süresinin azaldığı sonucuna varmışlardır [23].

Akagawa ve diğerleri (1999), yaptıkları bu çalışmada, ön karışımly fakir dizel yanmasındaki sorunların belirlenmesi için tek silindirli, dört zamanlı direct enjeksiyonlu, 3 enjektörlü motorda motor testleri, yüksek basınçlı kap kullanarak yakıt püskürtme karakteristiğinin gözlenmesini ve KIVA-II kodunun modifiye versiyonunu kullanarak sayısal simülasyon yöntemiyle analiz gerçekleştirmişlerdir. Motor testlerini, tipik iğne tip nozul, nozul yuvasında iki nozul oluşuna sahip nozul ve nozul yuvasının altına valf eklenmiş nozul kullanılan 3 farklı nozul ve farklı pistonlarda gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları bu çalışma sonucunda iki girdap oluşuna sahip nozulun yakıt sprey jeti ile silindir duvarının çarpmasını önleyebileceği ve daha geniş bir sprey dağılımı gösterdiği ve bundan dolayı silindir duvarlarında yanmamış HC azaldığı ve ayrıca partikül, is ve CO emisyonlarının ise diğer nozul çeşitlerine kıyasla daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. Tipik iğne tipli nozulda ise silindir duvarlarında daha fazla yakıt birikmesinden dolayı yanma odası içerisinde daha az yakıtın yandığı ve bu nedenle yanma sıcaklığının daha düşük olduğu ve yakıt tüketiminin ve CO emisyonunun aşırı derecede yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Ayrıca temel delikli tip nozula göre iki girdap oluklu nozulun yanmamış HC ve CO emisyonlarını azaltmadığı sonucuna varmışlardır. Ön karışımly fakir dizel yanmasında daha yüksek yakıt tüketiminin görülmesinde temel sebebin erken ateşleme olduğu ve bu erken tutuşmayı önlemek amacıyla düşük sıkıştırma oranının ve yakıt- hava karışımının homojenliğinin artırılmasının etkili olduğu sonucuna varmışlardır. Ön karışımly fakir dizel yanma periyodunda yüksek sıcaklık koşullarında difüzyon yanmasıyla birleştiren çok aşamalı dizel

yanma türü ile NO_x ve is emisyonlarının aşırı yük koşullarında bile azaltılabileceği sonucuna varmışlardır. Ayrıca yaptıkları çalışmaya ek olarak Japon Dizel 13 Modu için test çevirimini, ön karışımli fakir dizel yanması ve çok aşamalı dizel yanma türünde gerçekleştirmişlerdir. Bu test çevrimi sonucunda, NO_x emisyonlarının, klasik yanma değerlerinden %16,6 oranında azaldığı ve yakıt tüketiminin ise %2 oranında iyileştirildiği ve partikül emisyonlarının ise yaklaşık 2 kat arttığı sonucuna varmışlardır [24].

Lin ve diğerleri (2000)'nin, yaptıkları bu çalışmada yanma odası geometrisinin direkt enjeksiyonlu dizel motorda silindir içerisindeki hava hareketi ve motorun performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu amaçla Şekil 3.1'de görüldüğü üzere merkezi çıkıntı tip, sığ omega tip ve toroyidal tip olmak üzere üç farklı dizel motor yanma odası geometrisi seçmişler ve üç boyutlu modelleme tekniği ile simüle etmişlerdir [25].



Şekil 3.1. Seçilen yanma odası geometrileri [25]

Buradan hareketle silindir içerisindeki türbülans, türbülans enerjisini ve sıkıştırmayı analiz etmişlerdir. Yapılan analiz sonucunda aynı sıkıştırma oranında merkezi çıkıntı ve sığ omega tip yanma odalarındaki sıkışmış akışın toroyidal tip yanma odasından daha güçlü oldukları, saat yönüne doğru hazne dibinde daha büyük girdap ve merkez çıkıntının yakının da ise saat yönünün tersine doğru daha küçük bir girdap meydana geldiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca merkezi çıkıntılı tip ve sığ omega tip yanma odalarının toplam türbülans enerjisi

dağılımlarının benzer olduğu, merkezi çıkıntılı tip yanma odasında yüksek türbülans enerjisi daha geniş alanda gerçekleştiğinden dolayı homojen hava-yakıt karışımı oluşumu ve karışımın yanması için daha uygun olduğu, bunun tam tersi toroyidal tip yanma odasında yüksek türbülans enerjisi yanma odası merkezine yakın olması ve yanma odası duvarlarında türbülans enerjisinin düşük olması nedeniyle özellikle ağır yüklerde homojen hava-yakıt karışımının oluşturulamadığı sonucuna varmışlardır. Deneysel veriler sonucunda ise merkezi çıkıntılı tip yanma odasının yakıt enjeksiyonunun geciktirilmesine iyi uyum sağladığı, tüm yük aralıklarında daha düşük yakıt tüketimi ve is emisyonu görüldüğü, toroyidal tip yanma odasına kıyasla hafif yüklerde NO_x emisyonunun daha düşük, ağır yüklerde daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Yakıt enjeksiyonunun geçte alınması ile toroyidal tip yanma odasında ağır yükte yakıt tüketiminin ve is emisyonunun hızlıca arttığını gözlemlemişlerdir [25].

Payri ve diğerleri (2006), yaptıkları bu çalışmada, tek silindirli, dört zamanlı, direkt enjeksiyonlu, hafif yükte standart enjeksiyon ve yanma sistemleri ile çalışan bir ağır vasıta dizel motorunda, yanma sürecinin ilk adımını desteklemek amacıyla ön karışımli yanma safhası koşullarında enjeksiyonun başlangıcını rötara alan deneysel bir yaklaşım gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca EGR uygulamasının, motor performansına ve emisyon seviyelerindeki değişimlere etkilerini incelemişlerdir. Bu çalışmada yanma karakteristiklerinin çalışmalarını yanma diyagnostik modeli kullanarak gerçekleştirmişler ve bunlara ek olarak motor performansı ve kirletici emisyonlarındaki değişimler arasındaki temel fenomenleri incelemişlerdir. Çalışma sonucunda, ön karışımli yanma safhasında, ısı salınım oranının enjeksiyon başlangıcının rötara alınmasıyla arttığı, yanmış yakıt kütlesi yüzdesinin ise üst ölü noktadan sonra rötara alınan değerlerde artışın gözlemlendiği, özellikle üst ölü noktadan 6°KMA önceki enjeksiyon başlangıcında yaklaşık %55 artışın gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. Enjeksiyon başlangıcının daha geçte alınmasıyla silindir içi basıncın hızlı bir şekilde azalmasıyla difüzyon kontrollü yanma fazının son evrelerinde ısı salınım oranında bir azalmanın beklendiği sonucuna varmışlardır. Ek olarak enjeksiyon başlangıcının rötara alınmasıyla NO_x emisyon seviyesinin kararlı bir şekilde azaldığı, üst ölü noktadan sonraki gecikmelerde CO emisyonlarının kararlı bir şekilde azaldığı ve daha yüksek gecikmelerde ise CO emisyonlarının aşırı derecelere (200 ppm) varabileceği ve düşük yanma sıcaklıkları nedeniyle daha gecikmiş enjeksiyon başlangıçlarında HC emisyonlarının yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. EGR uygulama işlemi sonucunda ise EGR oranındaki artış ile silindir içi basıncın ve NO_x emisyonlarının azaldığı, HC, CO ve is

emisyonlarının ise arttığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca %40 EGR oranında, özgül yakıt tüketiminde %8'lik bir artışın gözlemlendiği ve ayrıca hafif motor yüklerinin, NO_x ve is emisyonlarının azaltılması için uygun olduğu sonucuna varmışlardır [26].

Venkateswaran ve Nagarajan (2010), çalışmalarında ağır yük etkileşimleri için direkt enjeksiyonlu turbo şarjlı dizel motorda Çizelge 3.1'de görüldüğü gibi üç farklı (temel, 20° yeniden giriş açısı ve boğaz çapı aynı, 43° yeniden giriş açısı ve boğaz çapı %10 daha az) yeniden girişli yanma odası geometrisi tasarımı yaparak bu tasarımların motor performansına ve yanma verimine etkisini araştırmışlardır [27].

Çizelge 3.1. Yeniden girişli yanma odası konfigürasyonları [27]

Parametre	Ana Yanma Odası	Yanma Odası 2	Yanma Odası 3
Boğaz Çapı (mm)	57,7	57,7	52,2
Yeniden Giriş Açısı (°)	0	21	43
Yanma odası radyus (mm)	8,5	7	8,2

Çalışmalarında, akış ve karışım oluşumunun sayısal simülasyonunda gaz fazının Eulerian izahını ve damlacık fazının Lograngian izahını, yanma odası içindeki türbülansı modellemek için RNG k- ϵ modelini, yakıt jetinin primer dağılımında HUH modelini, sekonder dağılımında Reitz-Diwakar modelini kullanmışlardır. Çalışma sonucunda 3 nolu yanma odası geometrisinin türbülansı arttırdığı ve tüm yanma odası geometrisi tasarımları arasında en iyi hava-yakıt karışımının gözlemlendiği ayrıca motor performansı ve emisyonlar açısından en uygun tasarım olduğu sonucuna varmışlardır [27].

Park (2010), yapmış olduğu bu çalışmada stokiyometrik dizel yanması için yanma odası geometrisinin ve motor çalışma koşullarının optimizasyonunu açıklamış ve özgül yakıt tüketimi azaltmayı hedeflemiştir. Çalışmasında yanma odası geometrisi ve motor çalışma koşulları ile ilgili 10 adet optimizasyon değişkeni oluşturmuş ve ayrıca açık krater, yeniden girişli, derin ve sık tipler gibi yanma odası çeşitleri oluşturmak için otomatik mesh oluşturucu geliştirmiştir. Stokiyometrik dizel yanmasında her optimizasyon değişkeninin yanma ve emisyon özelliklerini simüle etmek için KIVA-3V sürüm 2 kodunun farklı bir sürümünü kullanmıştır. Yanma odası geometrisini ve motor çalışma koşullarını optimize etmek amacıyla KIVA kodunu bir mikro genetik algoritma ile birleştirmiştir. Çalışmasında dizel yakıtın ateşleme ve yanma safhalarını hesaplamada özellikleri dizel yakıtı benzer olan

bir n-heptan mekanizması kullanmıştır. Ek olarak kurum oluşumunu asetilen konsantrasyonuna göre oksidasyonu ise Nagle ve Strickland- Constable korelasyonu ile silindir içi basıncını ise RNG k- ϵ modeliyle hesaplamıştır. Bunlara ek olarak sprey atomizasyonunu ve dağılmasını hesaplamak için KH-RT modelini kullanmıştır. Yaptığı bu optimizasyon çalışmasının sonucunda, özgül yakıt tüketimi ana duruma göre %35 iyileştirildiği, stokiyometrik yanması için optimum durum, erken enjeksiyon ve dar püskürtme açısı ile PCCI yanma rejimini kullandığı, silindir duvarı civarındaki yanmada kullanılan oksijenin önemli ölçüde azaltılabilmesi için mevcut optimizasyonda sık tip yanma odası geometrisi seçildiği sonucuna varmıştır [28].

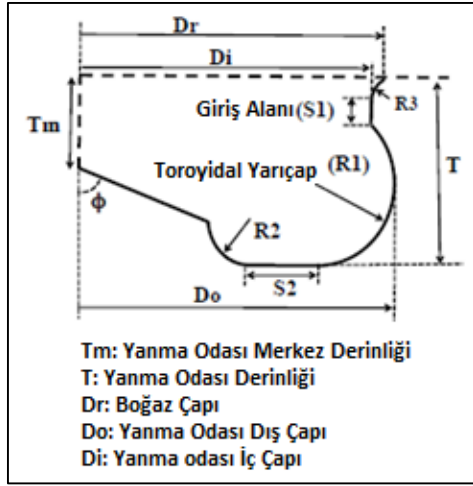
Mobasheri ve Peng (2012), yaptıkları çalışmada yüksek hızlı direk enjeksiyonlu dizel motorunda 13 farklı yanma odası geometrisinde yanma prosesleri, karışım hazırlanması, motor performansı ve kirlotici emisyon seviyesi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. CFD Fire Code programında yaptıkları CFD analiz çalışmasında yanma odasının etkilerini gözlemlemek amacıyla piston yanma odası derinliği, genişliği, piston alt yüzey ve kenar alanını baz alarak 10 farklı yanma odası konfigürasyonu belirlemişlerdir. Yanma odası konfigürasyonlarının CFD analizlerinin yapılmasında türbülans akış simülasyonu için RANS model tabanlı RNG k- ϵ modelini, spray dağılımının modellenmesinde KH-RT modelini, yakıt damlacıklarının ısınmasını ve buharlaşmasını incelemek için Dukowicz modelini, yanma süreçleri için Coherent alev modelini, ateşleme gecikmesi için ise Multistep Kinetic modelini kullanmışlardır. İlk olarak hesapladıkları silindir basıncını, ısı yayılım oranını, is ve NO_x emisyonlarını deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır. Bunun sonucunda deneysel veriler ile CFD analizleri sonucu elde edilen değerler arasında uyum olduğunu göstermişlerdir. Çalışma sonucunda, sık tip yanma odasında derinliğin azalmasıyla NO_x emisyonlarında artışın gözlemlendiği, sık ve derin yanma odalarının birleştirilmesi sonucunda yakıt tüketiminde artışın gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca daha dar yanma odasında daha fazla yanmamış hava-yakıt karışım bölgesi ve daha yüksek is emisyon seviyesi gözlemlendiği, referans yanma odasından biraz daha geniş yanma odasında ise optimum çalışma noktasının sağlanabileceği sonucuna varmışlardır. Bunlara ek olarak piston tepesindeki değişimler ve motorun diğer parametrelerinin sabit kalması halinde kirlotici emisyonların azaltılabileceğini de söylemişlerdir [29].

Jaichandar ve diğerleri (2012), yaptıkları bu çalışmada biyodizel kullanılan dizel motorlarda, motor performansını ve egzoz emisyonlarını iyileştirmek amacıyla enjeksiyon

zamanlamasını ve yanma odası geometrisini optimize etmeyi hedeflemişlerdir. Bu amaçla %80 dizel yakıta, %20 pongomiya metil ester karıştırılmasıyla elde edilen B20 yakıtını kullanarak, yarı küresel ve toroyidal yeniden girişli yanma odalarını kullanarak, tek silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı, direkt enjeksiyonlu dizel motorda, 20° ÜÖNö, 21° ÜÖNö, 22° ÜÖNö, 23° ÜÖNö, 24° ÜÖNö enjeksiyon zamanlamalarında deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları bu deneysel çalışma sonucunda, tam yük koşullarında biyodizel ile çalışan toroyidal yeniden girişli yanma odasında hava hareketinin daha iyi olmasından dolayı, özgül yakıt tüketiminin, HC, CO ve is emisyonlarının daha düşük olduğu ancak NO_x emisyonlarının ve fren ısı veriminin daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Toroyidal yeniden girişli yanma odasında, 21 °ÜÖNö enjeksiyon zamanında özgül yakıt tüketiminin standart enjeksiyon zamanlamasındakinden (23 °ÜÖNö) daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. Ek olarak toroyidal yeniden girişli yanma odasında, daha düşük ateşleme gecikmesi ve ısı yayılımı nedeniyle enjeksiyon zamanının geçe alınmasıyla silindir içi basınçta belirgin şekilde azalma gözlemlendiği sonucuna varmışlardır [30].

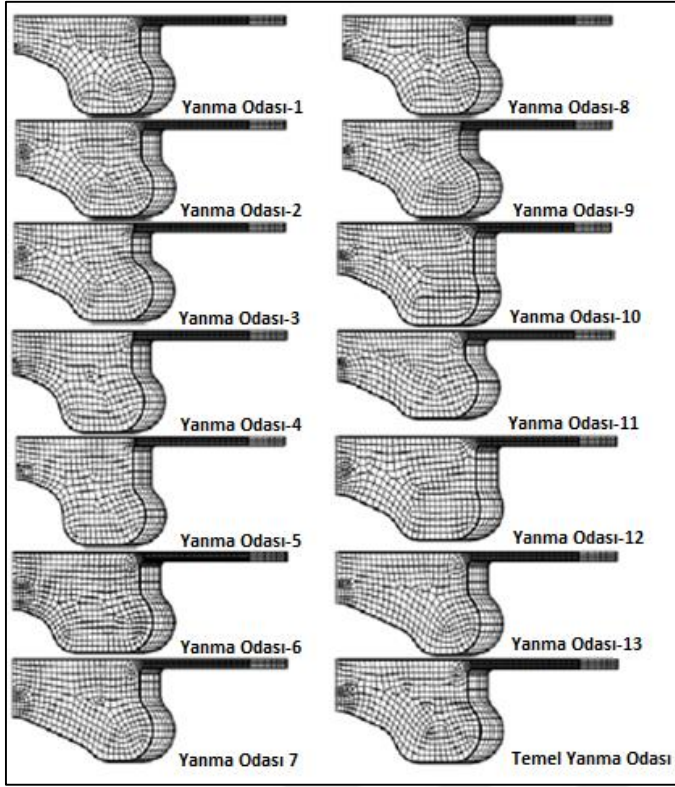
Park ve Bae (2013), yaptıkları çalışmada, tek silindirli dizel motordaki yüksek HC ve CO emisyonları azaltmak amacıyla dizel ön karışimli yanma moduna tek ve çift direk enjeksiyon uygulaması yapmışlardır. Bu uygulamada çalışma koşulları olarak düşük yük ve düşük motor hızı kullanmışlardır. Bu uygulama sonucunda tek ve çift son direk enjeksiyonlar yanma odası içerisindeki yanmamış gazlarında tamamını yakarak HC ve CO emisyonlarını önemli ölçüde azalttığı yüksek ortam basınç ve sıcaklık sebebiyle ise NO_x emisyonunun arttığını gözlemlemişlerdir. NO_x emisyon artışını azaltmak için temel enjeksiyonun 30 °KMA'dan daha sonra başlaması gerektiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca tekli son enjeksiyonda, sıkıştırma işinin azalması ve genişleme işinin artması sebebiyle özgül yakıt tüketimi azalabileceği, NO_x emisyonları temel enjeksiyona göre daha yüksek değer gösterdiği, ancak son enjeksiyonun rötara alınması durumunda benzer ya da daha az NO_x seviyesi görüldüğü ve HC ve CO emisyonlarında önemli azalmaların meydana geldiği, özellikle etkili son yanma nedeniyle HC emisyonlarının ÜÖN'dan önce direk enjeksiyon zamanında en düşük olduğu sonucuna varmışlardır. Ek olarak çiftli son enjeksiyonda, ilk son püskürtme rötara alındığında NO_x emisyonları temel enjeksiyon ile benzer yada daha düşük seviyede olduğu ve HC ve CO emisyonları tekli son enjeksiyona nazaran çok az daha düşük olduğu sonucuna ulaşmışlardır [31].

Mobasheri ve Peng (2013), yaptıkları çalışmada yüksek hızlı dizel motorda yanma odası geometrisinin motor performansına ve kirletici emisyonlar üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla CFD simülasyonunu uygulamışlardır. Her biri 30 krank açısı pilot ayırımına sahip 2,65 °KMA ÜÖNö, 0,65 °KMA ÜÖNö ve 1,35 °KMA ÜÖNs’de üç enjeksiyon zamanları için ilk olarak minimum kirletici emisyon miktarını elde etmek amacıyla optimum enjeksiyon zamanını belirlemeyi göz önüne almışlardır. Yanma odası geometrisinin etkilerini incelemek ve optimum yanma odası geometrisini belirlemek amacıyla Resim 3.2’deki yanma odası geometrisindeki derinlik, merkez derinliği, genişlik, çap ve ağız alanı gibi değişkenlerde değişiklikler yapmışlardır [32].



Şekil 3.2. Yanma odası geometrisi parametreleri [32]

Değişiklikler sonucunda Şekil 3.3’te görüldüğü gibi 13 farklı yanma odası geometrisi konfigürasyonu oluşturmuşlardır [32].

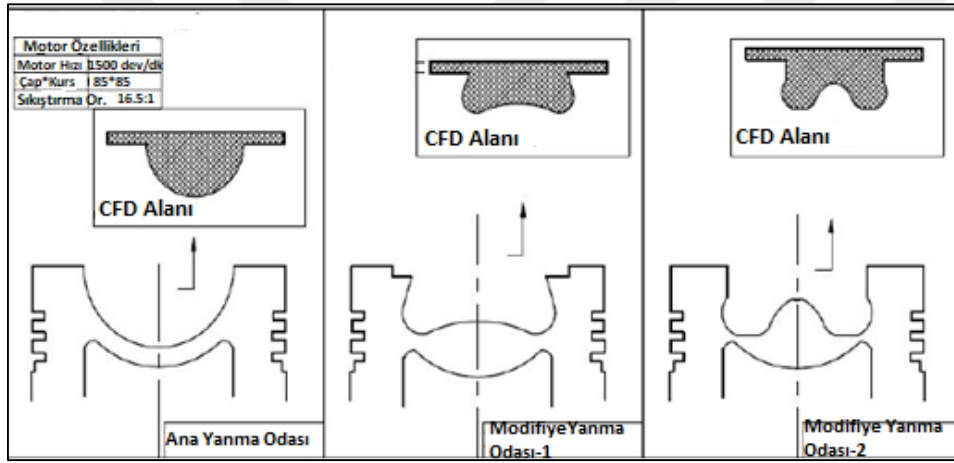


Şekil 3.3. Oluşturulan yanma odası geometrisi konfigürasyonları [32]

CFD simülasyon çalışmasını CFD Fire Code v2009 kullanarak gerçekleştirmişlerdir. CFD simülasyonunda yanma süreçlerinin modellenmesinde ECFM-3Z modelini, kendiliğinden tutuşma için Shell modelini, damlacıkları primer ve sekonder parçalanmalarının modellenmesi için standart WAVE modelini, damlacıkların buharlaşmasının ve ısı geçişi için Dukowicz modelini, spray ve duvar etkileşimini modellenmesi için spray- duvar vurma modeli, türbülans ve türbülans ısı transfer modeli için k- ζ -f modelini, ortalama reaksiyon oranı için Coherent alev modeli ve NO_x oluşumu için ise Zeldowich mekanizmasını kullanmışlardır. Yaptıkları enjeksiyon zamanlaması konfigürasyonu sonucunda, gelişmiş enjeksiyon zamanlamasında daha yüksek basınç ve sıcaklık pikleri, gecikmeli enjeksiyon zamanlamasında ise daha düşük basınç ve sıcaklık piklerinin görüldüğü, maksimum ısı yayılım oranının gelişmiş enjeksiyon zamanlamasında görüldüğü, optimum çalışma koşullarında minimum NO_x ve is emisyonunun 0,65 °KMA ÜÖNö'de yakıtın enjekte edilmesiyle elde edildiği sonucuna varmışlardır. Yanma odası konfigürasyon çalışması sonucunda ise en derin ve en sık yanma odalarında en yüksek NO_x emisyonu oluşumunun gözlemlendiği, yanma odası derinliğinin artmasıyla özgül yakıt tüketiminin arttığı, is emisyon oluşumunu ise piston yanma odası merkez derinliğinin etkili bir fonksiyonu olmadığı ancak is emisyonunun yanma odası merkez derinliğinin artmasıyla azalmakta olduğu sonucuna

ulaşmışlardır. Ayrıca daha dar genişlikteki yanma odalarında yanmamış hava-yakıt karışım bölgelerinin ve is emisyonlarının daha yüksek olduğu ve biraz daha geniş yanma odasında ise optimum çalışma koşulunun elde edildiği ancak yakıt tüketiminin iyileştirilemediği sonucuna varmışlardır. Bu sonuçlara ek olarak piston yanma odası taban yüzeyi ve ağız alanı değişimi sonucunda en kötü çalışma koşulları en geniş ağız alanında görüldüğü sonucuna varmışlardır [32].

Indrodia ve diğerleri (2014), yaptıkları bu çalışmada, tarımsal alanda kullanılan MINI-PETER dizel motorda Şekil 3.4'te görülen farklı yanma odası geometrilerinin etkilerini incelemişlerdir [33].



Şekil 3.4. Çalışmada kullandıkları yanma odası geometrileri [33]

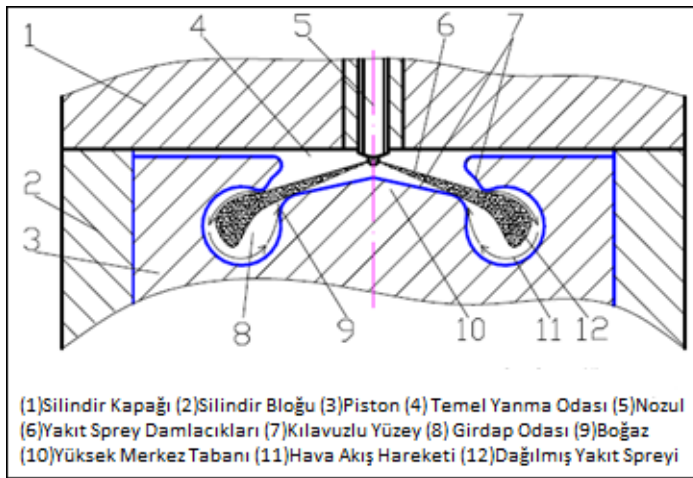
Bu amaçla CFD simülasyonu kullanılarak yukarıdaki yanma odası geometrilerinin analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada CFD analizinde kullanılmak amacıyla volümetrik reaksiyon ve girdap dağılımını göz önüne alarak RNG k- ϵ türbülans modelini aktif hale getirmişlerdir. Yaptıkları bu çalışma sonucunda, 1 numaralı yanma odası geometrisinde hızın temel yanma odasına göre daha yüksek olduğu, modifiye edilen 2 numaralı yanma odası geometrisinde ise uygun türbülanslı kinetik enerjisinin kullanılmasıyla NO_x emisyonlarının azaltıldığı sonucuna varmışlardır. Ayrıca egzoz emisyon parametreleri açısından modifiye edilen 2 numaralı yanma odası geometrisinin kullanılmasının daha uygun olduğu sonucuna varmışlardır [33].

Swamy ve diğerleri (2014), yaptıkları bu çalışmada, dört zamanlı, tek silindri, su soğutmalı dizel motorda yanma odası geometrisi, enjeksiyon zamanlaması ve farklı enjektör nozul

deliklerinin motor performansına etkilerini araştırmışlardır. Çalışmada, yarı küresel tip, toroidal tip, trapezoidal tip ve sıg derinlikli tip olmak üzere 5 farklı yanma odası geometrisi ve 0,3 mm nozul delik çaplı 3, 4 ve 5 nozul delikli enjektör ve ayrıca 5 nozul delikli 3 farklı nozul delik çapına sahip enjektör kullanarak, 19° ÜÖNö, 23° ÜÖNö ve 27° ÜÖNö enjeksiyon zamanlarındaki değişimlerin motor performansına etkilerini incelemişlerdir. Çalışmanın ilk aşamasında 19° ÜÖNö, 23° ÜÖNö ve 27° ÜÖNö enjeksiyon zamanlamalarının motor performansına etkileri incelemişlerdir. Bu ilk aşama sonucunda 23° ÜÖNö enjeksiyon zamanlamasında fren ısı veriminin diğer enjeksiyon zamanlamalarına göre yaklaşık olarak %1 daha yüksek olduğu ve enjeksiyon zamanlamasının rötara alınması durumunda yakıt ve havanın yeterince homojen olarak karışamamasından dolayı is emisyonlarında artışın gözleendiği ve enjeksiyon zamanlamasının 23° ÜÖNö'den daha erkene alınması durumunda ise fren ısı verimindeki azalamadan kaynaklı olarak is emisyonunun yaklaşık %20 oranında arttığı sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca 23° ÜÖNö enjeksiyon zamanlamasında en düşük CO ve HC emisyonlarının gözleendiği ve 23° ÜÖNö ve 27° ÜÖNö enjeksiyon zamanlamalarındaki ateşleme gecikmesinin daha yüksek olması nedeniyle bu iki enjeksiyon zamanlamalarında NO_x emisyon seviyelerinin en yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Çalışmanın ikinci aşamasında gerçekleştirilen yanma odası geometrilerindeki değişimler sonucunda ise toroidal tip yanma odası geometrisinde fren ısı veriminin diğer yanma odalarına göre %1-3 daha yüksek, is, HC ve CO emisyon seviyelerinin daha düşük, ön karışimli yanma fazı süresince daha yüksek ısı yayılım oranından dolayı NO_x emisyon seviyesinin daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Çalışmanın bir diğer aşamasında nozul delik sayısındaki değişimler sonucunda, aynı enjektör püskürtme basınçlarında, 5 nozul delikli enjektörün fren ısı veriminin, 3 nozul delikli enjektöre göre yaklaşık %4, 4 nozul delikli enjektöre göre %1 daha yüksek olduğu, 5 nozul delikli enjektörde daha homojen hava-yakıt karışım oluşumundan dolayı is emisyonlarının daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. Ayrıca HC ve CO emisyonlarının da 5 nozul delikli enjektörün kullanılmasıyla azaldığı ve 5 nozul delikli enjektörün kullanılması ile çevrimdeki daha yüksek sıcaklıklar ve daha hızlı yanma nedeniyle NO_x emisyonlarının daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Çalışmanın son aşamasında 5 nozul delikli enjektörde nozul delik çapları değiştirilmesi sonucunda, fren ısı veriminin, nozul delik çapının 0,3'den 0,2'ye düşürülmesiyle yaklaşık %3 arttığı, bu artışla homojen hava-yakıt karışım oranının sağlandığı ve bu nedenle is emisyonlarının azaldığı sonucuna varmışlardır. Ayrıca daha büyük nozul delik çapına sahip enjektörlerden püskürtülen yakıtın yanma odası duvarlarında birikmesinden dolayı CO ve HC emisyonlarının arttığı, bunların

yanı sıra NO_x emisyonlarının da arttığı sonucuna varmışlardır. Ek olarak 0,2 mm nozul delik çapının kullanılmasıyla silindir basıncının ve ısı yayılım oranının daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır [34].

Wei ve diğerleri (2014), yaptıkları bu çalışmada, direkt enjeksiyonlu dizel motorda, hava-yakıt karışım kalitesini iyileştirmek, yanma performansını arttırmak ve emisyonları azaltmak amacıyla Şekil 3.5'te görülen yeni bir girdap odası yanma sistemi geliştirerek, yanma odasında havayı daha verimli kullanmayı amaçlamışlardır [35].



Şekil 3.5. Çalışmada kullandıkları girdap odalı yanma odası geometrisi [35]

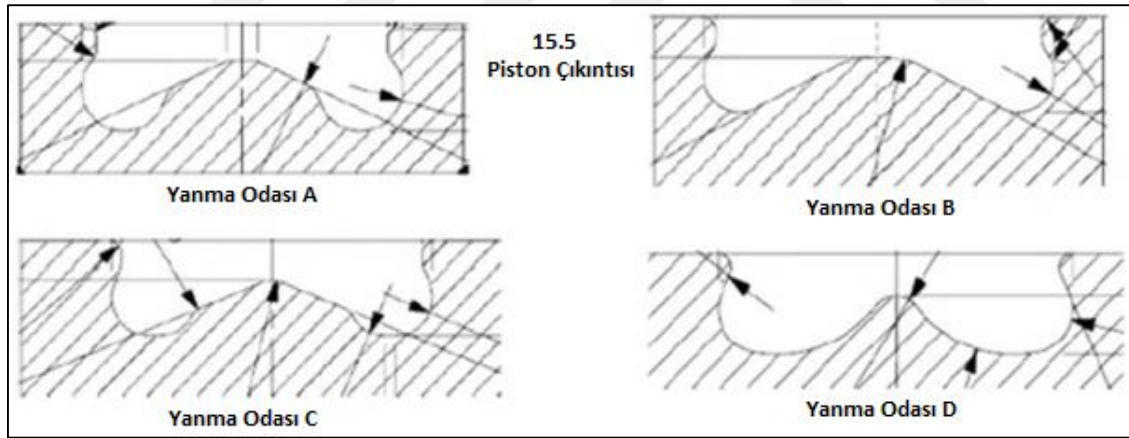
Çalışmalarında, yakıt enjeksiyonunu, karışım oluşumunu ve yanma safhalarını 146° , 150° ve 154° farklı nozul açılarında simüle etmek amacıyla AVL-FIRE kodunu kullanmışlardır. Ayrıca simülasyonda türbülansın modellenmesinde k- ϵ -f modelini, sprej-duvar etkileşimlerinin modellenmesinde Wall jet1 modelini, sprej parçalanmasının modellenmesinde WAVE modelini, buharlaşmanın modellenmesinde Dukowicz mekanizmasını, NO_x emisyonlarının modellenmesinde uzatılmış Zeldowich mekanizmasını ve is oluşumunun modellenmesinde ise Kennedy-Hiroyasu-Magnussen'in geliştirdiği modeli kullanmışlardır. Yaptıkları bu çalışma sonucunda, 146° püskürtme açısının kullanılmasıyla hava-yakıt karışımının yanma odasında diğer püskürtme açılarına göre daha homojen dağıldığı sonucuna ulaşmışlardır. ÜÖN'den 5°KMA sonra hava-yakıt karışımının geçiş bölümünde çok homojen olduğu ve zengin karışım kısmının, girdap odası boğazındaki kılavuzlu ark duvarının yakınlarında bulunduğu sonucuna varmışlardır. Diğer nozul açılarında ise girdap odasının yakınlarında olduğu, nozul açılarının arttırılmasıyla zengin

karışımı bölgelerinin de daha büyük olduğu sonucuna varmışlardır. ÜÖN'den 20° KMA sonrada 146° püskürtme açısındaki sprejde zengin karışım bölgelerinin neredeyse kaybolduğu ve 150° ve 154° nozul açılarındaki sprejlerde zengin karışım bölgelerinin girdap odasının dibinde gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. Buradan hareketle püskürtme açısındaki artış ile hem zengin karışım bölgelerinin hem de eşdeğerlik oranının arttığı sonucuna varmışlardır. Piston üst ölü noktadaki konumunda 146° püskürtme açısında sprejin maksimum sıcaklığının geçiş ve boğaz bölgelerinde görüldüğü ve 2600 K üzerinde olduğu, 150° ve 154° sprej açılarında ise maksimum sıcaklıkların geçiş bölgelerinde görüldüğü ve 2200 K civarında olduğu sonucuna varmışlardır. Üst ölü noktadan 20° KMA sonra sıcaklığın 2600 K'den daha fazla olduğu, 146° ve 150° nozul açılarında yüksek sıcaklık bölgelerinin geçiş ve yanma odası duvarı civarında gözlemlendiği, 154° nozul açısında ise boğazın üst bölümünde sıkıştırma bölgesine yakın yerlerde görüldüğü sonucuna varmışlardır. Üst ölü noktadan 30 °KMA sonra 146° ve 150° püskürtme açılarındaki sprejin yüksek sıcaklık bölgelerinin daha büyük olduğu sonucuna varmışlardır. 146° püskürtme açısında NO kütle oranı 310×10^{-6} ile en yüksek değerin gözlemlendiği ve 278×10^{-6} ile en düşük is emisyonunun gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. 154° nozul püskürtme açısında ise 148×10^{-6} ile en düşük NO emisyonun gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. Son olarak en iyi emisyon performansının 150° nozul püskürtme açısında görüldüğü sonucuna varmışlardır [35].

Su ve diğerleri (2014), yaptıkları çalışmada direkt enjeksiyonlu dizel motorların çevresel faktörlerin etkilerini iyileştirmek ve hava-yakıt karışım oluşumunu optimize etmek amacıyla özgün yanma odası geometrisi tasarımında yeni bir kuvvetlendirilmiş girdap yanma sistemi (FSCS) öngörmüşlerdir. Nümerik simülasyon ile FSCS'li motorun yanma ve emisyon karakteristiklerinin doğrulamasını yapmışlardır. Daha sonra hava-yakıt difüzyonu, silindir içi hız dağılımı, türbülans kinetik enerji ve silindir içi sıcaklık dağılımını analiz etmişlerdir. Çalışmalarında çift girdaplı, yanal girdaplı ve geleneksel omega yanma sistemli olmak üzere üç farklı yanma odası geometrisi tasarımları kullanmışlardır. Nümerik simülasyonda, k-ε türbülans modelini, WAVE parçalanma modelini, Eddy parçalanma modelini, Kennedy/Hiroyasu/Magnussen is oksidasyon modelini ve genişletilmiş Zeldowich mekanizmasını kullanmışlardır. Çalışma sonucunda nümerik simülasyon hesaplanan silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı dağılım oranı verileri ile deneysel veriler arasında iyi bir uyumun yakalandığı sonucuna varmışlardır. Yanma odası içerisinde öngörülen girdaplı akışın hem DSCS hem de LSCS yanma odası tasarımlarında olduğu ve bu tip yanma odası

tasarımlarında türbülans kinetik enerjisi, hava-yakıt karışımı oluşumu için daha uygun olduğu ve bu sayede silindir içi sıcaklığının nispeten daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Kuvvetlendirilmiş girdaplı yanma sisteminin silindir içerisinde istenilen girdap koşullarının oluşmasına yardımcı olduğu ve DSCS ve LSCS yanma odası tasarımları emisyon karakteristikleri açısından da daha iyi bir performans gösterdiği sonucuna varmışlardır. Özellikle is emisyonları, LSCS ve DSCS yanma odası tasarımları ile önemli oranda azaltıldığı ve artan NO emisyonu ise uygun SCR sisteminin uygulanmasıyla uygun bir düzeye indirilebildiği sonucuna varmışlardır [36].

Ghodke ve Suryawanshi (2015), yaptıkları bu çalışmada, dört silindirli, dört zamanlı, 2,2 L, yüksek hızlı direkt enjeksiyonlu dizel motorda, 15,5:1 sıkıştırma oranına göre tasarlanan Şekil 3.6'da görülen dört farklı yanma odası geometrisi kullanarak testler gerçekleştirmişler ve dizel motorun performansını arttırmayı ve emisyonları azaltmayı amaçlamışlardır. 15,5:1 sıkıştırma oranına göre tasarlanan yanma odalarını 16,5:1 sıkıştırma oranında, 3-D CFD simülasyonunda iki tam yük noktası kullanarak doğrulamaya çalışmışlardır [37].



Şekil 3.6. 15.5:1 Sıkıştırma oranına göre tasarladıkları yanma odası geometrileri [37]

Çalışmalarında zaman ağırlık faktörüne göre Çizelge 3.2'de gösterilen 14 mod noktasını, NEDC döngüsü kullanarak AVL CRUISE yazılımında çalıştırdıkları araç modeliyle türetmişlerdir. Ayrıca bu 14 mod noktası ve tam yük performansı için 16,5:1 sıkıştırma oranına sahip temel motoru referans alarak 3-D CFD simülasyon gerçekleştirmişlerdir [37].

Çizelge 3.2. NEDC döngüsüyle elde edilen 14 mod noktası[37]

No	Motor Hızı(rpm)	Motor Yüğü(Nm)	Ağırlık Faktörü(%)	Güç(kW)
1	1000	4,9	29,1	0,4
2	1704	56,7	10,1	10,1
3	2038	14,8	8,3	3,2
4	1811	16,7	7,2	3,2
5	1375	34,8	6,1	5,0
6	1261	23,9	5,1	3,2
7	1711	110,9	4,5	19,9
8	2005	112	3,8	23,5
9	1430	91,9	3,7	13,8
10	1004	50,3	3,3	5,3
11	1152	77,2	2,5	9,3
12	2295	137	2,2	32,9
13	2210	199,1	1,7	46,1
14	2048	72,1	1,2	15,5

Yaptıkları CFD analiz çalışması sonucunda, 1500 rpm. tam yük noktasında D yanma odasında, %43 daha düşük NO üretiminden ve daha düşük yanma sıcaklıklarından dolayı en yüksek is emisyonunun gözlemlendiği, A yanma odasında diğer yanma odalarına göre daha düşük is emisyonunun gözlemlendiği, C yanma odasında ise A'ya göre %25 daha düşük NO emisyonu gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. 3750 rpm motor hızında ve tam yük koşullarında D yanma odasında is emisyonlarının diğer yanma odalarına göre daha yüksek olduğu ve NO emisyonunun ise %52 daha düşük olduğu, 1500 rpm motor hızında olduğu gibi A yanma odasında is emisyonu diğer yanma odalarından daha düşük olduğu ve C yanma odasındaki NO emisyonlarının A yanma odasındakine göre %12 daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. 1000 ve 2000 rpm motor hızında ve %25 ve %60 parça yük koşullarında deneysel motor sonuçlarına göre C yanma odasında NO_x emisyonlarının A

yanma odasına göre daha düşük olduğu ve bu sonuçlarla, uzun spreysel hareketinin homojen karışım oluşumuna yardımcı olduğu ve difüzyon yanma safhasını azalttığı sonucuna varmışlardır. 3000 ve 4000 rpm motor hızlarında 16,5 sıkıştırma oranına sahip temel motora kıyasla C yanma odasında diğer yanma odalarına göre daha iyi bir tork eğrisi gösterdiği, deneysel sonuçlar ile 3D CFD simülasyonla çok iyi uyum sağladığı sonucuna varmışlardır. Yanma odası geometrisindeki değişimler ile ön karışimli yanma fazının yavaşladığı ve bu nedenle difüzyon yanmanın azaldığı bunlara bağlı olarak yanma veriminin ve gücün arttığını gözlemlemişlerdir. C yanma odasının, 16,5 sıkıştırma oranlı temel motora göre sıkıştırma oranının daha düşük olması nedeniyle, özgül yakıt tüketiminin 3 g/kWh daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. Aynı sıkıştırma oranında C yanma odasında A yanma odasına göre özgül yakıt tüketimi 1000 ile 1500 rpm arasındaki düşük hızlarda 4,5 g/kWh daha düşük ve 2000 ile 3750 rpm motor hızlarında ise 2-3 g/kWh daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. D yanma odasında motor hızı aralığı boyunca özgül yakıt tüketimi C yanma odasına göre 8-12 g/kWh daha düşük olduğu ve 3D CFD simülasyona benzer sonuçlar elde edildiği, C yanma odalı deney motorunda diğer yanma odalarına göre en düşük is emisyonunun gözlemlendiği ve bu değer 16,5 sıkıştırma oranlı temel motorun değerlerine göre daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. 16,5 sıkıştırma oranına sahip temel motorda en iyi ısı verimin gözlemlendiği durum, aynı sıkıştırma oranına göre tasarlanan yanma odaları arasında D yanma odasının ısı verimin en düşük olduğu sonucuna ulaşmışlardır. C yanma odasında ise A yanma odasına göre ısı verimi, yüksek motor hızlarında %2,5, düşük motor hızlarında ise %0,5 daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır [37].

Gafoor ve Gupta (2015), dört zamanlı, hava soğutmalı, doğal emişli, doğrudan enjeksiyonlu bir dizel motor için yaptıkları simülasyon çalışmasında yanma odası geometrisinin ve başlangıç girdap oranının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkilerini incelemişlerdir. Simülasyon çalışmasında AVL Fire code programını, dikdörtgen tip yanma odası geometrisi ve geniş bir aralıktaki girdap oranına sahip çeşitli yanma odası konfigürasyonlarını kullanmışlardır. Çalışmada kullandıkları girdap oranları ve dikdörtgen tip yanma odası geometrisi konfigürasyonları için d/D oranı değerleri Çizelge 3.3'te göstermişlerdir [38].

Çizelge 3.3. Çalışmada kullandıkları yanma odası geometrisi konfigürasyonları [38]

Başlangıç Girdap Oranı	Çap (d/D) Oranı						
	%80	%75	%70	%64	%60	%55	%50
0,5	B1S1	B2S1	B3S1	B4S1	B5S1	B6S1	B7S1
1,5	B1S2	B2S2	B3S2	B4S2	B5S2	B6S2	B7S2
2,5	B1S3	B2S3	B3S3	B4S3	B5S3	B6S3	B7S3
3,5	B1S4	B2S4	B3S4	B4S4	B5S4	B6S4	B7S4
4,5	B1S5	B2S5	B3S5	B4S5	B5S5	B6S5	B7S5

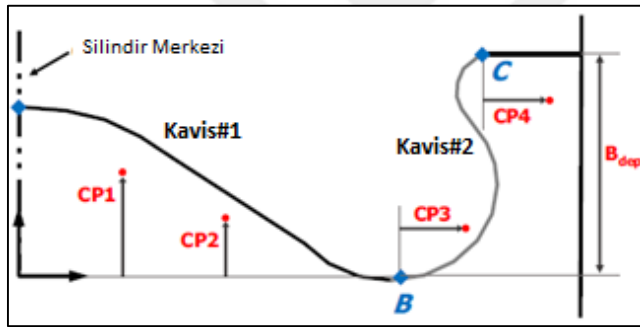
Çizelgeya ek olarak simülasyon çalışmasında kullandıkları dizel motoru temel yanma odası geometrisi %64 çap oranına ve 1,5 girdap oranına sahiptir. Simülasyon çalışmasında motorun sıkıştırma oranını, yanma odası hacmini, motor hızını ve enjeksiyon miktarını sabit tutmuşlardır. Ayrıca CFD simülasyonda dizel yanma süreçlerinin modellenmesinde ECFM-3Z modelini, türbülans ve türbülans duvarın ısı transferini k- ϵ -f modelini, duvar sınır tabakasının genişletilmiş sıcaklık profilinin modellenmesinde Popovac ve Hanjalic tarafından geliştirilen Kader modelini ve yakıt spreyinin modellenmesinde ise Wave parçalanma modelini kullanmışlardır. Bunlara ek olarak buharlaşma için Dukowicz modelini, duvar-sprey etkileşiminin modellenmesinde WallJet1 modelini, NO_x emisyonları için Zeldovich mekanizmasını ve is emisyonu için ise Kennedy-Hiroyasu-Magnussen modelini kullanmışlardır. Çalışma sonucunda ÜÖN'dan sonra girdap oranındaki artış ile beraber difüzyon yanma sürecinin arttığı, sırasıyla B5S2 ve B6S2 yanma odalarında yaklaşık 200 bar değerinde maksimum silindir içi basıncı ve 1000 K civarında maksimum silindir içi basıncın gözlemlendiği, kütleli olarak en yüksek NO emisyonunun B6S2 ve en düşük ise B2S2 yanma odası konfigürasyonlarında gözlemlendiği, B1S2 yanma odası konfigürasyonunda kütleli olarak en yüksek is ve en düşük CO emisyonunun gözlemlendiği, en yüksek CO ve en düşük is emisyonunun B7S2 yanma odası konfigürasyonunda gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. Başlangıç girdap oranında göre sonuçlara bakıldığında %80 çap oranında artan başlangıç girdap oranıyla birlikte silindir içi basınç ve sıcaklığının artarken, %50 çap oranında ise artan başlangıç girdap oranıyla beraber silindir içi basınç ve sıcaklıkta çok fazla değişimin olmadığı sonucuna varmışlardır. Bunun da sebebinin %80 çap oranında yanmış yakıt enjeksiyon miktarının artarken %50 çap oranında yanmış yakıt miktarında herhangi bir değişimin olmadığı olarak açıklamışlardır. Son olarak B6S3 yanma odası konfigürasyonunda temel duruma göre IMEP'indeki %4,55 oranındaki artış, is ve CO

emisyonlarındaki %81,9 ve %0,56'lık azalmaların yanı sıra NO emisyonundaki %32,4'lük artışın uygun yöntemlerle optimum seviyeye getirilebileceğinden dolayı iyi bir motor performansının ve düşük emisyon seviyeleri için optimum durum olduğu sonucuna varmışlardır [38].

Yaliwal ve diğerleri (2016), çalışmalarında tek silindirli, su soğutmalı, dizel-honge metil ester ve üretici gaz girişi kullanılan dört zamanlı dizel motorda yanma odası geometrisinin, nozulun ve enjektör basıncının motorun yanma, emisyon ve performans karakteristikleri üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Aynı zamanda 2, 3 ve 4 delikli 0,2, 0,25 ve 0,3 mm çaplı farklı nozul ağızlarında, 210, 220, 230, 240 bar enjektör basınçlarında ve farklı boyutlardaki yeniden girişli ve yarı küresel yanma odası konfigürasyonlarından yararlanarak honge metil ester-üretici gaz karışımı ile dizel-üretici gaz karışımının karşılaştırmasını yapmışlardır. Çalışma sonucunda 230 bar enjeksiyon basıncında, 4 delik ve 0,25 mm nozul çapında maksimum motor performansının görüldüğü, emisyon seviyesinde ve fren termal veriminde ise artışın gözlendiği sonucuna varmışlardır. Aynı zamanda dizel-hava gazı karışımında is emisyonu honge metil ester karışımına nazaran daha düşük olduğu, benzer enjeksiyon basınçlarında honge metil ester-hava gazı karışımında dizel hava gazı karışımına nazaran daha yüksek HC ve CO emisyon seviyeleri görüldüğü, NO_x seviyesinin ise daha düşük olduğu sonucuna ulaşmışlardır Ayrıca artan enjeksiyon basıncı ile birlikte daha küçük delik çaplı nozul delik sayısının daha düşük emisyon değerlerinde karışımın yeterli düzeyde oluşmasına yol açabileceği sonucuna varmışlardır [39].

Subramanian ve diğerleri (2016), yaptıkları bu çalışmada farklı piston yanma odası tasarımları (yarı küresel tip, yarı küresel kepçeli tip, toroidal tip, sığ derinlikli tip, yarı küresel oluklu tip) kullanarak yanma odası içerisindeki türbülans hareketini geliştirmeyi amaçlamışlardır. Burada türbülans akış ölçümlerinin yapılmasında Converge 3D CFD modeli kullanmışlardır. Çalışmada yanma odası içerisindeki türbülansı modellemek amacıyla RNG k-epsilon modelini, ısı modeli olarak Angelberger modelini, sayısal çözüm metodu olarak ise implicit metodunu kullanmışlardır. Çalışma sonucunda, farklı yanma odası tasarımlarının kullanılmasıyla silindir basıncı değişiminin görülmeyişi ve maksimum basınçların 45 bar civarında olduğu, yanma odası geometrilerindeki türbülans kinetik enerji değişiminin minimum seviyede olduğu ve maksimum türbülans hareketinin toroidal yanma odasında, minimum türbülans hareketinin ise yarı küresel yanma odasında görüldüğü sonucuna ulaşmışlardır [40].

Lee ve diğerleri (2016), yaptıkları bu çalışmada, benzin ve dizel karışımli yakıtı ve yanma odası geometrisi optimizasyon koşullarını kullanarak, sıkıştırma ile ateşlemeli motorun yakıt verimliliğini hem deneysel çalışmada hem de sayısal simülasyonda incelemişlerdir. Deneysel çalışma, Hyundai tarafından yeniden modifiye edilen tek silindirli, dört zamanlı, normal emişli, direkt enjeksiyonlu dizel motorda 0° ÜÖNö'den, 40° ÜÖNö'ye 5° KMA artış ile enjeksiyon zamanlamalarında D10B0, D8B2, D6B4, D4B6 karışım yakıtlarını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Sayısal simülasyonda ise benzin ve dizel karışımli yakıtın yanma ve emisyon parametrelerini modellemek için KIVA CHEMKIN çok boyutlu CFD kodunu, yanma performansını geliştirmek ve yanma odası geometrisini optimize etmek amacıyla ise KIVA CHEMKIN koduyla birleştirilen mikro genetik algoritmayı kullanmışlardır. Bu çalışmada yanma odası geometrisini optimize etmek için Şekil 3.7'deki yanma odası geometrisindeki parametreleri değiştirmişlerdir [41].

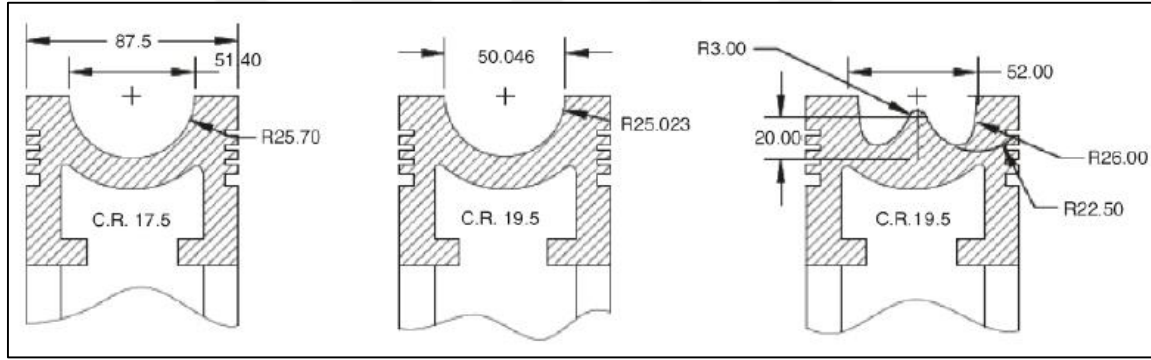


Şekil 3.7. Optimizasyonda kullanılan yanma odası geometrisi parametreleri [41]

Yapılan çalışma sonucunda, karışım yakıtındaki benzin oranı %20'den %60'a çıkarılması durumunda kendiliğinden ateşleme gecikmesindeki artış oranı, %100 dizel yakıtı göre %9,3' ten %57,7 arttığı, yanma süresindeki azalma oranı ise %0,7'den %31,6 oranında arttığı sonucuna varmışlardır. Ayrıca benzin oranının %20'den %60'a çıkarılması durumunda silindir içi basıncın minimum %5,2 oranında azaldığı ve en yüksek silindir içi basıncı %100 dizel yakıtta gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. En yüksek NO_x seviyelerinin D4B6 karışımında 5° ve 10° ÜÖNö enjeksiyon zamanlamalarında D6B4 karışımında ise 35° ve 40° ÜÖNö enjeksiyon zamanlamalarında gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. Ek olarak benzin karışımli yakıtların CO emisyonlarının dizele göre 0° ve 20° ÜÖNö enjeksiyon zamanlamaları aralığında biraz daha yüksek olduğu, HC emisyonunun ise yine 0° ile 20° ÜÖNö enjeksiyon zamanlaması aralığında D8B2 karışımında en yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Son olarak temel yanma odası geometrisinin derinliğinin

azaltılması ve genişletilmesiyle elde edilen optimum yanma odası geometrisi sıg tip yanma odası sonucunda, optimize edilen yanma odası geometrisinin özgül yakıt tüketiminin temel yanma odası geometrisine göre %5 daha düşük olduğu, yanmanın iyileştirilmesiyle optimum yanma odası geometrisinde NO_x emisyonlarının arttığı, silindir içi basıncın yaklaşık 1 bar civarında arttığı ve yine ısı salınım oranında ise çok az miktarda artışın gözlemlendiği sonucuna varmışlardır [41].

Gnanamoorthi ve diğerleri (2016), yaptıkları bu çalışmada tek silindirli, dört zamanlı, direkt enjeksiyonlu etanol-dizel karışımı ile çalışan dizel motorda yanma odası geometrisinin, performans, yanma karakteristiği ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Bu amaçla çalışmada, Şekil 3.8’de görüldüğü gibi yarı küresel tip ve toroidal tip yanma odası geometrilerini kullanmışlardır [42].



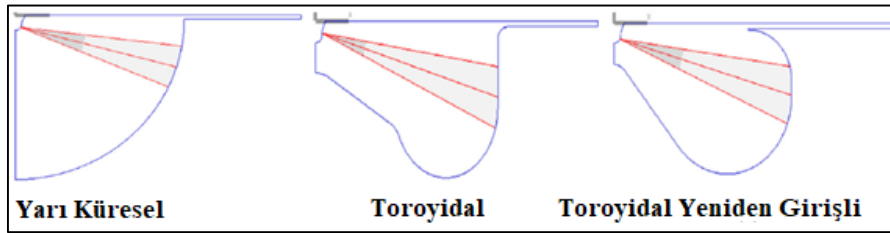
Şekil 3.8. Çalışmada kullandıkları yanma odası geometrileri [42]

Ayrıca yaptıkları bu çalışmada dizeli ve %40 etanol-dizel karışimli yakıtı, performans, yanma karakteristiği ve egzoz emisyonları bakımından karşılaştırmışlardır. Yaptıkları çalışma sonucunda, %40 etanol-dizel karışimli yakıtın hem yarı küresel hem de toroidal tip yanma odası geometrisinde fren ısı veriminin dizele göre daha yüksek olduğu ve en yüksek ısı verimin yaklaşık %35 ile %40 etanol-dizel karışimli yakıtta ve toroidal tip yanma odasının kullanılmasıyla elde edildiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca saf dizel yakıt kullanımında düşük yüklerde toroidal tip yanma odasında ısı veriminin daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Hem saf dizel hem de %40 etanol-dizel karışimli yakıtta toroidal tip yanma odası kullanımıyla ön karışimli yanma fazında çok az bir artışın gözlemlendiği, %40 etanol-dizel karışimli yakıt kullanımıyla yanmanın daha erken başladığı, daha uzun ateşleme gecikmesi gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. Ek olarak daha düşük

setan sayısından dolayı etanol karışımı yakıtta ısı salınım oranının daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Toroyidal tip yanma odasının kullanılmasıyla, sprey penetrasyon mesafesinin azaldığı ve türbülansın arttığı ve bunların sonucunda oksidasyonun hızlandığı ve CO emisyonlarının arttığı sonucuna varmışlardır. Etanol-dizel karışımı yakıtın kullanılmasıyla CO emisyonlarının arttığı ve etanol- dizel karışımı yakıtın kullanılmasıyla toroyidal tip yanma odasında dizele göre CO emisyonlarının orta ve düşük yüklerde daha yüksek iken, daha yüksek motor yük koşullarında daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. Etanol- dizel karışımı yakıtta her iki yanma odasının da kullanılmasıyla dizele göre HC emisyonlarının daha yüksek olduğu, motor yükündeki artışla beraber NO_x emisyonlarında her iki durum ve her iki yanma odasında da arttığı sonucuna varmışlardır. Düşük yüklerde ve daha düşük setan sayısı nedeniyle en yüksek is emisyonu %40 etanol-dizel karışımı yakıtta, yarı küresel yanma odasında gözlemlendiği, daha yüksek yüklerde ise etanoldeki oksijen atomunun is emisyonunu azaltmak etkili olduğundan dolayı, is emisyonlarının azaldığı sonucuna varmışlardır [42].

Bapu ve diğerleri (2017), yaptıkları bu çalışmada, %80 dizel ile %20 calliphylum inophylum metil esterin karıştırılmasıyla elde edilen B20 yakıtı ile tek silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı değişken ateşlemeli motorda deneysel bir araştırma yapmışlardır. Bu çalışmada, modifiye edilmiş yarı küresel yanma odası ve temel yarı küresel yanma odası geometrilerini kullanarak hava-yakıt karışım hazırlığını ve türbülansı geliştirerek egzoz emisyonlarını ve yanma karakteristiklerini iyileştirmeyi hedeflemişlerdir. Bu amaçla silindir içerisindeki hava-yakıt karışımı oluşumunu pistonun farklı pozisyonlarında simüle etmişlerdir. Yaptıkları bu çalışma sonucunda, modifiye edilmiş yarı küresel yanma odasında, B20 yakıtın kullanılması durumunda dizele göre daha iyi yanma karakterizasyonunun ve daha düşük egzoz emisyonlarının görüldüğü, sıkıştırma oranının artmasıyla her iki yanma odası geometrilerinde de maksimum basınçlarında önemli iyileşmelerinde gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. B20 yakıtta, yanma odası geometrilerinden bağımsız olarak sıkıştırma oranındaki artış sonucunda net ısı yayılım oranında azalma olduğu ayrıca B20 yakıtı ile birlikte her iki yanma odasında da NO_x emisyonlarının dizele göre biraz daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Son olarak modifiye edilmiş yarı küresel yanma odasının kullanılmasıyla türbülansın arttığı ve daha iyi yanmanın görüldüğü, genel olarak modifiye yarı küresel yanma odasının yanma karakteristiği ve egzoz emisyonları açısından temel yarı küresel yanma odasına nazaran önemli derecede gelişme gösterdiği sonucuna varmışlardır [43].

Khan ve diğerleri (2018), yaptıkları bu çalışmada piston yanma odası geometrisinin ve sprej açısının karışım üzerindeki birleşik etkilerinin incelemişler ve direkt enjeksiyonlu dizel motorunda yanma ve emisyon karakteristiklerini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Çalışmalarında, sprej açısının ve yanma odasının etkisini incelemek için 150° , 155° , 160° ve 165° olmak üzere dört farklı sprej açısı ve Şekil 3.9’da görüldüğü gibi toroidal yeniden girişli, toroidal ve yarı küresel olmak üzere üç farklı yanma odası geometrisi kullanmışlardır [44].



Şekil 3.9. Çalışmada kullandıkları yanma odası geometrileri [44]

AVL Fire kodu kullanarak yaptıkları CFD analiz çalışmasında kullanmak amacıyla yanma odaları içerisindeki türbülans akışın modellenmesinde Hanjalic ve diğerleri tarafından geliştirilen k- ϵ -f modeli, spray dağılmasının modellenmesinde Reitz ve diğerleri tarafında geliştirilen WAVE modeli, yanmanın modellenmesinde Coherent alev modeline dayandırılan ECFM-3Z modelini ve NO_x emisyonlarının modellenmesi için ise Zeldowich mekanizmasını kullanmışlardır. Yaptıkları çalışma sonucunda, üç farklı tipteki yanma odasında sprej açısının artmasıyla motor silindir içi basınç ve sıcaklığının, ısı yayılım oranının, NO_x emisyon seviyesinin arttığı ve is oluşumunun ise azaldığını gözlemlemişlerdir. Ek olarak toroidal yeniden girişli tip yanma odası geometrili (TRCC) motorda diğer yanma odası geometrilerine göre daha yüksek silindir basınç ve ısı yayılım oranı pikinin görüldüğü, bu durumun ise daha büyük sprej penetrasyonuna, daha homojen karışım oluşumuna, yakıtın daha hızlı buharlaşmasına ve türbülans oluşumundaki artışa bağlı olabileceği sonucuna varmışlardır. Ayrıca yarı küresel tip yanma odası geometrisinde ise en düşük silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı piki gözlemlendiği, toroidal yeniden girişli tip yanma odası geometrili (TRCC) motorda diğer yanma odası geometrilerine göre daha yüksek silindir içi sıcaklığı ve buna bağlı olarak daha yüksek NO_x emisyonlarının gözlemlendiği, is emisyonu oluşumunu diğerlerine göre daha düşük ve is oksidasyon oranının ise diğer yanma odası geometrilerine göre daha yüksek türbülans oluşumu nedeniyle daha yüksek olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Artan sprej açısıyla birlikte tüm yanma odası

geometrilerinde silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı pikinde artışın gözlemlendiği sonucuna varmışlardır [44].

Li ve diğerleri (2018), yaptıkları bu çalışmada, yanıl girdaplı yanma sistemi (LSCS) yanma odası geometrisinin ve optimize edilen yanma odası geometrisinin, yanma ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini analiz etmek amacıyla, 2500 rpm motor devrinde ve tam yük durumunda sayısal simülasyon gerçekleştirmişlerdir. Optimize edilen yanıl girdaplı yanma sistemi yanma odasındaki performans artışının doğrulanması amacıyla tek silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı, direkt enjeksiyonlu dizel motorda deney gerçekleştirmişlerdir. Yanma ve egzoz emisyon analizlerinde LSCS yanma odası geometrisinin Çizelge 3.4'te görüldüğü gibi merkezi başlık geometrisindeki parametrelerin değiştirilmesi ile 12 farklı

Çizelge 3.4. Merkezi başlık parametrelerinde değişimlerle oluşturulan LSCS yanma odası geometrileri[45]

No	Değişken geometriler	r_t (mm)	δ_t (°)	h_t (mm)	r_0 (mm)	Çizim Haritası
1	r_t - δ_t	0	15	7,5	12	
2		3	16,6	7,5	12	
3		6	18,7	7,5	12	
1	δ_t - r_c	0	15	7,5	12	
6		0	13	7,5	6,3	
7		0	17	7,5	15,2	
1	r_t - h_t	0	15	7,54	12	
8		3	15	8,34	12	
9		6	15	9,13	12	
1	δ_t - h_t	0	15	7,5	12	
10		0	10	10,2	12	
11		0	20	4,8	12	
1	h_t - r_c	0	15	7,5	12	
12		0	15	7,0	10	
13		0	15	8,2	14	
1	r_t - r_c	0	15	7,5	12	
4		2	15	7,5	9,9	
5		4	15	7,5	7,1	

ve Şekil 3.10’da görüldüğü gibi bölünmüş akış oluşum parametrelerinin değiştirilmesiyle 7 farklı LSCS yanma odası geometrisi konfigürasyonlarını temel yanma odası geometrisiyle karşılaştırmışlardır [45].



Şekil 3.10. LSCS yanma odası geometrisindeki bölünmüş akış oluşum parametreleri [45]

Ayrıca yaptıkları bu çalışmada, yanma odası içerisindeki türbülans hareketinin modellenmesinde k- ϵ modelini, sprej parçalanmasında dalga modelini, sprej buharlaşmasının modellenmesinde Dukowicz mekanizmasını, yanma sürecinin modellenmesinde Eddy break-up modelini, is emiyonlarının modellenmesinde Kennedy, Hiroyasu ve Magnussen’in geliştirdikleri modeli ve NO_x emisyonlarının modellenmesinde ise Heywood ve sıcaklık dalgalanmaları modelini kullanmışlardır. Yaptıkları bu simülasyon çalışması sonucunda, merkezi başlık parametrelerindeki değişimle oluşturulan yanma odalarında, temel yanma odasına göre daha iyi performans gözlemlendiği ve 12 numaralı yanma odası geometrisinde ise en düşük belirtilen güç ve en yüksek is emisyon seviyesinin gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca merkezi başlık parametrelerindeki değişimlerin LSCS yanma performansına çok fazla etki etmediği sonucuna varmışlardır. Bölünmüş akış oluşum parametrelerindeki değişim sonucunda ise yanma odası çapının 84 mm ve 88 mm olması durumlarında ve 145° sprej açısında en düşük is emisyon seviyeleri ve en yüksek belirtilen gücün elde edildiği ve bu sebeple en iyi yanma performansının gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. LSCS’de en düşük is emisyon seviyesi, en iyi yanma performansı ve en yüksek NO_x emisyon seviyesi 92 mm yanma odası çapında gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca 92 mm yanma odası çapında hava-yakıt karışım oluşumunun iyileştiği ve 84 mm yanma odası çapında ise yanal girdap bölgelerinde yakıt/hava karışımının biriktiğini gözlemlemişlerdir. 100 mm ve daha yüksek yanma odası çaplarında ise yanal girdap bölgelerine püskürtülen sprejin duvara çarptığında püskürtme enerjisinin azaldığı ve buna bağlı olarak yanal girdapların gelişmesinin ve yayılmasının yeterli seviyede

gerçekleşmediği sonucuna varmışlardır. Son olarak optimum yanma odası 92 mm çapta ve 6 mm konveks kenar uzunluğunda elde edildiği sonucuna varmışlardır [45].

Şener ve diğerleri (2020), dört zamanlı, doğal emişli, direkt enjeksiyonlu, tek silindirli bir dizel motorda yaptıkları deneysel ve nümerik çalışma ile dizel motordaki akış hareketini, spreyi, yanma proseslerini ve egzoz emisyonlarının analizlerinin yapılmasını amaçlamışlardır. Yaptıkları çalışmada girdap yanma odasının yeni bir versiyonunu ve yeniden girişli bir yanma odası geometrisini kullanmışlardır. Bunların yanında sprey açısında ve enjeksiyon basıncında değişiklikler yaparak temel tasarımlarının karşılaştırmasını yapmışlardır. Genel olarak çalışmalarında temel, çoklu girdaplı, çift girdaplı ve yeniden girişli olmak üzere dört farklı yanma odası geometrisi; 120°, 140° ve 150° olmak üzere üç farklı sprey açısı; 200 ve 1000 bar olmak üzere iki farklı enjeksiyon basıncı kullanmışlardır. Çalışmalarında deneyleri, 1500, 1800, 2400, 2800 ve 3000 rpm motor hızlarında ve tam yük koşullarında yapmışlardır. Nümerik çalışmayı ise Converge CFD programını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Programda yanma odasının içerisindeki türbülansın modellenmesinde RNG k- ϵ modelini; yanma proseslerinin modellenmesinde ECFM-3z modelini; buharlaşmanın modellenmesinde Frassling modeli; çarpışmanın modellenmesinde NTC modeli, sprey-duvar etkileşim modeli olarak Rebound/Slide modeli; sprey parçalanmasının modellenmesinde KH-RT modelini kullanmışlardır. Bunlara ek olarak NO_x emisyon modeli olarak Zeldowich mekanizmasını ve is emisyonunun modellenmesinde ise Hiroyasu modelini kullanmışlardır. Çalışma sonucunda tam yük koşullarında ve 2800 rpm motor hızında simülasyon ve deneysel çalışmaların silindir içi basınç ve ısı dağılım oranlarının iyi bir uyuma içerisinde oldukları ve aralarındaki sapmanın %5'den daha az olduğu sonucuna varmışlardır. Yeniden girişli ve temel yanma odasında sprey açısındaki artışla beraber termal verimin azaldığı, çift girdaplı ve çoklu girdaplı yanma odalarında ise 140° sprey açısında en düşük termal verimin elde edildiği ve sprey açısına bağlı olarak en yüksek termal verimin çift girdaplı yanma odasında elde edildiği sonucuna varmışlardır. Dört farklı yanma odası geometrisi için artan sprey açısı ile beraber NO_x emisyonunun arttığı ve en düşük NO_x emisyonunu 120° sprey açısında temel yanma odası geometrisinin kullanılmasıyla elde etmişlerdir. Çift girdaplı yanma odası geometrisinin kullanılması durumunda 120° sprey açısında en düşük CO_x emisyonunun gözleendiği, en yüksek enjeksiyon basıncı değerlerinde ise yeniden girişli, çift girdaplı ve çoklu girdaplı yanma odası geometrilerinde CO emisyonunun azaldığı sonucuna varmışlardır. 120°, 140° ve 150° sprey açılarında en düşük is emisyon oluşumu çift girdaplı yanma odasında

gözlemlemişlerdir. Tüm yanma odası geometrileri için enjeksiyon basıncındaki artışla beraber is emisyonunun önemli derecede azalmanın gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. Ek olarak artan enjeksiyon basıncının silindir içi basıncı arttırdığı ve çoklu girdaplı yanma odasının kullanılmasıyla silindir içerisinde oldukça homojen bir hava-yakıt karışımının oluştuğu sonucuna varmışlardır [46].

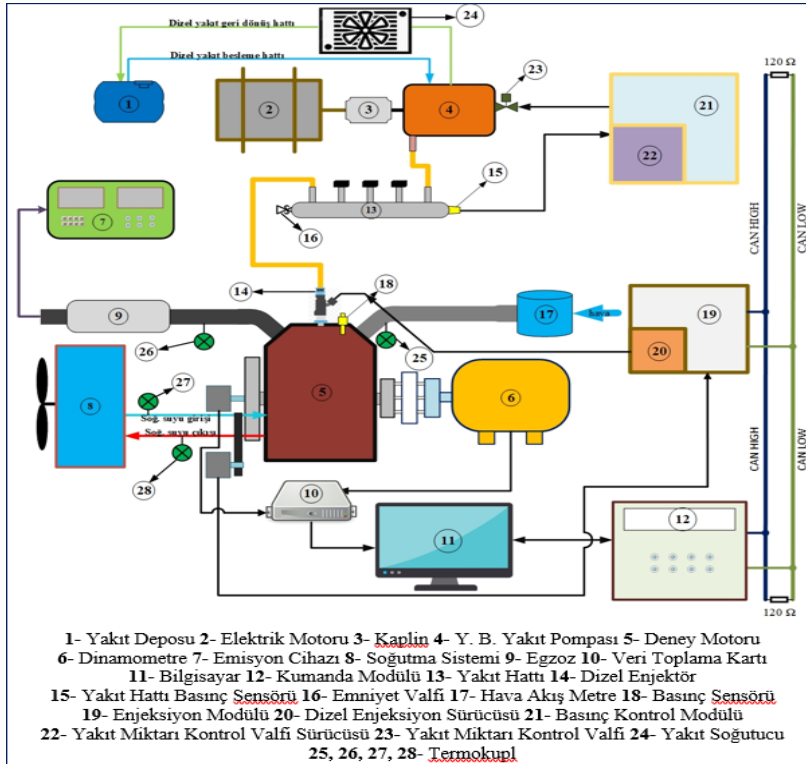
Şener ve Gül (2021), dört zamanlı, su soğutmalı, doğal emişli, direkt enjeksiyonlu, tek silindirli, hafif hizmet tipi bir dizel motorda yaptıkları deneysel ve nümerik çalışma ile Converge CFD programını kullanarak dizel motorun yanma verimini maksimize etmeyi ve egzoz emisyonlarını azaltmak amacıyla yanma odası geometrisi için optimizasyon çalışması yapmışlardır. Yaptıkları bu çalışmada asıl olarak motorun gücünü ve torkunu koruyarak dizel motorun yanma verimini optimize etmeyi amaçlamışlardır. Çalışmalarında çift girdaplı yanma odasını kullanmışlardır. Bu yanma odasının derinliğini, çapını ve diğer boyutlarını, indike ortalama efektif basınç hedefinin karşılanması durumunda NO_x ve is emisyonlarını minimize etmek amacıyla optimize etmişlerdir. Ayrıca optimizasyon hedeflerini sağlamak amacıyla enjektör sprej açısını, SOI ve enjektör çıkıntısını parametrize olarak ifade etmişlerdir. Çalışmada yanma odası tasarım parametrelerini ve yanma odası geometrisini otomatik olarak değiştirebilmek ve optimize edebilmek amacıyla CASES yazılımını ve çok amaçlı genetik algoritmayı kullanmışlardır. Burada toplam 104 farklı yanma odası geometrisi ve 23 çeşit enjeksiyon parametreleri belirtmişlerdir. Ayrıca simülasyon çalışmasında sprej parçalanmasının modellenmesi için KH-RT modeli; silindir içerisindeki türbülansın modellenmesinde RNG k- ϵ modeli; silindir içerisindeki yanma proseslerinin modellenmesinde ECFM-3Z modeli; sprejin buharlaşma proseslerinin modellenmesi için Frossling buharlaşma modeli; çarpışmanın modellenmesi için NTC modeli; genişletilmiş Zeldowich mekanizması, NO_x oksidasyonunun modellenmesinde ve Hiroyasu-NSC modeli is emisyon oluşumunun hesaplanmasında kullanmışlardır. Deneysel ve simülasyon verilerinin sonuçlarını tam yük koşullarında ve 2800 rpm motor hızında karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonucunda simülasyon ve deneylerin silindir içi basınç ve ısı dağılım oranı verileri arasında iyi bir uyumun olduğu ve %5'den daha az bir sapmanın gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. Çalışma sonucunda optimum yanma odası ve çalışma parametreleri aracılığıyla yanma veriminde artışın, NO_x ve is emisyonlarının minimum seviyede gözlemlendiği sonucuna varmışlardır. Motorun optimize edilmesi sonucunda temel motora göre %42 daha az NO_x , yaklaşık %84'ten daha az is emisyonu ve %81'den daha az CO emisyonu ürettiği ve ayrıca gücünün ise %3,2 oranının arttığı sonucuna varmışlardır. Ayrıca optimum

yanma odasının yakıt-dolgu gaz karışımını iyileştirdiği ve zengin karışım bölgelerini azalttığı sonucuna varmışlardır. Ek olarak optimize edilmiş motor parametreleri ile yakıt ekonomisinde ve emisyonlarda önemli iyileşme elde edilebildiği sonucuna varmışlardır [47].



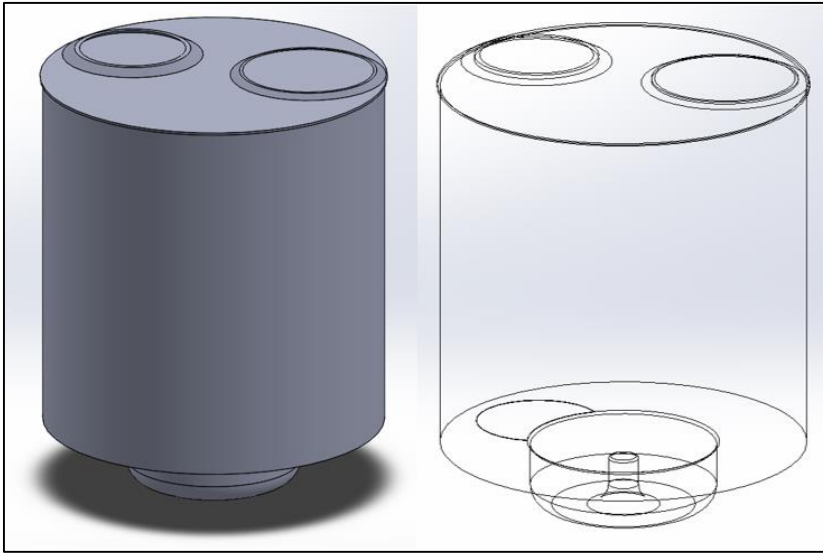
4. MATERYAL ve METOD

Yapılan bu deneysel ve simülasyon çalışmasında, doğal emişli, dört zamanlı, su soğutmalı, tek silindirli mekanik enjeksiyonlu bir dizel motorun enjeksiyon sisteminde değişiklik yapılarak motora elektronik kontrollü enjeksiyon sistemi uyarlanmıştır. Deneyler Gazi Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Motor Taşıt ve Performans Testleri Laboratuvarında bulunan Cussons marka P8160 tipi elektrikli DC dinamometresinde gerçekleştirilmiştir. Deneylerde basınç verilerinin okunması için Cussons marka P4100 tipi motor yanma süreçleri analizörü, AVL marka 3009 tipi şarj amplifikatörü, National Instruments marka veri aktarım kartı, KISTLER marka 6056A model basınç sensörü ve enkoderden oluşan bir indikatör sistemi kullanılmıştır. Bu indikatör sisteminden alınan ham basınç verileri, Matlab yazılım programında hazırlanan bilgisayar kodu yardımıyla işlenmiş ve motorun performans ve yanma karakteristiklerini incelemek amacıyla basınç, ısı dağılımı ve kümülatif ısı dağılım grafikleri oluşturulmuştur. Deneylerde is emisyonunun ölçülmesi için BOSCH marka BEA 070 tip emisyon cihazı, diğer emisyonlar için ise BOSCH marka BEA 060 tipi emisyon cihazı kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan deney düzeneğinin şematiği Şekil 4.1’de gösterilmektedir.



Şekil 4.1. Deney düzeneğinin şematik gösterimi

Yapılan deneylerin ardından simülasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Nümerik çalışmada Şekil 4.2’de gösterildiği gibi deney motorunun yanma odası geometrisi, Solidworks 2018 programında modellenmiştir. Ardından modellenen yanma odası geometrisindeki yanma analizleri Converge CFD programında yapılmıştır. Analizlerin yapılması ile deneysel verilerin doğrulaması yapılmış ve ardından enjeksiyon süresi, enjektör konum açısı parametreleri ve farklı yanma odası geometrilerinde analizler yapılarak basınç, ısı dağılımı ve kümülatif ısı dağılımı grafikleri oluşturularak yanma karakteristiği ve motor performansı açısından değerlendirmeler yapılmıştır.



Şekil 4.2. Deney motorunun yanma odası geometrisinin modellenmiş hali

4.1. Deneysel Çalışma ve Kullanılan Cihazlar

Deneysel çalışma Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü Motor Taşıt Performans Testleri Atölyesinde bulunan test atölyesinde, DC dinamometresi, tek silindirli, su soğutmalı, doğal emişli motor, indikatör cihazı, yanma analiz cihazı, hava ölçüm cihazı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

4.1.1. Deney motoru

Deneyler dört zamanlı, su soğutmalı, elektronik kontrollü direkt enjeksiyonlu tek silindirli bir dizel motorda yapılmıştır. Motorda fabrika çıkışı olarak mekanik kontrollü enjeksiyon sistemi bulunmasından dolayı gerekli modifikasyonlar yapılarak enjeksiyon sistemi

elektronik kontrollü bir sisteme dönüştürülmüştür. Bu deneysel çalışmada kullanılan dizel motorunun teknik özellikleri Çizelge 4.1’de gösterilmektedir.

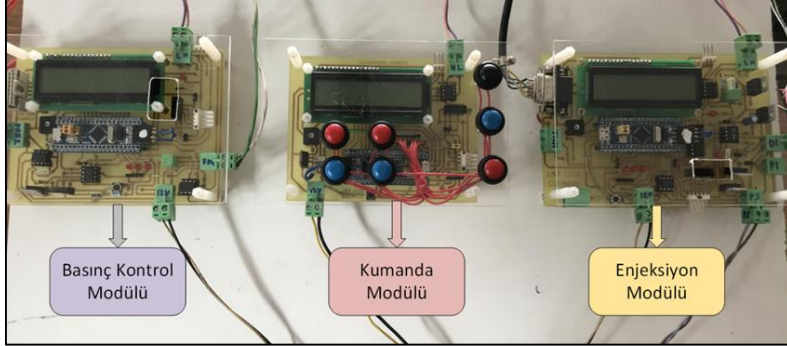
Çizelge 4.1. Deneyde kullanılan dizel motorun teknik özellikleri

Marka	Antor AD510 BS
Motor tipi	Elektronik kontrollü, DI, Dizel motor
Silindir sayısı	1
Silindir çapı (mm)	85
Kurs boyu (mm)	90
Biyel boyu (mm)	145
Strok hacmi (cm ³)	510
Sıkıştırma oranı	17,5:1
Maksimum motor devri (1/min)	3000
Maksimum motor gücü (BG)	12
Maksimum tork (Nm)mm	32,8@1800 rpm.
Enjektör nozul delik sayısı ve çapı (mm)	5 / 0,145 mm
Enjeksiyon basıncı (bar)	750
Püskürtme avansı	ÜÖN’ dan 16 °KA önce
Emme supabı kapanması (° KA)	236,16 °KA
Egzoz supabı açılması (° KA)	484,20 °KA
Egzoz supabı kapanması (° KA)	11,88 °KA

4.1.2. Yakıt enjeksiyon sistemi

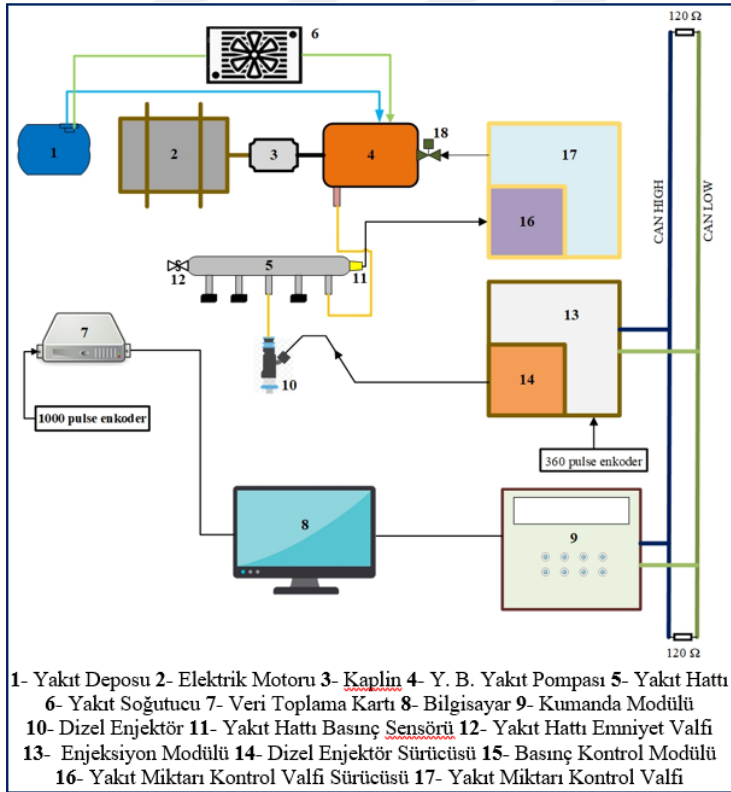
Yakıt enjeksiyon sistemleri, yüksek basınç altında, uygun zamanda ve kalitede yakıtın yanma odasına enjeksiyonunu sağlayan sistemlerdir [1]. İlk dizel motorlarda yakıt enjeksiyon sistemleri mekanik olarak yay geri getirmeli olarak çalışıyordu. Günümüzde ise sistem elektronik olarak kontrol edilmektedir [2]. Burada yapılan deneysel çalışmada kullanılan motorda mekanik enjeksiyon sistemi saf dışı edilerek, deney motoruna sıfırdan elektronik kontrollü common-rail enjeksiyon sistemi modifikasyonu uygulanmıştır. Bu yeni modifiye edilen enjeksiyon sistemi sayesinde motora püskürtülecek yakıt miktarı, enjeksiyon basıncı, püskürtme avansı gibi parametrelerin kolayca kontrollü sağlanmıştır. Sistemde yüksek basınç pompasının, enjektörün kontrolü için TUBİTAK-1001 projesi kapsamında tasarlanan ve Resim 4.1’de gösterilen kontrol kartları kullanılmıştır. Tasarlanan bu sistem sayesinde enjeksiyon sisteminin kontrolü kolaylaştırmıştır. Silindir içerisine püskürtülecek yakıt miktarı, enjeksiyon basıncı, püskürtme avansı gibi parametrelerin

kolayca ayarlanabilmesinin yanı sıra motor hızı, enjeksiyon süresi gibi parametrelerin gözlemlenmesi de bu kartlar ile sağlanabilmektedir.



Resim 4.1. Yakıt enjeksiyon sistemi kontrolcü kartları

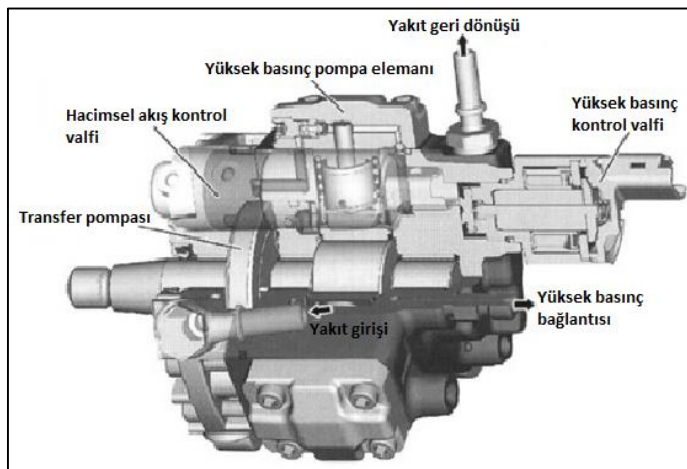
Yapılan deneysel çalışmada yeniden modifiye edilen enjeksiyon sistemine BOSCH marka enjektör, common-rail yakıt hattı, yüksek basınç pompası, yakıt filtresi, yakıt deposu uyarlanmıştır. Modifiye edilen bu enjeksiyon sisteminin şematize edilmiş hali Şekil 4.3'te gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Deneyde kullanılan enjeksiyon sistemi şeması

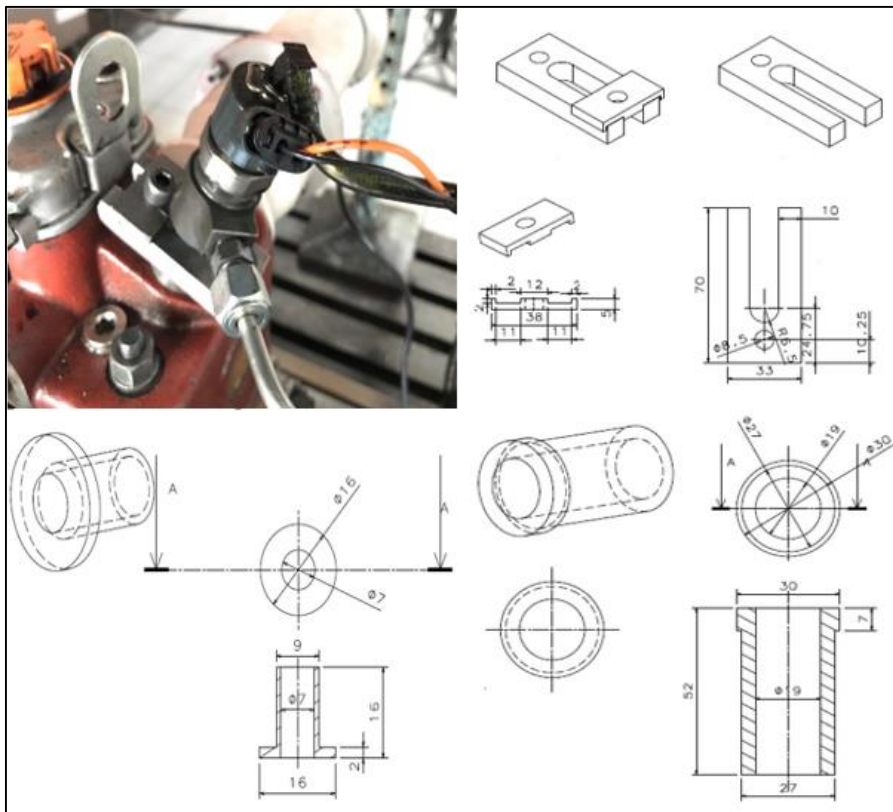
Yukarıdaki şemada da görüldüğü üzere sistemdeki yüksek basınç yakıt pompası hareketini elektrik motorundan almaktadır. Sistem yüksek basınç ile çalışmasından dolayı yakıt aşırı ısınır ve yakıtın kimyasal özelliklerinde bozulmaya neden olacaktır. Bu yüzden yakıtın aşırı ısınmasını önlemek amacıyla sistemde yakıt soğutucusu kullanılmıştır. Burada özellikle yakıt hattı geri dönüşünden gelen yakıt ve common-rail yakıt hattı aşırı ısınmaktadır. Eski sistemde yakıt hattı kullanılmadan birim enjektör sistemi kullanılırken, modifikasyon ile birlikte common-rail sistem kullanılmaya başlanmıştır. Common-rail sistemlerde enjeksiyon basıncı, yüksek basınç pompası aracılığıyla üretilmektedir ve burada commonrail hattı basınç akümülatörü gibi davranmaktadır. Common-rail sistemler, enjeksiyon basıncını ve zamanlamasını geniş bir aralıkta değiştirebilmesi nedeniyle kullanımı oldukça avantajlıdır. Genel anlamda common-rail sistem, dizel motorlarda yakıt tüketiminin, gürültü ve kirletici emisyonların azaltılmasını sağlamaktadır. Bu sayede sistem günümüzde yüksek devirli otomobil direkt enjeksiyon motorları için en çok kullanılan yakıt enjeksiyon sistemi haline gelmiştir [1].

Yakıt enjeksiyon sisteminin diğer bir önemli sistem elemanı Resim 4.2’de görülen yüksek basınç pompası, düşük ve yüksek basınç durumları arasında bir arabirim olarak davranmaktadır. Pompa elemanın temel görevi, tüm motor çalışma koşullarında mevcut basınç altında yeterli yakıtın olduğundan emin olmaktır. Yüksek basınç pompası, yakıtın enjeksiyonundan bağımsız olarak yüksek basınç akümülatörü için sabit sistem basıncı oluşturmaktadır [1].



Resim 4.2. Yüksek basınç yakıt pompası [4]

Çalışmada kullanılan deney motorunda yukarıda da belirtmiş olduğum gibi fabrika çıkışı olarak mekanik kontrollü yakıt enjektörü kullanılıyordu ve elektronik kontrollü enjektöre göre boyu daha kısa ve daha geniş bir enine sahipti. Bu yüzden deneylerde kullanılacak olan BOSCH marka elektronik kontrollü yakıt enjektörünü, enjektör yuvasına ve motor üzerine sabitlemek amacıyla Resim 4.3'te teknik resimleri gösterilen aparatlar yapılmıştır ve yapılan aparat ile elektronik kontrollü enjektör motora uyarlanmıştır. Enjektör aparatlarının çizimleri ve teknik resimleri CATIA V5 programında yapılmış ve aparatlar, Otomotiv Mühendisliği Bölümü Temel İmalat İşlemleri Atölyesinde tornada tezgahında işlenerek yapılmıştır.



Resim 4.3. Enjektörü motora sabitlemek için üretilen aparatlar

4.1.3. Dinamometre

Yapılan deneylerde, genellikle tek silindirli motorların testlerinin yapılmasında kullanılan, 4000 rpm motor hızında maksimum 10 kW güç absorbe edebilme kapasitesi olan ve Resim 4.4'te gösterilen Cussons P8160 DC akım dinamometresi kullanılmıştır. Dinamometrede bir dişli çark ve manyetik alıcı sayesinde hız ölçümü ve kontrol sistemine geri besleme sağlanmaktadır. Dinamometrede motor hızı ayarı, panele yerleştirilen 10 turlu potansiyometre ile hassas bir şekilde sağlanmaktadır. Burada motor hızı manyetik alıcı

sensörü ile birlikte dinamometresinin şaft milinde yer alan dişli teker üzerinden motor hızı ölçülmektedir [48-49].

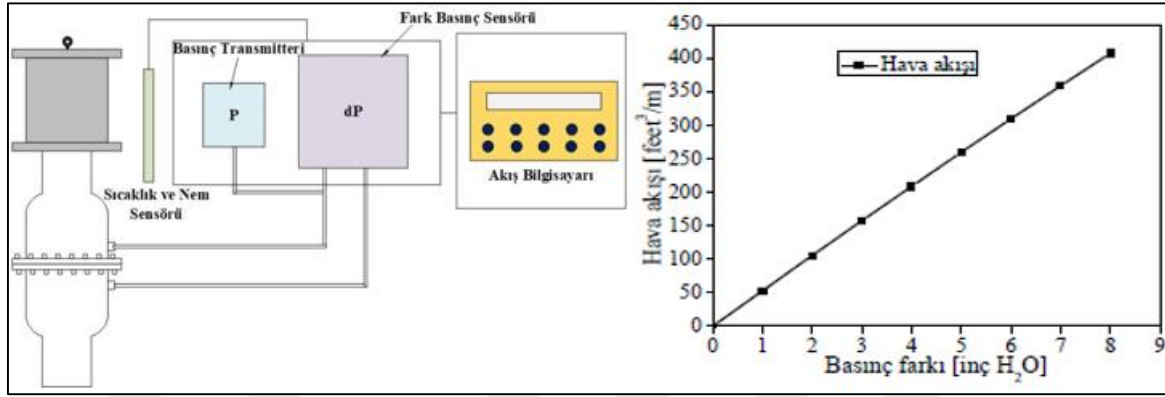


Resim 4.4. Deneyde kullanılan Cussons P8160 dinamometresi

4.1.4. Hava akış ölçüm sistemi

Deneylerde hava tüketimini ölçmek amacıyla dakikada $12,06 \text{ m}^3$ havayı işleyebilen, hava girişi ve çıkışı çapları 101,6 mm olan Şekil 4.4'te şematik görünümü ve karakteristiği verilen Meriam Z50MC2-4F laminar akış elemanı kullanılmıştır. Sistem, hacimsel debiyi kolay belirlenen bir fark basıncı üreterek gösteren ve çok ince ve uzun hava kanallarından oluşan akış cihazıdır. Burada laminar akış elemanı, üretilen bir fark basıncı yardımıyla kılcal içerisindeki laminar akışı harekete geçirerek, sistemdeki havanın volümetrik akış oranını belirlemektedir. Sistemde bulunan akış bilgisayarı sayesinde laminar akış elemanında oluşan basınç farkı ile birlikte hava akışı hesaplanır ve atmosfer basıncı, bağıl nem ve ortam sıcaklığının ölçülmesiyle hesaplanan değerlerde düzeltme işlemi yapılarak hava akış değeri elde edilmektedir. Sistem, akış ve fark basıncı arasında 1-100 akış aralığını mümkün kılan lineer bir tepkiye sahiptir. [49,50].

Sisteme giren havanın debisinin doğru biçimde ölçülebilmesi ve emme hattında olası dalgalanmaları önleyebilmek amacıyla hacmi 50 L olan bir varil kullanılmış ve laminar akış elemanı varilin emme kısmına bağlanmıştır [50].



Şekil 4.4. Laminer akış sisteminin şeması ve karakteristiği

Hava akışı hesaplamalarının yapılması

Sisteme giren havanın debisi, laminar akış elemanında oluşan basınç farkı göz önünde bulundurularak Eş. 4.1’de verilen formül ile hesaplanmaktadır,

$$V_h = 53,465\Delta P = 0,315139\Delta P^2 \quad (4.1)$$

Eşitlikte, V_h ile hava debisi (feet³/m), ΔP ise akış elemanı emme ve çıkışı arasındaki basınç farkı olarak ifade edilmektedir.

Deney yapılan ortamın koşullarına bakıldığında, deney esnasında ortam sıcaklığı, basıncı ve ortamdaki nem miktarı sürekli değişkenlik göstermektedir. Bundan dolayı hava akış miktarında Eş. 4.2’de verilen denklem ile düzeltme işlemi yapılarak hava tüketimi hesaplanabilecektir.

$$V_d = V_\delta \frac{P_{ref} T_\delta}{P_\delta T_{ref}} \quad (4.2)$$

Eşitlikte görüldüğü üzere V_d , düzeltilmiş hava debisini, $V_{\bar{o}}$, ölçülen hava debisini, P_{ref} , referans basınç, $P_{\bar{o}}$, deneyin gerçekleştirildiği ortam basıncı, T_{ref} , referans sıcaklık ve $T_{\bar{o}}$, deneyin yapıldığı ortamın sıcaklığı olarak ifade etmektedir.

4.1.5. Egzoz emisyon ölçüm cihazları

Deneylerde egzoz emisyon değerlerinin ve hava fazlalık kat sayısının(λ) ölçülmesi amacıyla Resim 4.5'te gösterilen BOSCH marka BEA 550 egzoz emisyonu ölçüm cihazı kullanılmıştır. Cihazda is emisyon değerlerinin ölçülmesi için BEA 070 egzoz emisyonu ölçüm cihazı, HC, CO, CO₂, O₂, NO_x ve λ değerleri ise BEA 060 egzoz emisyon ölçüm cihazında ölçülmüştür. Motorda emisyon ölçümleri egzoz çıkışından yapılmış ve alınan değerler bilgisayara kaydedilmiştir. İs emisyonunun ölçülmesinde kullanılan BEA 070 egzoz emisyon cihazını bilgisayara bağlantısı bluetooth ile yapılırken diğer emisyonları ve lamdayı ölçmek amacıyla kullanılan BEA 060 egzoz emisyon cihazı ise farklı bir bilgisayara USB girişi ile bağlantısı yapılmıştır.



Resim 4.5. Egzoz emisyon ölçüm cihazları [51]

Egzoz emisyon cihazlarının ölçüm cihazının benzin ve dizel motorlar için olması gereken teknik özellikleri Çizelge 4.2'de gösterilmektedir. Cihazın ölçüm aralıkları ve hassasiyetleri ise Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.2. Egzoz emisyon cihazlarının teknik özellikleri [51]

BEA 550 (Benzin)	
Güç kaynağı ısıtma gerilimi ve frekansı	100 – 240 V, 50 – 60 Hz
Çalışma sıcaklık aralığı	5 – 45 °C
Boyutlar (Genişlik × Yükseklik × Çap)	414 × 330 × 280 mm
Yaklaşık ağırlık	10 kg
BEA 550 (Dizel)	
Güç kaynağı ısıtma gerilimi ve frekansı	100 – 240 V, 50 – 60 Hz
Çalışma sıcaklık aralığı	5 – 45 °C
Yaklaşık akü çalışma süresi	2 saat
Maksimum örnekleme probu sıcaklığı	250 °C
Maksimum ölçüm girişi sıcaklığı	200 °C
Boyutlar (Genişlik × Yükseklik × Çap)	414 × 330 × 288
Yaklaşık ağırlık	10 kg

Çizelge 4.3. Egzoz emisyon cihazı ölçüm aralığı ve hassasiyeti [51]

Ortam sıcaklığı	5 – 40 °C
Opasite çözünürlüğü ve skalası (%)	0 – %100 (%0,1)
CO	%(0...10) (%0,001 hacimce)
CO ₂	%(0...18) (%0,01 hacimce)
HC	0...9999 ppm (1ppm hacimce)
O ₂	%(0...22) (%0,01 hacimce)
NO	0,5...5000 ppm (1 ppm hacimce)
Lamda	0,5...9,9999 (0,001 hassasiyet)

4.1.6. Diğer test cihazları ve donanımlar

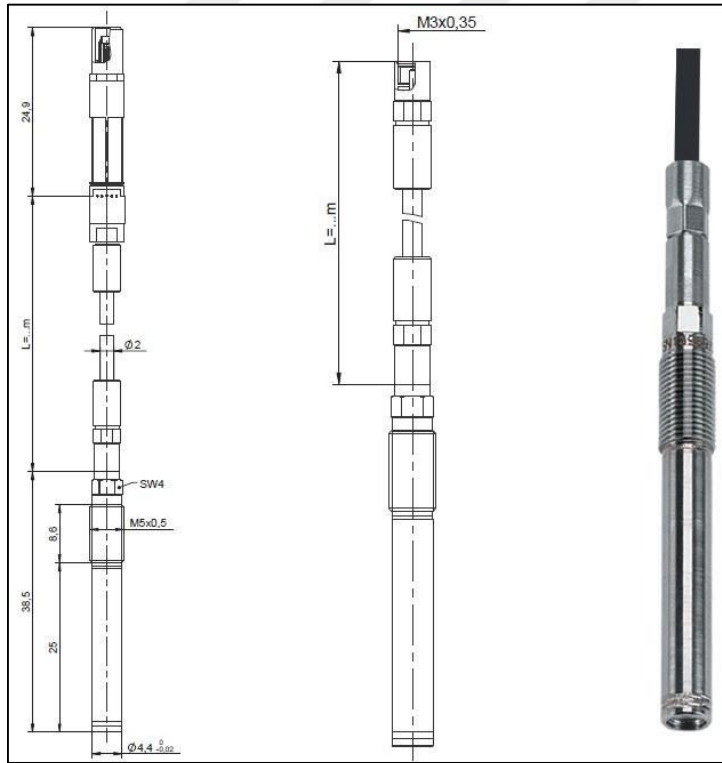
Testlerde, dinamometre ve hava akış ölçüm sistemlerinin yanı sıra silindir içi basınç sensörü, enkoder, yanma süreçleri analizörü, indikatör cihazı ve veri aktarım kartı kullanılmıştır.

Silindir içi basınç sensörü

Yaptığımız deneylerde silindir içi basıncı ölçmek amacıyla teknik özellikleri Çizelge 4.4'te verilen ve Resim 4.6'da gösterilen KISTLER 6056A silindir içi basınç sensörü kullanılmıştır. Sensörde kullanılan yeni bir piezoelektrik kristali sayesinde -20 pC/bar kadar hassasiyet ve yüksek oranda termal kararlılık sağlanmaktadır [52].

Çizelge 4.4. KISTLER 6056A teknik özellikleri [52]

Ölçüm aralığı	bar	0...250
Hassasiyet	pC/bar	-20
Doğal frekans	kHz	160
Lineerlik	%FSO	$\leq \pm 0.3$
Çalışma sıcaklık aralığı	°C	-20...350 -50...400
Kalibrasyon aralıkları	bar	0...50, 0...100 0...150, 0...250
Aşırı yük	bar	300
Hızlanma hassasiyeti	bar/g	≤ 0.0005
Hassasiyet kayması 250±50 °C 23...350 °C	% %	$\leq \pm 0.5$ ± 2
Termal şok (1500 1/min, IMEP= 9 bar) Δp	bar	$\leq \pm 0.5$
Yalıtkan direnç	Ω	$\geq 10^{12}$
Şok direnç	g	2000
Sıkma torku	Nm	1.5
Kapasitans (kablo hariç)	pF	5
Ağırlık (kablo ile)	g	20
Konnektör, seramik yalıtkan		M3×0.35



Resim 4.6. KISTLER 6056A silindir içi basınç sensörü [52]

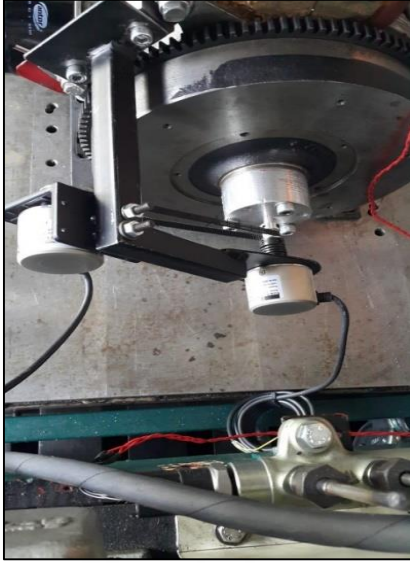
Deneylerde motorun basınç verilerinin en doğru biçimde alınabilmesi için sensörün konumu çok önemlidir. Bu neden silindir içi basınç sensörü motorda en uygun yere montaj edilmesi gerekmektedir. Genel olarak taşıtlarda kullanılan dizel motorlarda silindir içi basınç sensörü kızdırma bujisi adaptörlerinde kullanılmaktadır. Ancak karmaşık yapılı geometrilere sahip dizel motorlarda küçük boyutlu olması nedeniyle gösterge deliklerine konumlandırılmaktadır [52]. Sensör için silindir kapağı üzerinde emme ve egzoz supaplarının yanı sıra enjektörün konumu da dikkate alınarak bir bağlantı noktası belirlenmiştir. Bu amaçla Resim 4.7’de görüldüğü gibi motor silindir kapağı üzerinde silindir basınç sensörünün boyutlarına uygun delik açılmış ve sensörün montajı gerçekleştirilmiştir.



Resim 4.7. Silindir içi basınç sensör konumu ve montajı

Enkoder

Deneylerde silindir içi basıncın doğru bir şekilde ölçülebilmesi için krank milinin konumu da çok önemli olmaktadır. Bu nedenle deneylerimizde OPKON marka 360 ve 1000 pulse çözünürlüğe sahip olan aritimsal enkoderler kullanılmıştır. Konum bilgisi, enjeksiyon zamanlaması, basınç ve ısı yayılım analizlerinde görev almasını nedeniyle enkoderin motorun krank miliyle eş merkezli olarak montajının yapılması gerekmektedir. Bu amaçla alüminyum malzemeden Gazi Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü Temel İmalat İşlemleri Atölyesinde Resim 4.8’de gösterilen aparatın üretimi gerçekleştirilmiştir.

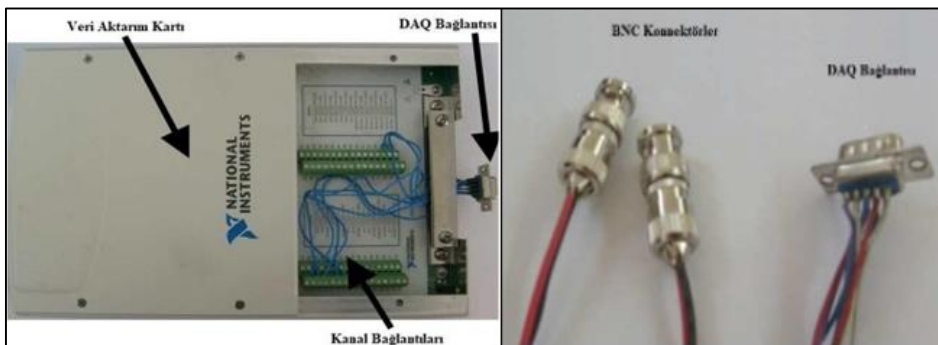


Resim 4.8. Enkoderler ve motor bağlantısı

Üretimi yapılan parça motorun volanına monte edilmiştir. İlk enkoder parçaya kaplin yardımıyla bağlanarak hareket alırken diğer enkoder ise hem enkoder hem de parçaya takılan kasnak dişliler ve kayış yardımıyla hareket almaktadır.

Veri aktarım kartı

Deneysel çalışmada silindir içi basınç sensöründen aldığı basınç ve enkoder aldığı krank mili konum bilgilerini bilgisayara aktarmak amacıyla Resim 4.9’da bağlantı şekilleri de görülen National Instruments 6259 marka USB veri aktarım kartı kullanılmıştır.



Resim 4.9. Deneylerde kullanılan veri aktarım kartı ve bağlantı soketleri

Veri aktarım kartının şarj amplifikatöründen gelen sinyal(analog) ve enkoderin çıkışından gelen sinyal(dijital) bağlantıları için RS-232 soketi kullanılmıştır. Burada BNC

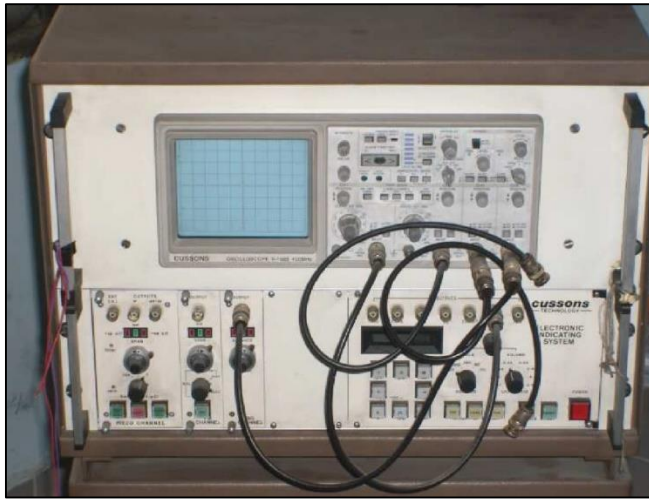
konnektörleri, silindir içi basınç sensörünün şarj amplifikatörüne bağlantısı için kullanılmaktadır. Veri aktarım kartının örnekleme hızı, kanal sayısı, çözünürlük gibi teknik özellikleri Çizelge 4.5’de gösterilmektedir.

Çizelge 4.5. Veri aktarım kartı teknik özellikleri

Örnekleme hızı	1,25 MS/s (giriş) 2,86 MS/s (çıkış)
Kanal sayısı	32 adet giriş 4 adet analog çıkış 48 adet dijital giriş ve çıkış
Çözünürlük	16 bit giriş ve çıkış çözünürlüğü 32 bit 2 sayıcı ve zamanlayıcı

Yanma analizör cihazı

Yapılan deneylerde Cusson P4410 yanma analiz cihazı, içerisinde bulunan piezo elektrik kanalı vasıtasıyla silindir içi basınç verilerinin ölçülmesi amacıyla kullanılmıştır. Deneylerde kullanılan yanma analiz cihazı Resim 4.10’da gösterilmiştir.



Resim 4.10. Deneylerde kullanılan yanma analiz cihazı

Bu yanma analizi cihazında amplifikatör ayarları, Çizelge 4.6’da verilen koşullar göz önüne alınarak maksimum çıkışı 10 bar/V değerine yükselecek şekilde yapılmıştır.

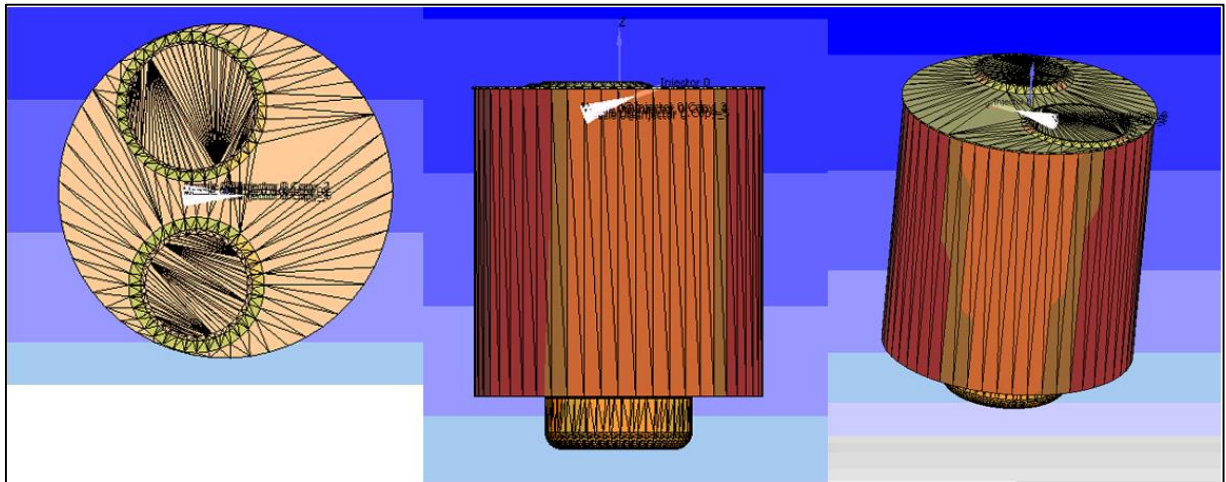
Çizelge 4.6. Amplifikatör ayarı için kullanılan koşullar

Maksimum silindir basıncı	150 bar
Sensör hassasiyeti	11,96 pC/bar
Gerekli hassasiyet	15 bar/V (Maksimum basınç için 10 V düşünülürse)
Maksimum oluşan elektrik yükü	$11,96 \text{ pC/bar} \times 150 \text{ bar} = 1794 \text{ pC}$
Amplifikatör kazancı	1 mV/pC
X1 span ayar değeri	$1794 \text{ pC} \times 1 \text{ mV/pC} = 1794 \text{ mV} = 1.794 \text{ V}$
Span ayar değeri	$10 \text{ V} / 1.794 \text{ V} = 5.574$

Cussons P4410 yanma analiz cihazında silindir içi basınç değerinin 150 bar olması için 10 V çıkış sinyaline ve piezo kanalındaki verniyer yardımıyla span ayarı 5.574 olarak ayarlanmıştır.

4.2. Simülasyon Çalışması

Yapılan simülasyon çalışmasında normal emişli, su soğutmalı, elektronik kontrollü yakıt enjeksiyon sistemine sahip deney motorunun yanma odası geometrisini oluşturmak amacıyla deney motorunda kumpas ve çeşitli ölçüm aletleri kullanılarak yanma odasının ölçüleri alınmıştır. Alınan ölçümlerin yanı sıra katalog değerleri de dikkate alınarak deney motorunun yanma odası geometrisi Solidworks 2018 programı kullanılarak modellenmiştir. Yanma odası geometrisinin modellenmesinin ardından modellerin analizleri Converge CFD yazılımında gerçekleştirilmiştir. Solidworks 2018 programında modellenen deney motorunun görünümü aşağıda Şekil 4.5'te gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Çalışmada kullanılan yanma odası geometrisinin modeli

Converge CFD programında analize başlamadan önce geometri tanımlanmıştır. Geometrinin tanımlanmasının ardından sıkıştırma oranı ve hacim kontrolü yapılarak geometrik modelin doğruluğu teyit edilmiştir. Teyit işleminin ardından yakıt seçimleri, sınır koşulları, simülasyon parametrelerinin ayarları yapılmıştır. Bu ayarlamaların yapılmasının ardından motorun yanma analizinde kullanılacak yanma içerisindeki türbülanslı modellemek için RNG k-epsilon, yanma odasına püskürtülen yakıt spreyinin parçalanmasının modellenmesinde KH-RT sprey parçalanma modeli, yanma sürecinin modellenmesinde SAGE yanma modeli, yakıt sprey damlasının modellemek için TAB modeli, yakıt spreyi-duvar arasındaki etkileşimi modellemek için Rebound/Slide modeli, damlacık çarpışma modeli olarak NTC modeli, NO_x ve is emisyonları için ise sırasıyla Zeldowich mekanizması ve Hiroyasu is modelleri matematiksel model olarak ayarlanmıştır. Matematiksel modellerin ayarlanmasının ardından tek silindirli dizel motorun yanma odası geometrisinde matematiksel çözümleme yapmak amacıyla ağ yapısı oluşturulmuştur. Ağ yapısının oluşturulması, yanma odası geometrisinin tamamını sayısal bir şekilde ifade etmek amacıyla matematiksel ifadeler kullanılmaktadır. Burada matematiksel ifadeler ile yanma odası geometrisi hacmi içerisindeki mesh yapısının noktaları belirlenmiştir. Simülasyon çalışmasında sayısal modelin çözümlemesini etkileyebilecek yanlış bölüntü boyutu tekniğini ortadan kaldırmak amacıyla Converge CFD yazılımı vasıtasıyla uyarlanabilen bölüntü iyileştirmesi (AMR) modülü kullanılmıştır. Bu bölüntü iyileştirme modülü simülasyonda yanmanın ve hareketli akış bölgelerinin yoğun ve hassas olduğu püskürtme bölgesine ve yanma odası geometrisi bölgelerine uygulanmıştır. Ayrıca simülasyonda hücre boyutu Eş.4.3'te verilen denklem kullanılarak hesaplanmıştır [53,54].

$$AMR \text{ ile hücre boyutu} = \frac{\text{Temel bölüntü boyutu}}{2^{\text{Gömülü AMR seviyesi}}} \quad (4.3)$$

4.2.1. RNG k-epsilon modeli

Dizel motorun yanma odasının yanma analizi simülasyonunda Yakhot ve Orszag (1986) tarafından ϵ denklemi için geliştirilen ve deneysel olarak ayarlanabilen hiçbir parametre içermeyen RNG k- ϵ modeli kullanılmıştır [53,55]. RNG k- ϵ modeli türetildiğinden bu yana kadar tüm düşük ve yüksek Reynolds sayılı türbülanslı akışların modellenmesinde başarılı bir şekilde kullanılmıştır. IC motorlarda, standart olarak kullanılan k- ϵ modeli silindir içerisindeki akışkanın pistonun hareketinden dolayı büyük yoğunluk değişimlerine

uğramasından dolayı kullanılması uygun görülmemiştir [8]. Bu nedenle Han ve Reitz (1995), yaptıkları bir çalışma ile türbülanslı akışların etkisini hesaba katarak ε denklemini geliştirmişlerdir. Yaptıkları analizlerinde, silindir içerisindeki akışı, hızlı biçim bozulan, izotropik ortalama gerilimli düşük Mach sayılı akışkan olarak kabul etmişlerdir [58].

Standart ve RNG k- ε modellerinde kullanılan Reynold gerilimi,

$$\tau_{i,j} = -\overline{\rho u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \tau_{i,j} = -\overline{\rho u'_i} \quad (4.4)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır. Verilen bu eşitlikte k , gerilim tensör sürecinin yarısı olarak ifade edilen türbülans kinetik enerjisidir ve

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (4.5)$$

eşitliği kullanılarak ifade edilmektedir. Reynold gerilim eşitliğinde μ_t , türbülans viskozitesini ifade etmektedir. Bu türbülans viskozitesi,

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.6)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu eşitlikte kullanılan C_μ , farklı akışlar için ayarlanabilen bir model sabitidir. ε ise türbülans kinetik enerjisinin dağılımını ifade etmektedir [53].

Standart ve RNG k- ε modellerinde kütle ve enerji taşınımında türbülansın varlığını belirtmek amacıyla bu modellerde türbülans difüzyonu(D_t) ve iletkenliği(K_t),

$$D_t = \left(\frac{1}{Sc_t} \right) \mu_t \quad (4.7)$$

$$K_t = \left(\frac{1}{Pr_t} \right) \mu_t C_p \quad (4.8)$$

eşitlikleri kullanılarak belirlenmektedir. Bu eşitliklerde Sc_t , türbülans Schmidt sayısını, Pr_t ise türbülans Prandtl sayısını ifade etmektedir [53].

Standart ve RNG k- ϵ modellerinde türbülanslı viskoziteyi elde etmek amacıyla türbülanslı kinetik enerji(k) ve dağılımı(ϵ) eşitlikleri için taşınım eşitlikleri gerekmektedir. Bu türbülanslı kinetik enerji ve dağılımının taşınım eşitlikleri,

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_{ik}}{\partial x_i} = \tau_{i,j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \rho \epsilon + \frac{C_s}{1.5} S_s \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr_s} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\epsilon 3} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \left(C_{\epsilon 1} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tau_{ij} - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon + C_s S_s \right) \frac{\epsilon}{k} + S - \rho R \quad (4.10)$$

Bu eşitliklerde 1.5 ampirik(deneysel) bir sabittir. S , kullanıcı tarafından belirlenen kaynak terimini, S_s , spray fazı etkileşimlerini açıklayan kaynak terimini ifade etmektedir. $C_{\epsilon 1}$, sıkıştırma ve genişleme işlemleri için belirtilen model sabiti terimidir. R terimi ise standart k- ϵ modeli için sıfır olarak alınırken, RNG k- ϵ modelinde,

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{(1 + \beta \eta^3)} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4.11)$$

eşitliği kullanılarak belirlenmektedir. Genel olarak yapılan çalışmaların çoğunda RNG k- ϵ modelinin kullanılmasıyla simülasyon verileri ile deneysel veriler arasında iyi bir uyumun olduğu gözlemlenmiştir. Bu nedenle yapılan yanma simülasyonu çalışmasında yanma odası türbülans hareketlerini modellemek için RNG k- ϵ modeli kullanılmıştır [53].

4.2.2. KH-RT sprey parçalanma modeli

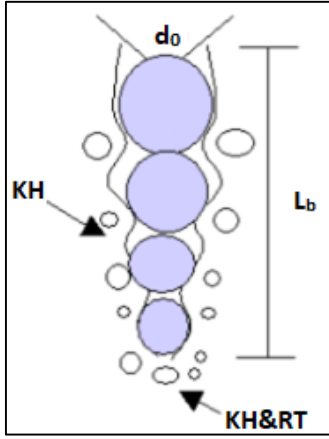
Yapılan CFD yanma analizi simülasyon çalışmasında yanma odası içerisindeki yakıt spreyinin parçalanmasını modellemek amacıyla Beale ve Reitz (1998) tarafından geliştirilen Kelvin Helmholtz-Rayleigh Taylor hibrit yakıt sprey parçalanma modeli kullanılmıştır [59].

Kelvin Helmholtz-Rayleigh Taylor sprey parçalanma hibrit modelinde enjektörden yanma odasına püskürtülen yakıtların veya bozulmamış yakıt sprey çekirdeğinin birincil parçalanmasını öngörmek amacıyla Kelvin Helmholtz teorisi kullanılmaktadır. Ardından Rayleigh Taylor teorisi ise yakıt sprey damlası ve çevreleyen gazın ara yüzüne normal olan ivmeden kaynaklanan kararsızlığı hesaba katmak için kullanılır ve Kelvin Helmholtz teorisi ile birlikte yakıt damlacıklarının ikincil parçalanmasının tahmin edilmesinde kullanılmaktadır [53].

Bu hibrit model yakıt sprey damlasının karakteristik parçalanma uzunluğu aşağıda verilen eşitlik kullanılarak belirtilmektedir [53].

$$L_b = C_{bl} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} d_0 \quad (4.12)$$

Verilen bu parçalanma uzunluğu eşitliğinde C_{bl} , parçalanma uzunluğu sabitini, d_0 ise nozul delik çapını ifade etmektedir. Şekil 4.6'da görüldüğü üzere KH teorisi, karakteristik parçalanma uzunluğu içerisindeki damlacıklardan sorumlu olduğu, Kelvin Helmholtz-Rayleigh Taylor modeli ise karakteristik parçalanma uzunluğunun ötesinde etkinleştiğini öngörmektedir. Converge programında yapılan simülasyonda damlacık parçalanması modelinde program öncelikli olarak Rayleigh Taylor teorisinin yakıt damlacığını parçalayabilme durumunu kontrol eder. Eğer Rayleigh Taylor teorisi parçalayamazsa, Kelvin Helmholtz teorisi damlacıkların dağılmasından sorumlu olmaktadır [53].



Şekil 4.6. Kelvin Helmholtz- Raylaigh Taylor sprej parçalanma modeli [53]

Kelvin-Helmholtz sprej parçalanma modeli

Reitz ve Bracco (1986) tarafından geliştirilen model, bir sıvı jetini kararlılık analizine dayandırılmaktadır. Analizlerde, dairesel bir delikten U hızında çıkan r_0 yarıçaplı, viskoz sıvı bir jetin, durgun, sıkıştırılamaz ρ_g yoğunluklu bir gaza göre kararlılığı hesaba katılmaktadır [60].

KH modeli sıvı basıncı viskoz olmayan sıvı eşitlikleri kısmından elde edilmektedir. Ayrıca viskoz olmayan gaz eşitlikleri, $r=r_p$ durumunda değişken gaz basıncını elde etmek amacıyla çözülebilir [53].

$$P_g = -\rho_g \left(U - i \frac{\omega_{KH}}{k_{KH}} \right)^2 k_{KH} \eta \frac{K_0(k_{KH} r_p)}{K_1(k_{KH} r_p)} \quad (4.13)$$

Bu eşitlikte K_0 ve K_1 terimleri ikinci derecen modifiye edilmiş Bessel fonksiyonlarını, U terimi sıvı ve gaz arasındaki bağıl hızı, $k_{KH} = 2\pi/\lambda_{KH}$, eşitliği dalga sayısını ifade etmektedir [53].

Kelvin-Helmholtz modelinde yarıçapı r olan bir temel sprej damlası, yarıçapı r_c olan yeni damlacıklar oluşturmak amacıyla parçalanmaktadır ve bu yeni damlacıkların yarıçapı r_c ,

$$r_c = B_0 \Lambda_{KH} \quad (4.14)$$

eşitliği kullanılarak belirlenmektedir. Eşitlikte B_0 , değeri 0.61 olan bir eşitlik sabitini ve Λ_{KH} terimi ise parçalanma modeli dalga uzunluğunu ifade etmektedir. Damlacık yarıçapı eşitliğindeki bu dalga uzunluğu ve maksimum büyüme oranı,

$$\Lambda_{KH} = \frac{9,02r(1+0,45\sqrt{Z})(1+0,4T^{0,7})}{(1+0,85We_g^{1,67})^{0,6}} \quad (4.15)$$

$$\Omega_{KH} = \frac{0,34+0,38We_g^{1,5}}{(1+Z)(1+1,4T^{0,6})} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho fr^3}} \quad (4.16)$$

eşitlikleri kullanılarak hesaplanmaktadır. Eşitliklerde Weber sayısı, Ohnesorge sayısı, Reynold sayısı ve Taylor sayısı,

$$We = \rho U_r^2 r / \sigma \quad (4.17)$$

$$Z = \frac{\sqrt{We_l}}{Re_l} \quad (4.18)$$

$$Re = \rho U^2 r / \mu \quad (4.19)$$

$$T = Z \sqrt{We_g} \quad (4.20)$$

eşitlikleri kullanılarak belirlenmektedir. Bu eşitliklerde U_r , sıvı ve gaz damlacıkları arasındaki bağıl hızını, σ terimi, damlacığın yüzey gerilimini ifade etmektedir [57].

Kelvin-Helmholtz modeli ile Reitz ve Diwakar (1987) sözde damlacık sıyırma rejimi parçalanma kriteri,

$$\frac{We_g}{Re_g^{0,5}} > 0,5 \quad (4.21)$$

damlacık parçalanma boyutunu belirlemek amacıyla kullanmışlardır. Damlacık parçalanma boyutu,

$$r_c = \frac{\sigma^2}{2\rho_g^2 U^3 \nu_g} \quad (4.22)$$

eşitliği hesaplanmaktadır. Çok yüksek gaz Weber sayısı değerlerinde ve viskoz olmayan sıvılarda damlacık parçalanma boyutu ise,

$$r_c = 9,8 B_0 \frac{\sigma}{\rho_g U^2} \quad (4.23)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır [61].

Rayleigh-Taylor sprej parçalanma modeli

Kelvin-Helmholtz sprej parçalanma modeline ek olarak Rayleigh-Taylor modelinin damlacıkların parçalanmasından sorumlu olduğu varsayılmaktadır. RT kararsız dalgaları, sürtünme kuvveti ($|F_{D,i}|$) değerinden sprej damlalarının hızlı yavaşladığından dolayı oluştuğu öngörülmektedir. Bu sürtünme kuvveti değeri,

$$|F_{D,i}| = M_d |a_i| = M_d \frac{3}{8} C_d \frac{\rho_g |U_i|^2}{\rho_l r_0} \quad (4.24)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu eşitlikte $|a_i|$, damlacığın yavaşlamasını, M_d terimi damlanın kütlesini, C_d terimi sürtünme katsayısını ifade etmektedir. Genel bir Rayleigh-Taylor parçalanma modeli uygulamalarında gaz ve sıvı viskozite göz ardı edilmektedir. Viskozitenin göz ardı edilmesi durumunda Rayleigh-Taylor sprej parçalanma modelinin dalga boyu ve dalga büyüme oranı,

$$\Lambda_{RT} = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{a(\rho_l - \rho_g)}} \quad (4.25)$$

$$\Omega_{RT} = \sqrt{\frac{2}{3\sqrt{3}\sigma} \left[\frac{a(\rho_l - \rho_g)}{\rho_l - \rho_g} \right]^{3/2}} \quad (4.26)$$

eşitlikleri kullanılarak hesaplanmaktadır. Senecal ve diğerleri (2007) yaptıkları çalışmada standart Rayleigh-Taylor mekanizmasına viskoziteyi ekleyerek Converge sprey modellerini genişletmişlerdir. Joseph ve diğerleri, yaptıkları çalışmada kullandıkları RT sprey parçalanma mekanizmasında büyüme hızı,

$$\omega_{RT} = -k_{RT}^2 \left(\frac{\mu_l + \mu_g}{\rho_l + \rho_g} \right) \sqrt{k_{RT} \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_l + \rho_g} \right) a - \frac{k_{RT}^3 \sigma}{\rho_l + \rho_g} + k_{RT}^4 \left(\frac{\mu_l + \mu_g}{\rho_l + \rho_g} \right)^2} \quad (4.27)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanabileceğini göstermişlerdir. Bu eşitlikte k_{RT} terimi dalga sayısını ifade etmektedir. Viskozitenin sınırlandırılması durumunda büyüme hızı,

$$\omega_{RT} = \sqrt{k_{RT} \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_l + \rho_g} \right) a - \frac{k_{RT}^3 \sigma}{\rho_l + \rho_g}} \quad (4.28)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır [53,57].

4.2.3. SAGE yanma modeli

Converge programında, CHEMKIN formatlı girdi dosyaları vasıtasıyla ayrıntılı kimyasal kinetikleri modellemektedir. Bu modelde kimyasal kinetiklerin çözümü için kullanılan adi diferansiyel denklemleri çözmek için doğrusal olmayan diferansiyel/cebirsal denklemlerin bir parçası olan CVODES çözücüsü ve GMRES çözücüsünün bir ön şartlandırıcısı olarak çalışan doğrusal denklem çözücüsü olmak üzere iki adet çözücü sistemi kullanılmaktadır.

SAGE yanma modeli aracılığıyla, her bir temel reaksiyon için kimyasal kinetiklerin reaksiyon oranlarını hesaplamaktadır. Ayrıca CFD çözücüsü taşınım eşitliklerini çözmektedir. SAGE yanma modelinde benzin, dizel, n-heptan, izooktan vb. gibi farklı türden yakıtların yanması, kimyasal mekanizmalar değiştirilerek modellenmektedir [53].

SAGE kimyasal kinetik çözücülerin Turns(1996) tarafından açıklanan, çok basamaklı bir kimyasal reaksiyon mekanizması, [62]

$$\sum_{j=1}^J \nu'_{ji} \chi_j \Leftrightarrow \sum_{j=1}^J \nu''_{ji} \chi_j \rightarrow i = 1, 2, \dots, I \quad (4.29)$$

eşitliği kullanılarak ifade edilmektedir. Bu eşitlikte ν'_{ji} ve ν''_{ji} , i reaksiyon ve j türler için girenler ve ürünlerin stokiyometrik kat sayıları olarak ifade edilmektedir. χ_j , j türünden kimyasal sembolü ifade etmektedir. Bu modelde j türünün net üretim oranı,

$$\dot{\omega}_j = \sum_{i=1}^I \nu_{ji} q_i \rightarrow j = 1, 2, 3, \dots, J \quad (4.30)$$

eşitliği kullanılarak ifade edilmektedir. Bu eşitlikte ν_{ji} ,

$$\nu_{ji} = \nu''_{ji} - \nu'_{ji} \quad (4.31)$$

ifadesi kullanılarak açıklanmaktadır. q_i ise i'inci reaksiyon için ilerleme hızı değişkenini ifade etmektedir.

$$q_i = k_{fi} \prod_{j=1}^J [X_j]^{\nu'_{ji}} - k_{ri} \prod_{j=1}^J [X_j]^{\nu''_{ji}} \quad (4.32)$$

eşitlikte $[X_j]$, j türünün molar yoğunluğunu, k_{fi} ve k_{ri} ise i reaksiyonu için sırası ile ileri ve geri hız kat sayılarını ifade etmektedir. SAGE yanma modelinde Arrhenius eşitliğiyle açıklanan ileri hız kat sayısı,

$$k_{fi} = A_i T^{b_i} \exp(-E_i/R_u T) \quad (4.33)$$

eşitliği kullanılarak ifade edilmektedir. Bu eşitlikte A_i , frekans faktörünü, T_i , sıcaklık üssünü, E_i , aktivasyon enerjisini ve R_u , üniversal gaz sabitini ifade etmektedir. Ayrıca geri hız kat sayısı Eş. 4.33'e benzer ya da denge kat sayısı (K_{ci}) aracılığıyla,

$$k_{ri} = k_{fi} / K_{ci} \quad (4.34)$$

ifade edilmektedir. SAGE yanma modeli üçüncü kısım verimliliklerine ve basınca bağlı reaksiyonların çözümüne izin vermektedir. Yukarıda verilerin gıyabında verilen bir hesaplama hücresi için kütle ve enerji korunumları,

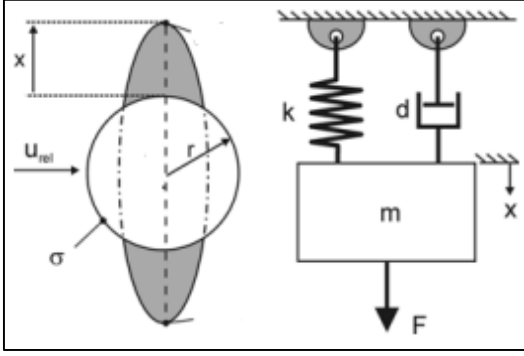
$$\frac{d[X_j]}{dt} = \dot{\omega}_j \quad (4.35)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{V \frac{dP}{dt} - \sum_j (\bar{h}_j \dot{\omega}_j)}{\sum_j [X_j] \bar{c}_{p,j}} \quad (4.36)$$

temel eşitlikleri kullanılarak çözülebilmektedir. Bu eşitliklerde $\bar{h}_j$ ve $\bar{c}_{p,j}$ sırasıyla j türünün molar özgül entalpisi ve sabit basınçta molar özgül ısıyı ifade etmektedir [53,62].

4.2.4. TAB damlacık bozulma modeli

Yanma analizlerinde enjektörden püskürtülen yakıt damlalarının modellenmesi için iki metot kullanılmaktadır. Bu metotlardan ilki, yakıt sprey damlalarının kusursuz küreler kabul edilerek sürtünme kat sayısının hesaplandığı modeldir. Diğer bir model ise damla bozulma parametresi kullanılarak damlacık sürtünme kat sayısının dinamik olarak hesaplandığı bir modeldir [53]. Bu çalışmada damla bozulma parametresi değerlerinin belirlenmesinde TAB modelinden yararlanılmıştır. Burada model Şekil 4.7'de görüldüğü gibi Taylor' un salınım hareketi yapan ve deforme olan bir damlacık ile yay-kütle sistemi arasındaki benzerliğe dayandırılmaktadır [8].



Şekil 4.7. Dinamik sürtünme modeli Taylor analogisi [8]

Damla sürüklenme modelinde sönümlenme ve zorlama osilatörü,

$$F - kx - d\dot{x} = m\ddot{x} \quad (4.37)$$

eşitliği kullanılarak yönetilmektedir. Bu eşitlikte x , yakıt sprej damla ekvatorunun küresel konumundan yer değiştirmesi olarak ifade edilmektedir. Bu eşitlikteki kat sayılar aşağıdaki Taylor benzerliği eşitliklerinden alınmıştır [8,53].

$$\frac{F}{m} = C_F \frac{\rho_g |U_i|^2}{\rho_l r_0}, \quad (4.38)$$

$$\frac{k}{m} = C_k \frac{\sigma}{\rho_l r_0^3}, \quad (4.39)$$

$$\frac{d}{m} = C_d \frac{\mu_l}{\rho_l r_0^2} \quad (4.40)$$

Bu eşitliklerde yakıt sprej damlasının sıvı ve gaz fazlarındaki yoğunluklarını, U_i , damlacığın bağıl hızını, r_0 , bozulmamış damlacık yarıçapını, σ , yakıt sprej damlasının yüzey gerilimini ve μ_l ise damlanın viskozitesini ifade etmektedir [8,53].

Düşük sönümlü yakıt sprej damlaları için bağıl hızın sabit olarak kabul edilmesi durumunda damla bozulma parametresi,

$$y(t) = We_c + e^{\frac{t}{t_d}} \left[(y(0) - We_c) \cos(\omega t) + \frac{1}{\omega} \left(\frac{dy}{dt}(0) + \frac{y(0) - We_c}{t_d} \right) \sin(\omega t) \right] \quad (4.41)$$

bu eşitlikte gaz fazı için Weber sayısı,

$$We_g = \frac{\rho_g U_{rel}^2 r_0}{\sigma} \quad (4.42)$$

eşitliği kullanılarak belirlenmektedir. Ayrıca,

$$We_c = \frac{C_F}{C_k C_d} We_g \quad (4.43)$$

$$\frac{1}{t_d} = \frac{C_d}{2} \frac{\mu_l}{\rho_l r_0^2} \quad (4.44)$$

$$\omega^2 = C_k \frac{\sigma}{\rho_l r_0^3} - \frac{1}{t_d^2} \quad (4.45)$$

eşitlikleri kullanılarak belirlenmektedir. Burada ω , damlacık osilatör frekansını ifade etmektedir. Daha sonra deneysel verileri ve teorik verileri doğrulamak amacıyla sabit kat sayılar belirlenir [53]. Burada yakıt sprej damlasının sürtünme kat sayısı genellikle rijit bir damla küresininkiyle belirlenmektedir [8].

$$C_{d,sphere} = \begin{cases} 0,424 & \text{Re} > 1000 \\ \frac{24}{\text{Re}} \left(1 + \frac{1}{6} \text{Re}^{2/3} \right) & \text{Re} \leq 1000 \end{cases} \quad (4.46)$$

Bu eşitlikte Re, yakıt sprej damlasının küresel çapına, akış fazı yoğunluğuna ve laminar viskozitesine, damla ve gaz arasındaki bağıl hıza dayandırılan yakıt sprej damlasının Reynold sayısını ifade etmektedir [8].

Enjeksiyon işleminin başlangıcında küresel bir yakıt sprej damlacığı bir gaz kütlesi içerisinde hareket ediyorken, Weber sayısının büyümesiyle beraber yakıt sprej damlacığının yapısı bozulmaya başlamaktadır. Yüksek Weber sayılarına ulaştığında yakıt sprej damlasının şekli bir disk şekline doğru kaymaktadır. Bozulan bu yakıt sprej damlasının sürtünme kat sayısı, rijit küre şeklindeki damlanın alt sınırı arasında olması gerekmektedir. Bu nedenle bozulan disk şeklindeki damlanın sürtünme kat sayısı,

$$C_d = C_{d,sphere} (1 + 2,632y) \quad (4.47)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır [8]. Bu eşitlikte $y=0$ olması yani bozulmanın olmadığı durumda küresel bir damla, $y=1$ olması durumunda yani maksimum bozulmanın görüldüğü durumda ise disk şeklinde yakıt sprej damlası elde edilmektedir [8,53].

4.2.5. Rebound/Slide damla-duvar etkileşim modeli

Gonzalez ve diğerleri (1991) tarafından geliştirilen bu Naber ve Reitz'in (1988) duvara çarpma modeli, yakıt sprej damlacıklarının yanma odası ya da silindir duvarları arasındaki etkileşimi modellemek amacıyla kullanılmıştır. Bu model Weber sayısına bağlı olarak geri tepme ve kayma olmak üzere iki çarpma modeli içermektedir [53, 63, 64].

$$We_i = \frac{\rho_1 V_n^2 d_0}{\sigma} \quad (4.48)$$

Bu eşitlikte V_n , yakıt sprej damlacığının yüzeye göre normal hız bileşenini ifade etmektedir. Weber sayısının 80'den daha düşük olması durumunda yani geri tepme durumunda, yakıt sprej damlası Gonzalez ve diğerleri (1991) tarafından ileri sürülen normal bir hızla elastik bir şekilde geri dönmektedir [64].

$$V_{n,o} = V_{n,i} \sqrt{\frac{We_o}{We_i}} \quad (4.49)$$

Bu normal hız bileşeni eşitliğinde çıkan yakıt sprej damlasının Weber sayısı,

$$We_o = 0,678We_i \exp(-0,04415We_i) \quad (4.50)$$

eşitliği kullanılarak belirlenmektedir. Bu eşitlik aslında Wachters ve Westerling (1966) tarafından metal yüzey üzerine su damlalarının çarpması deneyin gözlemlerinin sayısal olarak doğrulanmasıdır [78]. Giriş Weber sayısının (We_i) 80'den büyük olması durumunda ise Naber ve Reitz (1988) tarafından geliştirilen jet modeli, yakıt sprej damlalarının hızını geliştirmek amacıyla kullanılmaktadır. Bu jet modelinde yakıt sprej jetinden oluşan sacın kalınlığı,

$$H(\psi) = H_\pi \exp[\beta(1-\psi/\pi)] \quad (4.51)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu sac kalınlığı eşitliğinde H_π , $\psi = \pi$ durumunda sacın yüksekliğini, β ise kütle ve momentum korunumundan belirtilen bir parametredir ve Naber ve Reitz tarafından,

$$\sin(\alpha) = \left(\frac{\exp \beta + 1}{\exp \beta - 1} \right) \frac{1}{1 + (\pi/\beta)^2} \quad (4.52)$$

eşitliğini kullanarak hesaplamıştır. Bu eşitlikte α , yakıt sprej jetinin eğim açısını ifade etmektedir. Eş. 4.52'de yaklaşık 3'ten daha büyük β değerleri için doğru olarak kabul edilen $[(\exp \beta + 1)/(\exp \beta - 1)] \approx 1$ olduğu düşünülürse,

$$\beta = \pi \sqrt{\frac{\sin \alpha}{1 - \sin \alpha}} \quad (4.53)$$

eşitliği ile basitleştirmişlerdir. Ayrıca Naber ve Reitz, yakıt sprej damlasının silindirik duvarına çarpıp geri dönerken oluşan açıyı,

$$\psi = -\frac{\pi}{\beta} \ln \{1 - \Upsilon \Upsilon [1 - \exp(-\beta)]\} \quad (4.54)$$

eşitliğini kullanarak hesaplamışlardır [53].

4.2.6. NTC damlacık çarpışma modeli

Schmidt ve Rutland (2000) tarafından geliştirilen NTC damlacık çarpışma modeli, belirli koşullar altında O'Rourke'nin modelinden daha doğru ve daha hızlı olduğu gösterilen ve DSMC (Direct Simulation Monte Carlo) hesaplamaları için gaz dinamiklerinde kullanılan tekniklere dayandırılan bir modeldir. Bu damlacık çarpışma metodu her hücre içerisindeki rastgele alanların alt örneklemesini içermektedir [53,65].

NTC çarpışma yönteminde ilk olarak hücre içerisindeki alanları, aynı hücre içerisinde bulunan gruplara ayrılmaktadır. Ardından model bir hücre içerisindeki tüm olası çiftlerden rastgele bir alt örnekleme seçmektedir. Alt örnekleme çiftlerinin olasılıkları, kesrin tersi ile çarpılarak arttırılmaktadır [53].

Bir hücre $\sigma_{i,j} = \pi(r_i + r_j)^2$ ile ifade edilen çarpışma kesitine sahip N tane damlacık içeriyorsa, bir Δt zaman aralığında yakıt sprey hücresinde beklenen çarpışma sayısı, tüm gerçekleşebilecek çarpışmaların olasılığı ile toplanarak,

$$M_{coll} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \frac{v_{i,j} \sigma_{i,j} \Delta t}{V} \quad (4.55)$$

eşitliği kullanılarak belirlenmektedir. Yakıt sprey damlacıklarının bireysel olarak aynı özellikli alanlar şeklinde gruplandırılması durumunda çarpışma sayısı,

$$M_{coll} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{N_p} q_i \sum_{j=1}^{N_p} q_j \frac{v_{i,j} \sigma_{i,j} \Delta t}{V} \quad (4.56)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu eşitlikte N_p , hücre içindeki alanların sayısını ifade etmektedir. Bu eşitlikte toplamı doğrudan tek başına değerlendirmek O'Rourke modeli gibi oldukça maliyetli olacaktır. Bu nedenle bu toplama, toplamının haricinde sabit bir faktör eklenerek,

$$M_{coll} = \frac{(qv\sigma)_{\max} \Delta t}{2V} \sum_{i=1}^{N_p} q_i \sum_{j=1}^{N_p} \frac{q_j v_{i,j} \sigma_{i,j}}{(qv\sigma)_{\max}} \quad (4.57)$$

eşitliği olarak değiştirilmiştir. Bu eşitlikte $(q\nu\sigma)_{\max}$ değeri, seçilen bir çarpışma olasılığını ölçeklendirmek amacıyla kullanılmaktadır. Bu değer, $\frac{q_j v_{i,j} \sigma_{i,j}}{(q\nu\sigma)_{\max}} < 1$ koşulunun geçerli olabilmesi için mümkün olduğunca yüksek olması gerekmektedir. Modelde hücredeki alan kümesinden temsili bir alan alt örneğinin rastgele seçilebileceği varsayılmaktadır [53].

$$\sum_{i=1}^{aN_p} x_i = a \sum_{i=1}^{N_p} x_i \quad (4.58)$$

Bu eşitlikte $a \leq 1$ ve x_i , hücre içerisindeki her alanın bir karakteristiği olarak ifade edilmektedir. Bu yüzden daha büyük türevleri belirtmek amacıyla hücre içerisindeki alanların bir alt kümesi kullanılmaktadır. Bu istatistiki yaklaşım sayesinde bu modeldeki toplama sınırlarını indirmek amacıyla bir sabit çarpana izin verilir. Bu durum sayesinde Eş. 4.58'deki toplamaların sınırlarının her ikisi azaltılarak yeni toplam,

$$M_{coll} = \sum_{i=1}^{N_p \sqrt{\frac{(q\nu\sigma)_{\max} \Delta t}{2\psi}}} q_i \sum_{j=1}^{N_p \sqrt{\frac{(q\nu\sigma)_{\max} \Delta t}{2\psi}}} \frac{q_j v_{i,j} \sigma_{i,j}}{(q\nu\sigma)_{\max}} \quad (4.59)$$

eşitliği kullanılarak ifade edilmektedir. Yukarıda türetilen eşitlikler NTC yakıt sprej damlacıklarının çarpışmasının yeni matematiksel yöntemini ifade etmektedir. Bu türetilen eşitlikler ayrıca hücre içerisindeki alan başına değişen miktardaki damlaların durumu için genelleştirilmiş nihai bir sonuç vermektedir [65]

Ek olarak bu modelde bir yakıt sprej damlacık çifti seçilmesinden sonra bu yakıt sprej damlacık çiftlerinin çarpışıp çarpışmadığını belirlemek amacıyla $0 \leq r < 1$ aralığında düzgün bir sapma kullanılmaktadır. Bu sapma, r , karşılaşması durumunda hücre içerisindeki i ve j alanları arasında bir çarpışma meydana geldiği ifade edilmektedir. [53].

$$r < \frac{q_g V_{i,j} \sigma_{i,j}}{(q\nu\sigma)_{\max}} \quad (4.60)$$

Bu eşitlikte q_g , q_i ve q_j arasındaki daha büyük damlacıkların sayısını ifade etmektedir [53].

4.2.7. O'Rourke&Amsden ısı transfer modeli

Converge CFD yazılımında yanma analizlerinde kullanılmak üzere duvar sınır koşullarının sıcaklık yasası için O'Rourke ve Amsten (1997) tarafından geliştirilen ısı transfer modelinin yanı sıra birçok ısı transferi modeli içermektedir. O'Rourke ve Amsden tarafında geliştirilen modelde duvar ısı transferi,

$$k \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\mu_m c_p F (T_f - T_w)}{Pr_m} n_i \quad (4.61)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu eşitlikte,

$$F = \begin{cases} 1.0 & y^+ < 11.05 \\ \frac{\left(\frac{y^+ Pr_m}{Pr_t} \right)}{\frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B + 11.05 \left(\frac{Pr_m}{Pr_t} - 1 \right)} & y^+ > 11.05 \end{cases} \quad (4.62)$$

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu_m} \quad (4.63)$$

k , moleküler iletkenliği, κ , Von Karman sabitini, Pr_m ve Pr_t , sırasıyla moleküler ve türbülanslı Prandtl sayısını, T_f ve T_w , sırasıyla akışkan ve duvar sıcaklıklarını ve u_τ , kayma hızını ifade etmektedir [53,66].

4.2.8. Termal NO_x emisyon modeli

Dizel motorlarda NO_x oluşumu, ilk olarak bölgesel sıcaklık ve oksijen yoğunluğu aracılığıyla belirlenmektedir. NO_x emisyon oluşumlarını düzgün bir şekilde tahmin etmek için kimyasal kinetik modeli önem arz etmektedir. Kapsamlı kimyasal kinetiklerin anlaşılması ile NO_x oluşumunun nicel tahmini mümkün hale gelmektedir [58].

NO_x emisyon oluşumunun modellenmesinde Thermal NO_x ve Prompt NO_x modelleri olmak üzere iki model kullanılmaktadır. Gerçekleştirmiş olduğum bu simülasyon çalışmasında ise

Thermal NO_x modeli kullandım. Termal NO_x modelinde NO oluşumunu hesaplamak amacıyla Heywood (1988) tarafından geliştirilen Zeldowich mekanizması kullanılmaktadır.

Bu mekanizmadaki reaksiyon grubu,



kimyasal denklemleri kullanılarak ifade edilmektedir. Burada R1, R2 ve R3 reaksiyonları için oran sabitleri,

$$\begin{aligned}k_{R1,f} &= 7,6 \times 10^{13} \exp(-38,000/T) \\ k_{R1,r} &= 1,6 \times 10^{13} \\ k_{R2,f} &= 6,4 \times 10^9 T \exp(-3,150/T) \\ k_{R2,r} &= 1,5 \times T \exp(-19,500/T) \\ k_{R3,f} &= 4,1 \times 10^{13} \\ k_{R3,r} &= 2,0 \times 10^{14} \exp(-23,650/T)\end{aligned}\tag{4.65}$$

matematiksel ifadeler kullanılarak belirlenmektedir. Bu matematiksel ifadelerde alt indis *f* bir ileri reaksiyonu, alt indis *r* ise ters taraflı bir reaksiyonu ifade etmektedir. Ayrıca bu eşitlikteki oran sabitlerinin birimi $cm^3/mol \cdot s$ cinsinden ifade edilmektedir [53,67].

Eş. 4.64'teki reaksiyon gruplarından yararlanılarak, NO oluşum oranı,

$$\begin{aligned}\frac{d[NO]}{dt} &= k_{R1,f} [O][N_2] - k_{R1,r} [NO][N] + k_{R2,f} [N][O_2] - k_{R2,r} [NO][O] \\ &+ k_{R3,f} [N][OH] - k_{R3,r} [NO][H]\end{aligned}\tag{4.66}$$

eşitliği kullanılarak belirlenmektedir. Azot oluşum oranı,

$$\begin{aligned} \frac{d[N]}{dt} = & k_{R1,f} [O][N_2] - k_{R1,r} [NO][N] + k_{R2,f} [N][O_2] - k_{R2,r} [NO][O] \\ & + k_{R3,f} [N][OH] - k_{R3,r} [NO][H] \end{aligned} \quad (4.67)$$

eşitliği kullanılarak belirlenmektedir. Bu eşitlikte $d[N]/dt$, 0 değerine ayarlanırsa, $[N]$, yukarıdaki Eş. 4.67'den çıkarılabilmektedir. Daha sonra $[NO]$ oluşum oranı,

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{R1,f} [O][N_2] \frac{1 - [NO]^2 / (K [O_2][N_2])}{1 + k_{R1,f} [NO] / (k_{R2,f} [O_2] + k_{R3,f} [OH])} \quad (4.68)$$

eşitliği kullanılarak ifade edilmektedir. Bu eşitlikte,

$$K = (k_{R1,f} / k_{R1,r}) (k_{R2,f} / k_{R2,r}) \quad (4.69)$$

eşitliği kullanılarak belirlenmektedir. $[O]$, $[OH]$ ve $[H]$ reaksiyon elemanlarının denge değerlerinin 0 olması durumunda $[NO]$ oluşum oranı,

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1 [1 - ([NO]/[NO]_e)^2]}{1 + ([NO]/[NO]_e) R'} \quad (4.70)$$

eşitliğine dönüştürülerek yazılmaktadır. Burada,

$$R' = \frac{R_1}{R_2 + R_3} \quad (4.71)$$

$$\begin{aligned} R_1 &= k_{R1,f} [NO]_e [N]_e \\ R_2 &= k_{R2,f} [N]_e [O_2]_e \\ R_3 &= k_{R3,f} [N]_e [OH]_e \end{aligned} \quad (4.72)$$

eşitlikleri kullanılarak ifade edilmektedir. Bu eşitliklerde alt indis e , reaksiyondaki elemanların denge özgül yoğunluklarını ifade etmek için kullanılmaktadır. Bölgesel şartlarda $[H_2]$ 'nin dengede olduğu varsayılmaktadır. K değeri R1 ve R2 reaksiyonları için

$$K_{R1} = \frac{k_{R1,f}}{k_{R1,r}} = \frac{[NO]_e [N]_e}{[O]_e [N_2]_e} \quad (4.73)$$

$$K_{R2} = \frac{k_{R2,f}}{k_{R2,r}} = \frac{[NO]_e [O]_e}{[N]_e [O_2]_e} \quad (4.74)$$

eşitlikleri kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu eşitliklerde $[N]_e/[O_2]_e$ eşitliğinin çıkarılması durumunda $[NO]_e$, $[N]_e$,

$$[NO]_e = \sqrt{K_{R1} K_{R2} [O_2]_e [N_2]_e} \quad (4.75)$$

$$[N]_e = \frac{k_{R2,r}}{k_{R2,f}} \frac{[NO]_e [O]_e}{[O_2]_e} \quad (4.76)$$

eşitlikleriyle hesaplanmaktadır. Burada Heywood (1988) tarafından açıklanan $[O]_e$,

$$[O]_e = \frac{K_O}{(R_u T)^{1/2}} [O_2]_e^{1/2} \quad (4.77)$$

eşitliği kullanılarak ifade edilmektedir. Heywood tarafında geliştirilen eşitlikte denge sabiti ise,

$$K_O = 3,6 \times 10^3 \exp\left(\frac{-31,090}{T}\right) \quad (atm^{1/2}) \quad (4.78)$$

ile ifade edilir ve ayrıca R_u , $atm \text{ cm}^3 / (K \text{ mol})$ ' de üniversal gaz sabitini ifade etmektedir.

Son olarak $[OH]_e$,

$$[OH]_e = (K_{OH} [O_2]_e [H_2]_e)^{1/2} \quad (4.79)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmaktadır. Burada denge sabiti K_{OH} ,

$$K_{OH} = 23,4936 \exp\left(\frac{-8567,17}{T}\right) \quad (4.80)$$

ile hesaplanmaktadır. Eş. 4.70'in yeniden yazılması ile

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{2R_1 [1 - \alpha^2]}{[NO]_e (1 + \alpha R')} \quad (4.81)$$

eşitliği kullanılarak çözülebilmektedir. Bu eşitlikte $\alpha = [NO]/[NO]_e$ şeklinde ifade edilmektedir. Bu eşitliğin integralinin alınmasıyla Eş. 4.81,

$$\alpha_2 - \alpha_1 = \beta (1 - \alpha_2^2) \quad (4.82)$$

haline dönüşmektedir. Bu eşitlikte,

$$\beta = \frac{2R_1 dt}{[NO]_e (1 + \alpha R')} \quad (4.83)$$

eşitliği kullanılarak belirlenmektedir [53,67].

4.2.9. Hiroyasu is oluşum modeli

Dizel motorlarda is oluşum yöntemleri kimyasal kinetikle kontrol edilen NO_x oluşumundan daha karmaşıktır. İs oluşumunun bu karmaşık fenomenolojisinden dolayı anlaşılması deneysel çalışmalara bağlıdır ve bu yüzden is oluşumunu modellemek çok zor hale gelmektedir. Motor CFD analizlerinde is oluşumunun modellenmesi genellikle sadece gaz fazı is emisyonu oluşum öncülerini motordan çıkan is emisyonlarıyla direkt olarak ilişkilendiren kimyasal modeli dikkate alınmaktadır [57].

İçten yanmalı motorlarda is oluşumunu modellemek amacıyla kullanılan bu Hiroyasu is modeli, Nagle ve Strickland-Constable tarafından geliştirilen model ile birleştirilmiş bir modeldir. Bu model daha reaktif A kümesi ve daha az reaktif B kümesi içeren yüzey kimyasına bağlı iki mekanizma aracılığıyla karbon oksidasyonunu dikkate almaktadır. Bu modeldeki net reaksiyon oranı,

$$R_{total} = \left(\frac{K_A P_{O_2}}{1 + K_Z P_{O_2}} \right) X + K_B P_{O_2} (1 - X) \quad (4.84)$$

eşitliği kullanılarak ifade edilmektedir [53,68]. Bu eşitlikte X, daha reaktif A kümelerinin bir oranıdır ve

$$X = \frac{P_{O_2}}{P_{O_2} + (K_T / K_B)} \quad (4.85)$$

eşitliğiyle belirlenmektedir. Bu eşitliklerde P_{O_2} , oksijen kısmi basıncını, K değerleri, karbon için oran sabitleridir ve

$$\begin{aligned} K_A &= 20 \exp(-30,000/R_u T) \\ K_B &= 4,46 \times 10^{-3} \exp(-15,200/R_u T) \\ K_T &= 1,51 \times 10^5 \exp(-97,000/R_u T) \\ K_Z &= 21,3 \exp(4,100/R_u T) \end{aligned} \quad (4.86)$$

eşitlikteki matematiksel denklemlerle ifade edilmektedir. Modelde is emisyonu partiküllerinin küresel ve homojen boyutta olması durumunda, oksidasyon için yüzey alanı (S),

$$S = N_{p,is} \pi D_s^2 = \frac{6M_s}{\rho_s D_s} \quad (4.87)$$

eşitliği kullanılarak belirlenmektedir. $N_{p, is}$, is emisyon partiküllerinin toplam sayısını, D , nominal is partikül çapını, M_s , toplam is partikül kütlesini ve ρ_s ise is yoğunluğunu ifade etmektedir. İs oksidasyon oranı ($\dot{M}_{so}$) ise

$$\dot{M}_{so} = SR_{total} MW_c = \frac{6M_s}{\rho_s D_s} R_{total} MW_c \quad (4.88)$$

eşitliği kullanılarak ifade edilmektedir. Bu eşitlikte MW_c , karbonun moleküler ağırlığını ifade etmektedir. Oksidasyon oranının bir ölçek faktörü (A_{so}) içermesi durumunda, genişletilmiş yeni oksidasyon oranı denklemi,

$$\dot{M}_{so} = A_{so} \frac{6M_s}{\rho_s D_s} R_{total} MW_c \quad (4.89)$$

eşitliğiyle ifade edilmektedir. İs oluşum yoğunluğu,

$$\frac{d\rho_s}{dt} + SO \rho_s = SF \rho_{form} \quad (4.90)$$

birinci derece eşitliği kullanılarak ifade edilmektedir. Bu eşitlikte ρ_{form} , is oluşum türünün yoğunluğunu ifade etmektedir. Bu eşitlik, sabit kat sayılar metodu kullanılarak analitik olarak integrali alınmaktadır. Bunun sonucunda zaman artışına bağlı olarak is türü yoğunluğu,

$$\rho_s^{n+1} = \frac{SF \rho_{form}}{SO} + C \exp(-SO dt) \quad (4.91)$$

ile belirlenmektedir. Bu eşitlikte SO ifadesi,

$$SO = A_{so} \frac{6}{\rho_s D_s} R_{total} MW_c \quad (4.92)$$

eşitliğiyle hesaplanılmaktadır. İs oluşum türü yoğunluğu denklemindeki integral sabiti C için hesaplama zamanı aralığının başlangıcında is oluşum türü yoğunluğunun ρ_s^n ' e eşit olması durumunda is oluşum türü yoğunluğu,

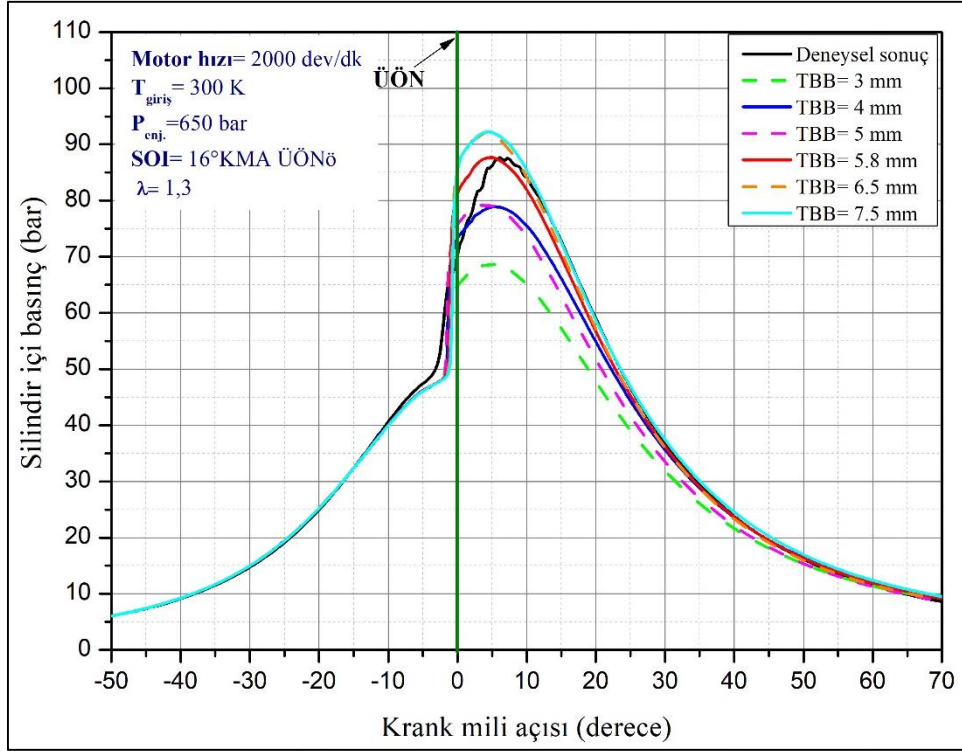
$$\rho_s^{n+1} = \frac{SF \rho_{form}}{SO} + \left(\rho_s^n - \frac{SF \rho_{form}}{SO} \right) \exp(-SO \, dt) \quad (4.93)$$

eşitliği kullanılarak belirlenmektedir [53].

4.3. Simülasyon Modelinin Doğrulama İşlemleri

Nümerik çalışmaların en önemli basamaklarından biri en uygun bölüntü boyutunun seçilmesidir. Bu çalışmada Converge CFD yazılımı kullanarak yapılan simülasyon çalışması aracılığıyla daha önceden yapılan deneyler sonucunda elde edilen verilere en yakın nümerik modeli belirlemek amacıyla aynı koşullar altında 3, 4, 5, 5,8, 6,5 ve 7,5 mm olmak üzere 6 adet bölüntü boyutlarında analizler gerçekleştirilmiştir ve en uygun bölüntü boyutunun seçimi amaçlanmıştır. Çalışmada yanma odası ve enjeksiyon bölgeleri gibi dinamik akış ve hareketlerin yoğun olduğu bölgeler, hesaplamaların daha hassas yapılması gereken bölgelerdir. Bu bölgelerde Eş. 4.3'te yer alan dinamik mesh yapısı modeli AMR vasıtasıyla simülasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Çalışmada gömülü AMR seviye 2 olarak kabul edilmiştir.

Bu 6 farklı bölüntü boyutunda yapılan simülasyon çalışmaları sonucunda Şekil 4.8'de görüldüğü gibi bazı bölüntü boyutlarının kullanılmasıyla deneysel verilerden çok uzaklaşıldığı görülmüştür. Tüm bölüntü boyutları incelendiğinde deneysel sonuçlara en yakın sonucun 5,8 mm temel bölüntü boyutunun kullanılmasıyla elde edilmiştir.



Şekil 4.8. Altı farklı bölüntü boyutlarında gerçekleştirilen analizler

Bu 5,8 mm temel bölüntü boyutu ile birlikte AMR modülünün kullanılmasıyla toplam 400000 adet hücrede simülasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Tek silindirli dizel motorun yanma modunun doğrulama işlemi için deneysel sonuçlar ve Çizelge 4.1’de görülen test motorunun teknik özellikleri ve Çizelge 4.7’deki doğrulama çalışması için dikkate alınacak koşullar kullanılarak sayısal model oluşturulmuştur.

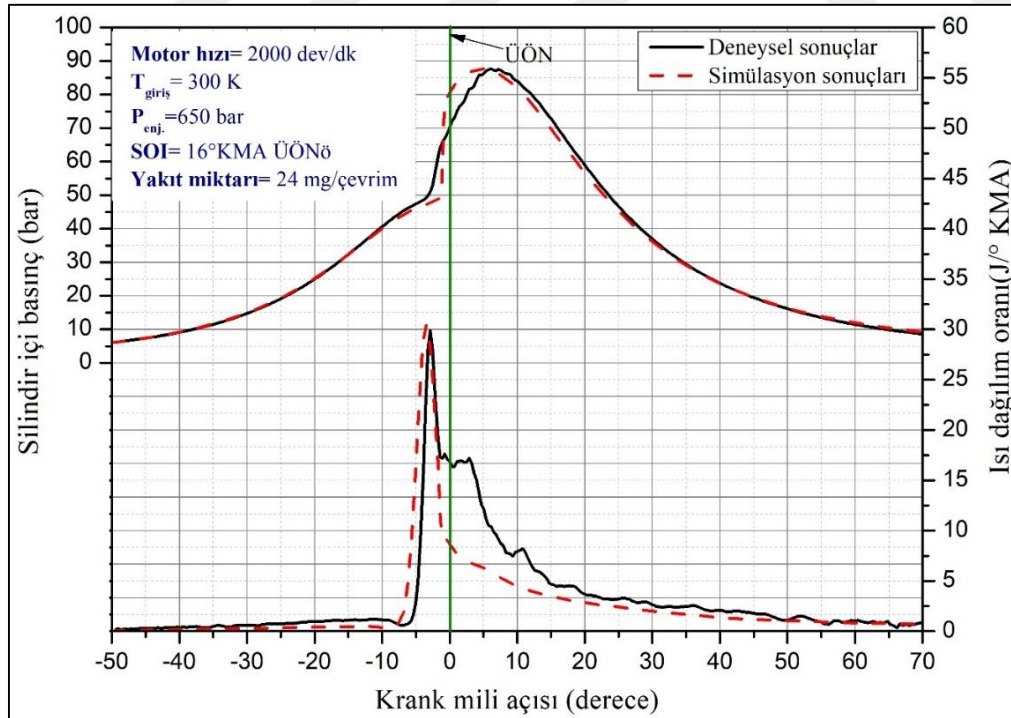
Çizelge 4.7. Sayısal model simülasyon şartları

Yakıt türü	dizel
Giriş havası sıcaklığı	300 K
Motor hızı	2000 rpm
Motor torku	26.375 Nm
Enjeksiyon basıncı	650 bar
Enjeksiyon başlangıcı (SOI)	16 °KMA
Püskürtülen yakıt miktarı	24 mg/çevrim
Temel bölüntü boyutu	5.8 mm
Gömülü AMR seviyesi	2
AMR ile hücre boyutu	1.45 mm × 1.45 mm × 1.45 mm

Çizelge 4.7. (Devam) Sayısal model simülasyon şartları

Minimum zaman adımı	1e-08 s
Maksimum zaman adımı	1e-04 s

İçten yanmalı motorlarda sayısal sonuçların doğrulanmasında motor simülasyonlarında kullanılan yanma karakteristiklerinde en önemli parçalarından birisi silindir içerisindeki basınç değişimidir. Bu yüzden deneysel verilerin doğrulama işlemlerinde krank mili açısına göre silindiri içi basınç ve ısı yayılım oranı değerleri kullanılmıştır. Şekil 4.9'da görüldüğü gibi simülasyon sonucunda elde edilen silindir içi basınç değerleri ile deneysel veriler arasındaki doğrulama işlemi başarılı bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Bu silindir içi basınç verileri arasında çok ufak farklılık bulunmaktadır. Isı yayılım oranında ise sayısal simülasyon sonucunda elde edilen maksimum değer ile deneysel çalışma sonucunda elde edilen maksimum değer arasında 0,5 J/°KMA kadar çok ufak bir fark görülmesine rağmen, simülasyon çalışmasının dış etkenler göz ardı edilebilmesine rağmen deneysel verilerde bu durumun yapılamayacağından dolayı deneysel veriler ile simülasyon verileri arasında piston ÜÖN'ü geçtikten sonra gözle görülür bir farklılık gözlenmiştir.



Şekil 4.9. Deneysel ve simülasyon verilerinin karşılaştırması

Yapılan simülasyon çalışması sonucunda elde edilen sayısal veriler ile deneysel veriler arasındaki doğrulama başarılı bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Buradan hareketle mevcut simülasyondaki sayısal model kullanılarak dizel yanma ve emisyon karakteristikleri etkileyen farklı parametreler kullanılarak bu parametrelerin etkileri incelenmiştir.



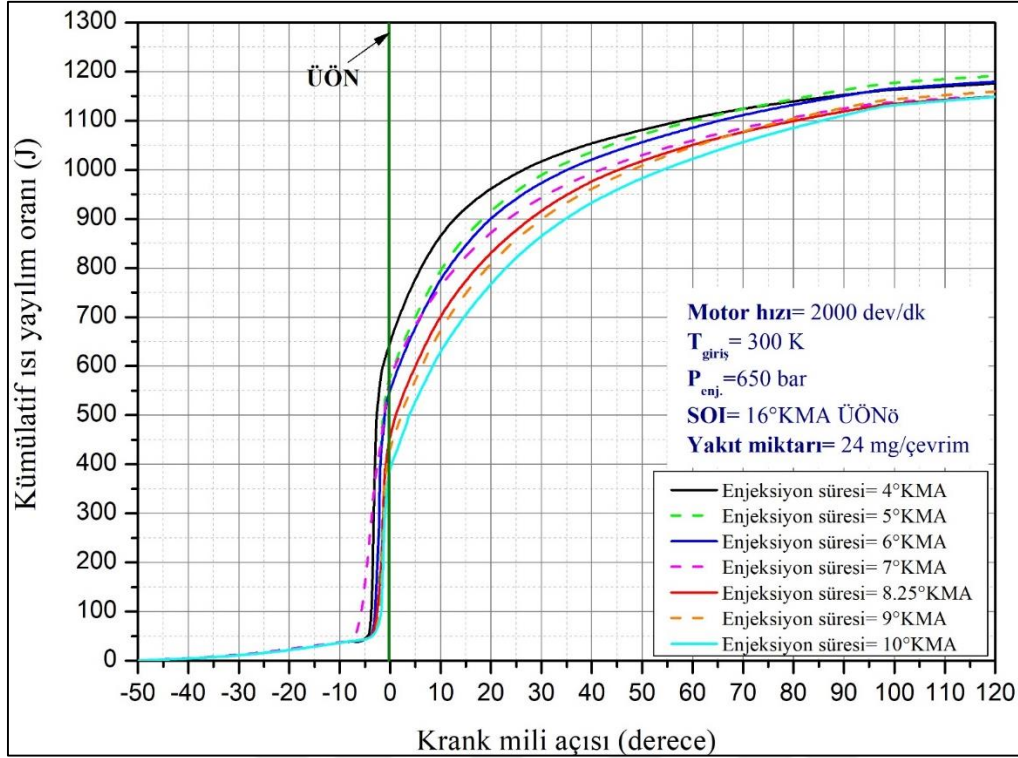
5. BULGULAR ve TARTIŞMA

Çalışmanın bu kısmında tek silindirli bir dizel motorda enjeksiyon süresinin ve spray açısının dizel yanma karakteristiğine ve egzoz emisyonlarına etkileri yapılan simülasyon sonucunda elde edilen sayısal verilerin değerlendirilmesine yer verilmiştir.

5.1. Enjeksiyon Süresi

Bu kısımda tek silindirli bir dizel motorda enjeksiyon süresinin yanma karakteristiklerine etkileri incelenmiştir. Converge CFD yazılımı kullanılarak deneysel veriler doğrulandıktan sonra farklı enjeksiyon sürelerinde (4 °KMA, 5 °KMA, 6 °KMA, 7 °KMA, 8,25 °KMA, 9 °KMA ve 10 °KMA) analizler yapılmış ve enjeksiyon sürelerinin dizel yanması üzerine etkileri Şekil 5.1, 5.2 ve 5.3'te gösterilmiştir. Dizel motorlarda enjeksiyon süresi başta motor torku olmak üzere dizel motorlarda motor karakteristikleri, özgül yakıt tüketimini ve yanma karakteristiklerini önemli derece etkilemektedir [70]. Du ve diğerleri (2018), yaptıkları çalışmada enjeksiyon basıncındaki artışla birlikte enjeksiyon süresinin kısaldığı, bu durumun daha ince spray damlacıklarına oluşmasına yol açtığı ve bu sayede yanmanın daha iyi atomizasyon ve buharlaşma ile sonuçlandığını söylemişlerdir [71]. Dizel motorlarda yanma süreçlerinden ön karışımli yanma fazında enjeksiyon süresine bağlı olarak yanma odası içerisindeki basınç artış oranı da değişiklik göstermektedir. Yüksek enjeksiyon sürelerinde yakıt yanma odası cidarlarına daha da yaklaşacak ve bu bölgelerde yanma odasının merkezine oranla daha düşük sıcaklıkların görüleceğinden dolayı yanmayı olumsuz yönde etkileyecektir.

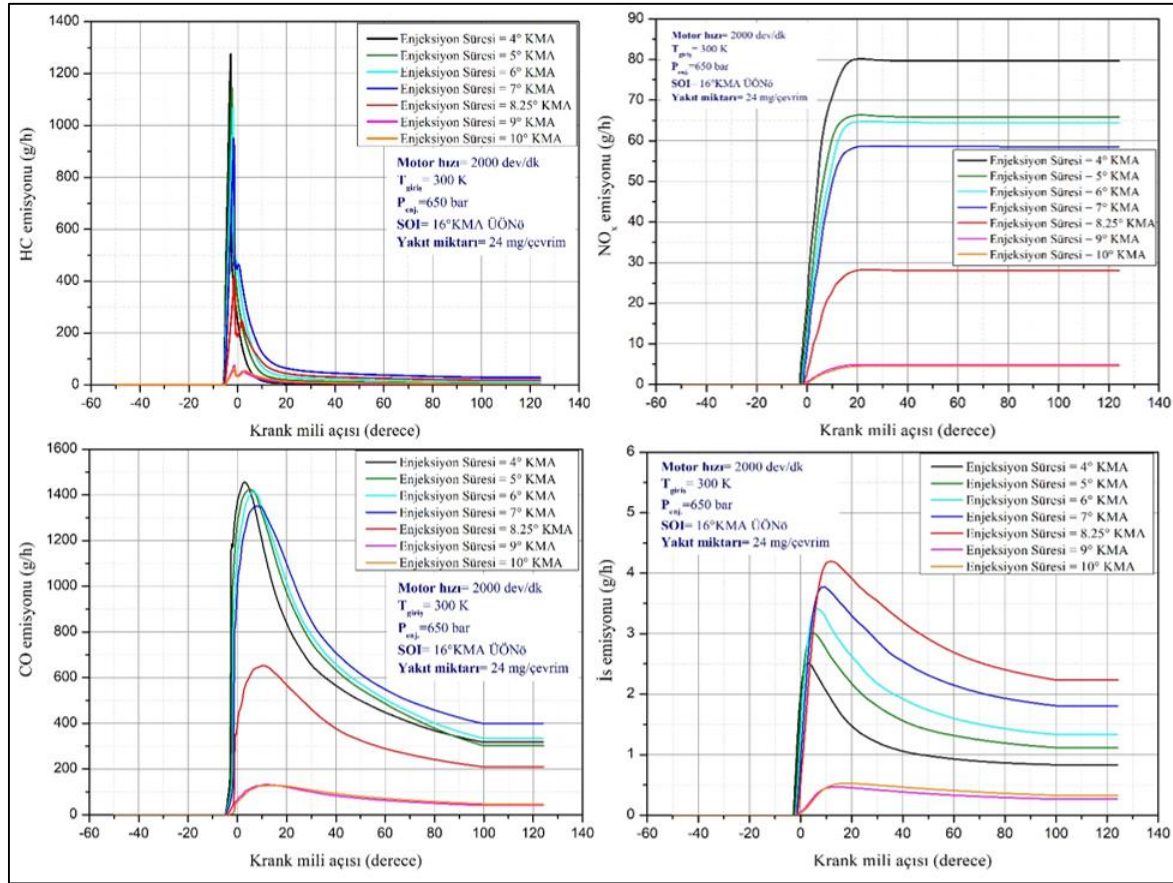
Dizel motorlarda yanma olayında enjeksiyon süresindeki kısalma sonucunda silindir içerisine alınan dolgunun sıkışan hava ile karışması için çok kısa bir süresi olduğundan dolayı silindir içerisinde daha zengin bir karışım görülecektir. Silindir içerisindeki bu daha zengin karışımın yanma sonucunda artan reaksiyon hızıyla birlikte yanma sonucu oluşan enerji artacak ve bu sayede daha yüksek silindir içi basınç, ısı yayılım oranı ve kümülatif ısı yayılım oranı değerleri elde edilecektir.



Şekil 5.3. Farklı enjeksiyon sürelerinde ısı yay krank mili açısına göre değişimi

Şekil 5.1, 5.2 ve 5.3'te de görüldüğü gibi enjeksiyon süresindeki kısalma ile birlikte maksimum silindir içi basınç, ısı yayılım oranı ve kümülatif ısı yayılım oranı değerlerinde artışlar gözlenmiştir. Enjeksiyon sürelerinde yapılan değişiklikler ile yapılan analizler sonucunda en yüksek silindir içi basıncı, 4 °KMA enjeksiyon süresinde yaklaşık olarak 101 bar (3,7° KMA ÜÖNs) ve en düşük silindir içi basıncı ise 10 °KMA enjeksiyon süresinde yaklaşık olarak 82 bar (5,1 °KMA ÜÖNs) olarak elde edilmiştir. En yüksek silindir içi basıncın olduğu zaman göz önüne alındığında 4 °KMA enjeksiyon süresinde maksimum basınç temel duruma (8,25 °KMA enjeksiyon süresi) göre 0,6 °KMA daha önce olduğu görülmüştür. Bu da ısı yayılım oranı grafiğinde görüldüğü üzere 4 °KMA enjeksiyon süresinde dizel ön karışımlyanma safhası kısalmış ve bundan dolayı difüzyon yanma safhasına geçiş daha erken gerçekleşmiştir. 4 °KMA enjeksiyon süresinde silindir içerisindeki dolgunun daha zengin olmasından dolayı daha yüksek enerji açığa çıkmaktadır. Bu nedenle 4 °KMA enjeksiyon süresinde maksimum ısı yayılım oranı 42,2 J/°KMA (4,1 °KMA ÜÖNö) olarak elde edilmiştir. 10 °KMA enjeksiyon süresinde ise dolgu daha homojene yakın olduğu için en düşük ısı yayılım oranı yaklaşık 26,1 J/°KMA (2,7° KMA ÜÖNö) olarak elde edilmiştir.

Dizel motorlarda enjeksiyon süresinin emisyon karakteristiği üzerinde etkileri Şekil 5.6’da gösterilmiştir. Genel olarak kısa enjeksiyon sürelerinde silindir içersine alınan dolgunun hava bakımından yetersiz ve bu nedenle daha zengin karışım olması nedeniyle daha yüksek enerji açığa çıkacak ve bu nedenle daha yüksek sıcaklıklar oluşacaktır. Ayrıca oluşan zengin karışımından etkisiyle silindir içesinde yeterince homojen dolgu oluşamayacaktır. Bu nedenlerden etkisiyle enjeksiyon süresinde meydana gelen azalmalar sonucunda NO_x , HC ve CO emisyonlarında artışlar gözlenecektir [72]. Nitekim emisyon grafiklerinde de görüldüğü üzere 4 °KMA enjeksiyon süresinde silindir içersindeki dolgunun zengin olmasından ve silindir içersinde daha homojen bir karışım oluşturulamadığından dolayı en yüksek CO emisyonu ve ayrıca oluşan yüksek sıcaklıkların da etkisiyle en yüksek HC ve NO emisyonları gözlemlenmiştir. Bu enjeksiyon süresinde maksimum CO emisyonu yaklaşık 1454 g/h, HC emisyonu yaklaşık 1277,3 g/h ve NO_x emisyonu ise yaklaşık 80 g/h olarak elde edilmiştir. En düşük HC, NO_x ve CO emisyon değerleri ise 9 ve 10 °KMA enjeksiyon sürelerinde sırasıyla yaklaşık olarak 1277,3 g/h, 5 g/h ve 129,4 g/h olarak elde edilmiştir. Is emisyon değerlerine baktığımızda ise en yüksek is emisyon değeri temel durumda (8,25 °KMA enjeksiyon süresi) yaklaşık olarak 4,2 g/h olarak elde edilmiştir. 8,25 °KMA enjeksiyon süresinden daha kısa enjeksiyon sürelerinde ve daha yüksek enjeksiyon sürelerinde is emisyon değeri azaldığı görülmektedir. Bu nedenle 8,25 °KMA enjeksiyon süresinde silindir içersinde oksijen miktarının daha az olduğu söylenebilmektedir.



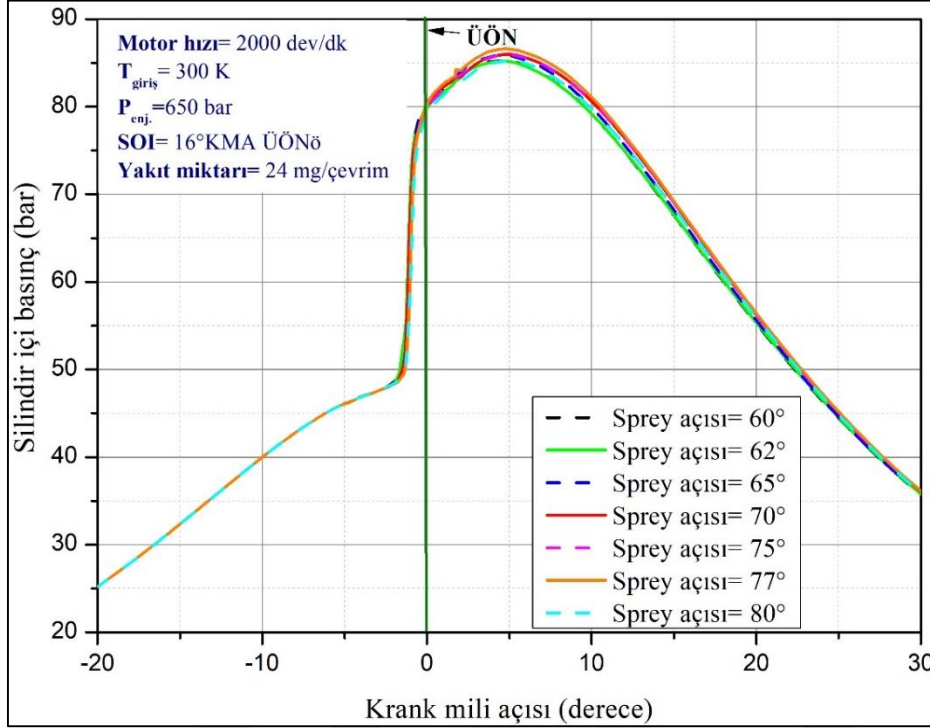
Şekil 5.4. Farklı enjeksiyon sürelerinde HC, CO, NO_x ve is emisyonları

5.2. Sprey Açısı

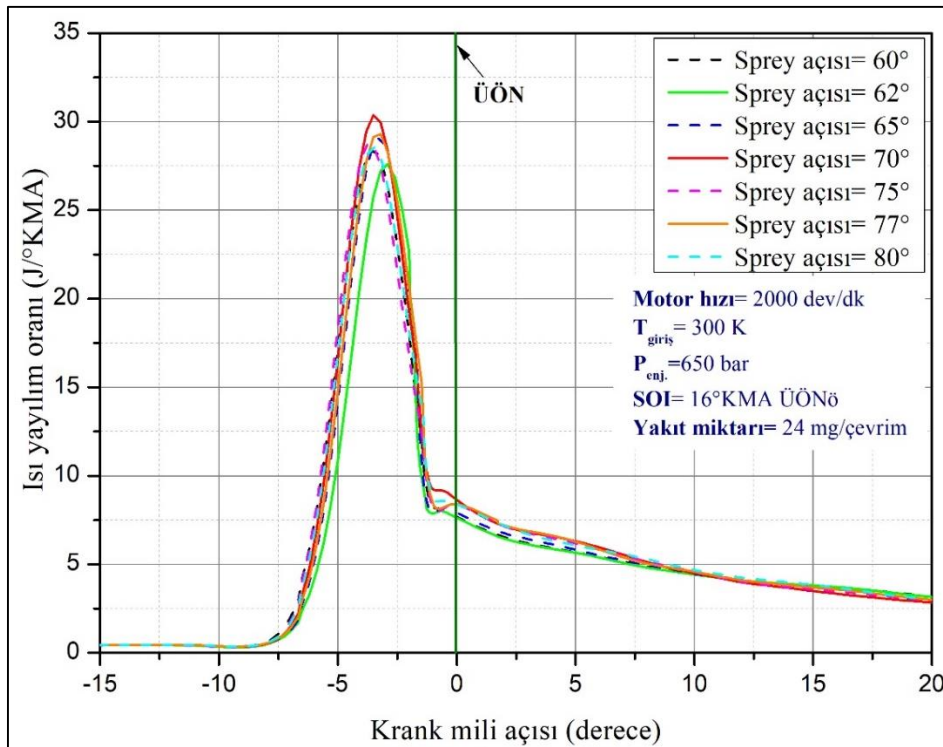
Dizel motorlarda yanma odası ve enjeksiyon sisteminin tasarımları motorun çalışma parametrelerine, yanma ve performans karakteristiklerini önemli derecede etkilemektedir [11]. Çalışmanın bu kısmında enjeksiyon sistemi parametrelerinden olan sprej açısının tek silindirli dizel motor üzerindeki etkileri incelenmiştir. Converge CFD yazılımında doğrulama çalışmasının yapılmasının ardından 60°, 62°, 65°, 70°, 75°, 77° ve 80° olmak üzere 7 farklı sprej açısında simülasyon çalışması yapılmış ve elde edilen sayısal sonuçlar Şekil 5.5, 5.6, 5.7 ve 5.8’de verilen grafiklerde gösterilmiştir.

Shu ve diğerleri (2019), yaptıkları çalışmada en yüksek ve ideal yanma veriminin elde edilmesi tek başına sprej açısını etkili olmayacağını, sprej açısı ile birlikte yanma odası geometrisinin de optimize edilmesi gerektiğini söylemişlerdir [73]. Başka bir çalışmada ise Walter ve Gatellier (2020), yaptıkları çalışmada sprej açısındaki daralmayla birlikte yakıtın yanma odası merkezine doğru püskürtüldüğü ve buralardan yanma odası çevrelerine

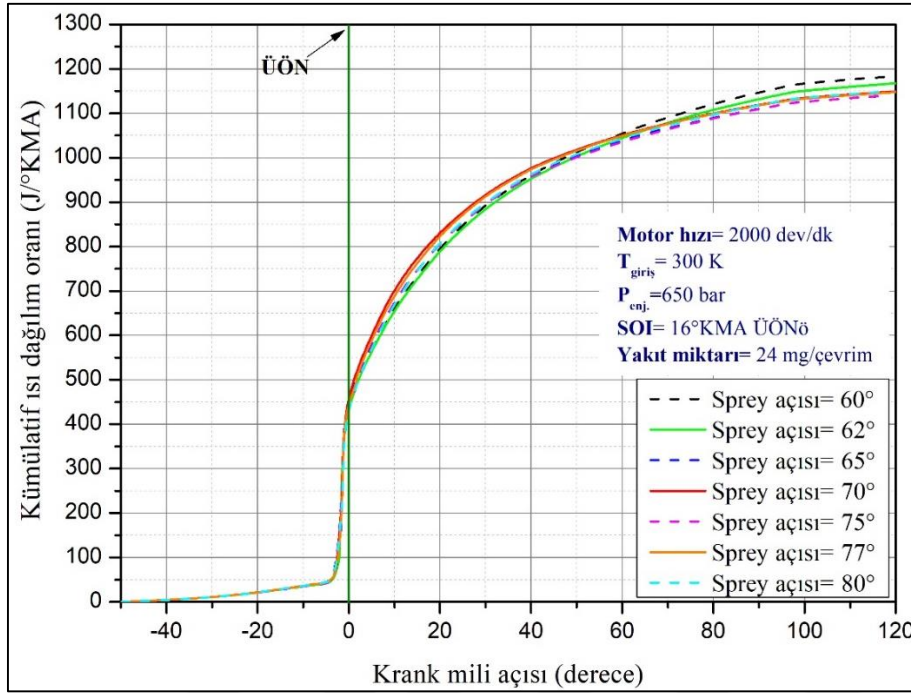
taşındığı ve bu sayede NO_x , is ve HC emisyonlarının oldukça düşük olduğunu ifade etmişlerdir [74].



Şekil 5.5. Farklı sprej açılarında silindir içi basıncının krank mili açısına göre değişimi



Şekil 5.6. Farklı sprej açılarında ısı yayılım oranının krank mili açısına göre değişimi

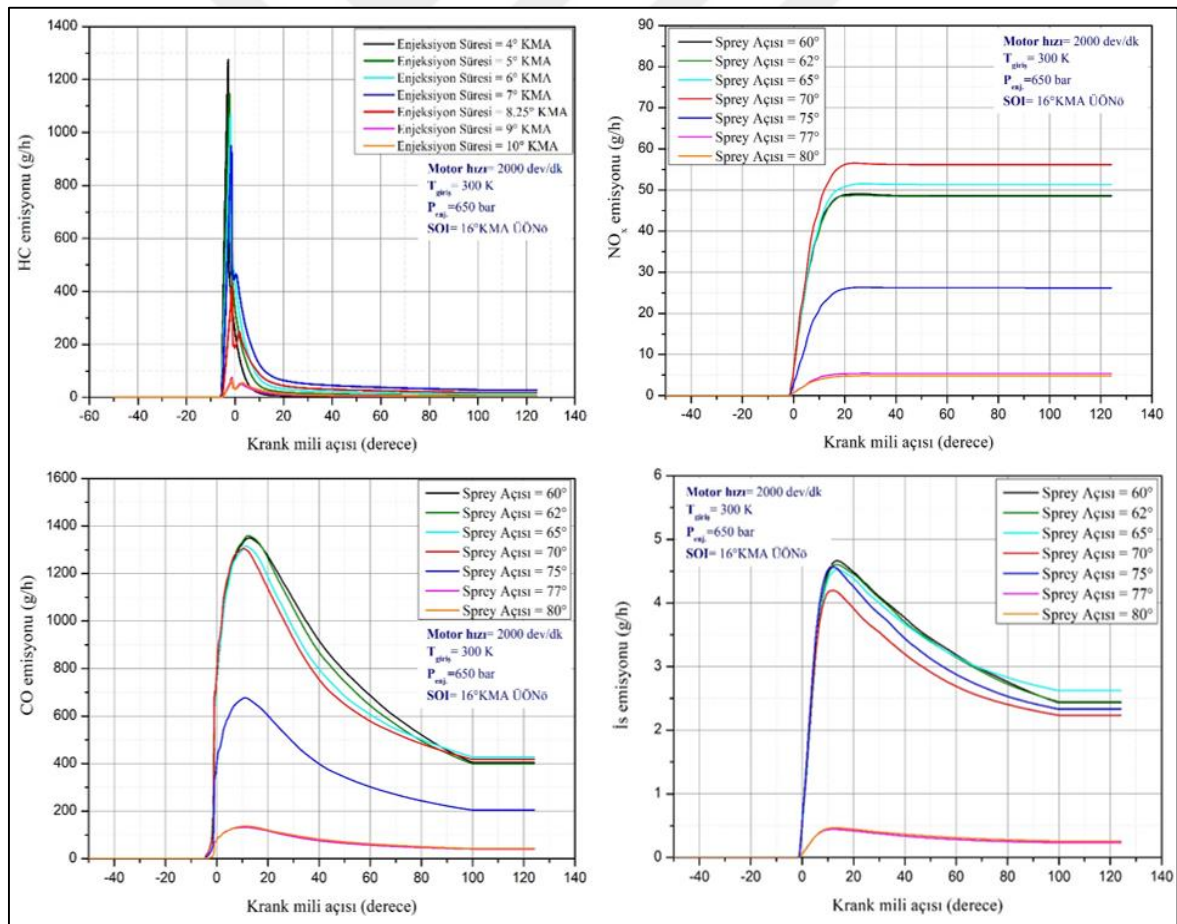


Şekil 5.7. Farklı sprej açılarında kümülatif ısı yayılım oranının krank mili açısına göre değişimi

Silindir içi basınç, ısı yayılım oranı ve kümülatif ısı yayılım oranı grafikleri incelendiğinde sprej açısındaki artış ya da azalmadan dolayı bu değerlerde çok aşırı bir değişimlerin olmadığı görülmüştür. Silindir içi basınç grafiği incelendiğinden en yüksek maksimum silindir içi basıncı 77° sprej açısında yaklaşık olarak 86,7 bar (yaklaşık 4,6 °KMA ÜÖNs) olarak elde edilmiştir. En düşük silindir içi basıncı ise 60° ve 62° sprej açılarında 85,3 bar (yaklaşık 4,6 °KMA ÜÖNs) olarak elde edilmiştir. Değerlerden görüldüğü gibi sprej açısındaki yaklaşık 15° değişim olmasına rağmen dilindir içi basınçta yaklaşık 1 barlık bir farkın oluştuğu gözlemlenmiştir. Isı yayılım oranlarına bakıldığında sprej açısındaki değişime bağlı olarak yanma fazı başlangıcında herhangi bir değişikliğin görülmediği. Maksimum enerjinin 70° sprej açısında 30,3 J/°KMA, en düşük enerjinin ise yine 60° ve 62° sprej açılarında 27,5 J/°KMA olarak açığa çıktığı gözlemlenmiştir.

Şekil 5.8’de sprej açısının HC, CO, NO_x ve is emisyonları üzerine etkilerinin gösterilmiştir. Emisyon değerlerine bakıldığında 70° sprej açısından sonraki açılarda emisyon değerlerinde azalmaların gerçekleştiği görülmüştür. Bu azalmaların 70° sprej açısından sonraki açılarda yakıtın direkt olarak yanma odası merkezine doğru püskürtüldüğü, püskürtülen yakıtın ise çevreye yayılmasının belirli bir zaman aralığında gerçekleştiği düşünüldüğünde püskürtülen yakıtın sıcaklığının yanma odası çevresine yayılan kadar bir miktar azaldığı ve bu nedenle

yanmamış hidrokarbon, NO_x , CO ve is emisyonu değerlerinin daha düşük olduğu düşünülmektedir. Emisyon grafikleri incelendiğinde en yüksek HC emisyonunun 70° sprey açısında yaklaşık olarak 840,5 g/h, yine aynı açıda en yüksek NO_x emisyonu yaklaşık olarak 56,7 g/h olarak elde edilmiştir. Bu sprey açısında HC ve NO_x emisyonlarının daha yüksek olmasının sebebi ise Şekil 5.8'deki ısı yayılım oranı grafiğine bakıldığında en yüksek enerji 70° 'de meydana gelmesinden dolayı silindir içerisinde yanma sonucunda HC ve NO_x emisyonlarının oluşması için yeterince yüksek sıcaklığın elde edildiği anlaşılmıştır. CO ve is emisyonlarına bakıldığında ise en yüksek CO emisyonun yaklaşık olarak 1356 g/h olarak, is emisyonunun ise yaklaşık olarak 4,7 g/h olarak elde edildiği 60° ve 62° sprey açılarında olduğu gözlemlenmiştir. Bu sprey açılarının is ve CO emisyonlarının yüksek olmasının nedeni ise bu açılarının kullanılmasıyla yakıtın yanma odasının üst taraflarında kaldığı ve hava ile yeterince homojen olarak karışmadığından kaynaklandığı düşünülmektedir.



Şekil 5.8. Farklı sprey açılarında HC, NO_x , CO ve is emisyonlarının krank mili açısına göre değişimi

6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Yapılan bu çalışmada elektronik kontrollü direkt enjeksiyonlu, normal emişli, su soğutmalı, dört zamanlı dizel bir motorun yanma ve emisyon karakteristiklerinin incelenmesi amacıyla 2000 rpm sabit motor hızında elde edilen deneysel veriler ile Converge CFD yazılımında yapılan simülasyon çalışması aracılığıyla dizel yanma modelinin doğrulaması yapılmıştır. Yapılan doğrulama işleminin ardından enjeksiyon süresi ve sprey açısının bir dizel motorun yanma ve emisyon karakteristiklerine etkileri Converge CFD programında oluşturulan bir yanma modeli vasıtasıyla simüle edilmiştir. Yapılan simülasyon çalışmalarından elde edilen sonuçlar:

Simülasyon sonucu oluşturulan sayısal modelin verileri ile deneysel veriler karşılaştırıldığında doğrulama çalışması başarılı bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Yapılan simülasyon çalışması sonucunda elde edilen modelin dizel yanma deneylerinin yanma karakteristiğine denkliği gösterilmiştir.

Doğrulama çalışmasının ardından yedi farklı enjeksiyon süresinde gerçekleştirilen analizlerde, artan enjeksiyon süresiyle birlikte enjektörden püskürtülen yakıtın yanma odasının çevrelerindeki soğuk bölgelere doğru hareket edeceği bu nedenle silindir içi basıncının ve yakıtın yanması sonucu açığa çıkan enerjinin azaldığı gözlemlenmiştir. Silindir içi basınç değerleri incelendiğinde en yüksek basınç 4 °KMA enjeksiyon süresinde yaklaşık 101 bar (3,7 °KMA ÜÖNs), en düşük ise 10 °KMA enjeksiyon süresinde yaklaşık 82 bar (5,1 °KMA ÜÖNs) olarak elde edilmiştir. Artan enjeksiyon süresi ile birlikte yakıtın hava ile homojene yakın bir karışım oluşturabilmesi için gerekli sürenin olacağından dolayı HC, CO ve NO_x emisyonlarında azalmalar gözlemlenmiştir. İs emisyonlarına bakıldığında ise en yüksek is emisyon değeri 8,25 °KMA enjeksiyon süresinde elde edilmiştir.

Enjeksiyon süresi analiz çalışmasının ardından 7 farklı sprey açısı kullanılarak bir simülasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Sprey açısındaki büyümeyle birlikte yakıt spreyinin yanma odası merkezine doğru püskürtüldüğü, açıda küçülme sonrasında ise yakıtın yanma odasını daha uzak bölgelerine ve yukarısına doğru püskürtüldüğü gözlemlenmiştir. Ancak yapılan bu 7 farklı analiz sonucunda sprey açısındaki değişime rağmen silindir içi basınç, ısı yayılım oranı ve kümülatif ısı yayılım oranlarında çok aşırı farkların oluşmadığı görülmüştür. Ayrıca sprey açısındaki değişim sonucunda yanma

fazında herhangi bir gecikme ya da erkene alma gerçekleşmediği görülmüştür. Grafikler incelendiğinde en yüksek silindir içi basıncın 77° sprej açısında yaklaşık 86,7 bar, en düşük silindir içi basıncın ise 60° ve 62° açılarında eşit olarak yaklaşık 85,3 bar olarak elde edilmiştir. Isı yayılım oranlarına bakıldığında ise en yüksek enerji 70° sprej açısında yaklaşık 30,3 J/°KMA olarak elde edilmiştir. Emisyon değerleri incelendiğinde en yüksek HC ve NO_x emisyon değerlerinin sırasıyla yaklaşık 840,5 g/h ve 56,7 g/h, en düşük HC emisyonu 77° ve 80° açılarda eşit olarak yaklaşık 86.5 g/h, en düşük NO_x ise yaklaşık 4.9 g/h olarak 80° sprej açısında elde edilmiştir. CO emisyon değerleri incelendiğinde en yüksek CO emisyon değeri 60° ve 62° açılarında eşit olarak yaklaşık 1359,2 g/h, en düşük ise yine eşit olarak 77° ve 80° sprej açılarında yaklaşık 139,3 g/h olarak elde edilmiştir. En yüksek is emisyon değeri 60° sprej açısında yaklaşık 4,7 g/h, en düşük ise eşit olarak 77° ve 80° açılarının kullanılmasıyla yaklaşık 0,5 g/h olarak elde edilmiştir.

Yapılan simülasyon çalışmasının ardında literatürde kullanılmak üzere farklı enjeksiyon, motor çalışma parametreleri kullanılarak simülasyon çalışmaları yapılarak yanma, motor performans ve emisyon karakteristiklerine etkisi incelenebilir.

Günümüzde ve gelecekte askeri araçlarda dizel motorların kullanımının devam edeceği düşünüldüğünde farklı yanma odası geometrileri simülasyon çalışmasında denenerek optimum yanma odası geometrisi seçilerek deney motoruna adapte edilerek gerçek çalışma şartlarında yanma, motor performans ve emisyonlar üzerine etkisi gözlemlenebilir.

Turbo şarjlı dizel motorda deneysel çalışmalar yapılarak simülasyon çalışmasında turbo şarjın kullanılmasıyla farklı emme havası basınçlarının yanma, motor performans ve emisyonlara etkisi incelenebilir.

KAYNAKLAR

1. Reif K. (2014). *Diesel Engine Management Systems and Components* (First edition). Wiesbaden: Springer Vieweg, 2-128.
2. Challen B. ve Baranescu R. (1999). *Diesel Engine Reference Book* (Second edition). Oxford: Butterworth Heinemann, 1-105.
3. Mollenhauer K. ve Tschoeke H. (2010). *Handbook of Diesel Engines* (First edition). Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 3-29, 61-191.
4. Basshuysen V. R. ve Schafer F. (2004). *Internal Combustion Engine Handbook Basics, Components, Systems and Perspectives* (First edition) Warrendale, Pa.: SAE International, 390-412, 446-470.
5. Yücesu S. H. (2015). *Motor Teknolojisi Ders Notu*, Ankara: Gazi Üniversitesi, 1-35
6. Stone R. (1992). *Introduction to Internal Combustion Engine* (Second edition). London: The Macmillan, 1-20, 180-228, 274-298.
7. Merker P. G., Schwarz C., Stiesch G. ve Otto F. (2004). *Simulating Combustion* (First edition). Berlin Heidelberg: Springer, 72-86.
8. Baumgarten C. (2006). *Mixture Formation in Internal Combustion Engines* (First edition). Berlin Heidelberg: Springer, 66-76, 125-131.
9. Merker P. G., Schwarz C. ve Teichmann R. (2012). *Combustion Engines Development* (First edition). Berlin Heidelberg: Springer, 126-142.
10. Çengel A. Y. ve Boles A. M. *Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla* (çev. Pınarbaşı A.). Ankara: Palme Yayınevi, (Eserin orijinali 1994'te yayımlandı), 763-775.
11. Borat O. (1994). *İçten Yanmalı Motorlar Cilt-1* (Birinci baskı). Ankara: Teknik Eğitim Vakfı, 259-272
12. Yücesu S. H. (2019). *Dizel Motorlarda Yanma Ders Notu*, Ankara: Gazi Üniversitesi, 1-35.
13. Okur M. (2018). *Otomotiv Tasarım Ders Notu*, Ankara: Gazi Üniversitesi, 1-150.
14. İcingür Y. (2014). *Dizel Motorlar ve Yakıt Enjeksiyon Sistemleri Ders Notu*, Ankara: Gazi Üniversitesi, 1-200.
15. Lofti, A. ve Ghassemi, H. (2017). A Review on the Different Geometries of Combustion Chamber in CI Engines on Performance, Ignition and Emission. *Journal of Atmospheric Pollution*, 5(2), 40-46.
16. Yücesu S. H. (2019). *Dizel Yakıt Ders Notu*, Ankara: Gazi Üniversitesi.

17. Majewski, A., W. ve Khair K. M. (2006). *Diesel Emission and Their Control*. Warrendale: SAE International, 227-234
18. Narayan, S. (2016). *Noise and Vibration Characteristics of A Micro Car Diesel Engine*, Doctoral Dissertation, Roma Tre University, Roma, 34-39.
19. Hsu, B. (2022). *Practical Diesel-Engine Combustion Analysis*. Warrendale: SAE International, 1-11
20. Saito, T., Daisho, Y., Uchida, N., & Ikeya, N. (1986). Effects of combustion chamber geometry on diesel combustion. *SAE transactions*, 95(4), 793-803.
21. Zhang, L., Ueda, T., Takatsuki, T., & Yokota, K. (1995). A study of the effects of chamber geometries on flame behavior in a DI diesel engine. *SAE transactions, Journal of Engines*, 103(3), 2399-2407.
22. Takeda, Y., Keiichi, N., & Keiichi, N. (1996). Emission characteristics of premixed lean diesel combustion with extremely early staged fuel injection. *SAE transactions, Journals of Fuels and Lubricants*, 105(4), 938-947.
23. Mehta, P. S., & Tamma, B. (1998, February). *Effect of swirl and fuel injection characteristics on premixed phase of diesel combustion*, International Congress and Exposition, Detroit Michigan, 1-6.
24. Akagawa, H., Miyamoto, T., Harada, A., Sasaki, S., Shimazaki, N., Hashizume, T., & Tsujimura, K. (1999). Approaches to solve problems of the premixed lean diesel combustion. *SAE transactions, Journal of Engines*, 108(3), 120-132.
25. Lin, L., Shulin, D., Jin, X., Jinxiang, W., & Xiaohong, G. (2000, March). *Effects of combustion chamber geometry on in-cylinder air motion and performance in DI diesel engine*, SAE 2000 World Congress, Detroit Michigan, 1-8.
26. Payri, F., Benajes, J., Arregle, J., & Riesco, J. M. (2006). Combustion and exhaust emissions in a heavy-duty diesel engine with increased premixed combustion phase by means of injection retarding. *Oil & Gas Science and Technology*, 61(2), 247-258.
27. Venkateswaran, S. P., & Nagarajan, G. (2010). Effects of the re-entrant bowl geometry on a DI turbocharged diesel engine performance and emissions—a CFD approach. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 132(12).
28. Park, S. W. (2010). Optimization of combustion chamber geometry for stoichiometric diesel combustion using a micro genetic algorithm. *Fuel Processing Technology*, 91(11), 1742-1752.
29. Mobasheri, R., & Peng, Z. (2012, April). *Analysis of the effect of re-entrant combustion chamber geometry on combustion process and emission formation in a HSDI diesel engine*, SAE 2012 World Congress & Exhibition, Detroit, Michigan, 1-16.

30. Jaichandar, S., Kumar, P. S., & Annamalai, K. (2012). Combined effect of injection timing and combustion chamber geometry on the performance of a biodiesel fueled diesel engine. *Energy*, 47(1), 388-394.
31. Park, Y., & Bae, C. (2013, April). *Effects of single and double post injections on diesel PCCI combustion*, Asia Pasific Automotive Engineering Conference, Bangkok, 1-12.
32. Mobasheri, R., & Peng, Z. (2013). CFD investigation of the effects of re-entrant combustion chamber geometry in a HSDI diesel engine. *World Academy of Science, Engineering and Technology, International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, 7(4), 770-780.
33. Indrodia, A., Chotai, N., & Ramani, B. (2014, December). *Investigation of Different Combustion Chamber Geometry on Diesel Engine using CFD Modelling of In-cylinder Flow for Improving the Performance of Engine*. In 5th International & 26th All India Manufacturing Technology, Design and Research Conference (AIMTDR 2014), 489-1.
34. Ranganatha Swamy, L., Chandrashekar, T. K., Banapurmath, N. R., & Nashipudi, P. (2014). Effect of injection timing, combustion chamber shapes and nozzle geometry on the diesel engine performance. *Universal Journal of Petroleum Sciences*, 2, 74-95.
35. Wei, S., Ji, K., Leng, X., Wang, F., & Liu, X. (2014). Numerical simulation on effects of spray angle in a swirl chamber combustion system of DI (direct injection) diesel engines. *Energy*, 75, 289-294.
36. Su, L., Li, X., Zhang, Z., & Liu, F. (2014). Numerical analysis on the combustion and emission characteristics of forced swirl combustion system for DI diesel engines. *Energy Conversion and Management*, 86, 20-27.
37. Ghodke, P. R., & Suryawanshi, J. G. (2015). Investigation of diesel engine for low exhaust emissions with different combustion chambers. *Thermal Science*, 19(6), 2013-2024.
38. Gafoor, C. A., & Gupta, R. (2015). Numerical investigation of piston bowl geometry and swirl ratio on emission from diesel engines. *Energy Conversion and Management*, 101, 541-551.
39. Yaliwal, V. S., Banapurmath, N. R., Gireesh, N. M., Hosmath, R. S., Donateo, T., & Tewari, P. G. (2016). Effect of nozzle and combustion chamber geometry on the performance of a diesel engine operated on dual fuel mode using renewable fuels. *Renewable Energy*, 93, 483-501.
40. Subramanian, S., Rathinam, B., Lalvani, J. I. J., & Annamalai, K. (2016). *Piston bowl optimization for single cylinder diesel engine using CFD* International Mobility Conference, New Delhi, 1-7.
41. Lee, S., Jeon, J., & Park, S. (2016). Optimization of combustion chamber geometry and operating conditions for compression ignition engine fueled with pre-blended gasoline-diesel fuel. *Energy Conversion and Management*, 126, 638-648.

42. Gnanamoorthi, V., Marudhan, N. M., & Gobalakichenin, D. (2016). Effect of combustion chamber geometry on performance, combustion, and emission of direct injection diesel engine with ethanol-diesel blend. *Thermal Science*, 20, 937-946.
43. Bapu, B. R., Saravanakumar, L., & Prasad, B. D. (2017). Effects of combustion chamber geometry on combustion characteristics of a DI diesel engine fueled with calophyllum inophyllum methyl ester. *Journal of the Energy Institute*, 90(1), 82-100.
44. Khan, S., Panua, R., & Bose, P. K. (2018). Combined effects of piston bowl geometry and spray pattern on mixing, combustion and emissions of a diesel engine: A numerical approach. *Fuel*, 225, 203-217.
45. Li, X., Chen, Y., Su, L., & Liu, F. (2018). Effects of lateral swirl combustion chamber geometries on the combustion and emission characteristics of DI diesel engines and a matching method for the combustion chamber geometry. *Fuel*, 224, 644-660.
46. Sener, R., Yangaz, M. U., & Gul, M., Z. (2020). Effects of injection strategy and combustion chamber modification on a single-cylinder diesel engine. *Fuel*, 266, 117-122.
47. Şener, R., & Gül, M. Z. (2021). Optimization of the combustion chamber geometry and injection parameters on a light-duty diesel engine for emission minimization using multi-objective genetic algorithm. *Fuel*, 304, 121379.
48. İnternet: (Techno EDU: Overview. (1994). Cussons Technology, Single Cylinder Engine Test Bed P8160, web: <https://www.technoedu.com/Cussons/PDFs/p8160-issue-5.pdf>). Son erişim tarihi: 20.01.2022.
49. Can, Ö. (2012). *Bir DI dizel motorda etanol ön karışımli kısmı-HCCI uygulamasının yanma ve emisyon üzerine etkilerinin incelenmesi* Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 5-7, 54-77.
50. İnternet: (Meriam: Overview. (2009). Merriam Instrument, Elektro-Mechanical Sys Intl Instruction Manual, LFS-1180R-SP-6-31-1-08, web: <https://www.meriam.com/assets/LFE-User-Manuel.pdf>). Son erişim tarihi: 20.01.2022.
51. İnternet: (Bosch: Overview. (2017). BOSCH Emission Analysis Devices, web: https://www.boschaftermarket.com/xrm/media/en/images/country_specific/gb/equipment_2/engine_service_1/bosch_bea_emission_tester_brochure_2017.pdf). Son erişim tarihi: 10.02.2022.
52. İnternet: (Kistler: Overview. (2005). Kistler 6056A Cylinder Pressure Sensor For Glow Plug, Adapter, web: https://b2b.partycommunity.com/3d-cad-models/FileService/File/kistler/01_pressure/02_piezoel_pressure_sens/6056a_english.pdf). Son erişim tarihi: 10.02.2022.
53. Converge CFD Software. (2016). CONVERGE (v2.4) Theory Manual. Wisconsin: Convergent Science Inc., 298-316, 319-325, 335-337, 386-390, 479-520.

54. Halis S. (2022). *Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma ile Ateşlemeli(RCCI) Motorlarda Yanma Karakteristiklerinin ve Emisyonların Sayısal Olarak İncelenmesi*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 35-59.
55. Yakhot, V., & Orszag, S. A. (1986). Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory. *Journal of Scientific Computing*, 1(1), 3-51.
56. Yakhot V, Orszag SA (1992) Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique. *Phys Fluids*, 4(7), 1510–1520
57. Lakshminarayanan P. ve Aghav Y. (2010), *Modelling Diesel Combustion* (First edition), Berlin: Springer Science + Business Media B.V., 10-14, 39-59, 207-227.
58. Han, Z., & Reitz, R. D. (1995). Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG κ - ϵ models. *Combustion Science and Technology*, 106(4-6), 267-295.
59. Beale, J. C., & Reitz, R. D. (1999). Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model. *Atomization and Sprays*, 9(6).
60. Cheremisinoff, N P. (1986). *Encyclopedia of fluid mechanics*. (3rd ed. Vols. 1-10). United States: Gulf Publishing Company.
61. Reitz, R. D., & Diwakar, R. (1987). Structure of high-pressure fuel sprays. *SAE transactions, Alternative Engines and Engine Components and Systems*, 96(5), 492-509.
62. Turns, S. R. (1996). *Introduction to combustion*, (Second edition). New York, NY, USA: McGraw-Hill Companies, 106-264.
63. Naber, J. D., & Reitz, R. D. (1988). Modeling engine spray/wall impingement. *SAE Transactions, Journal of Engines*, 97(6), 118-140.
64. Gonzalez D, M. A., Borman, G. L., & Reitz, R. D. (1991). A study of diesel cold starting using both cycle analysis and multidimensional calculations. *SAE transactions, Journal of Engines*, 100(3), 189-208.
65. Schmidt, D. P., & Rutland, C. J. (2000). A new droplet collision algorithm. *Journal of Computational Physics*, 164(1), 62-80.
66. Amsden, A. A., & Findley, M. (1997). *KIVA-3V: A block-structured KIVA program for engines with vertical or canted valves* (First edition), Livermore: Lawrence Livermore National Lab.(LLNL), 1-95.
67. Heywood, J. B. (1988). *Combustion engine fundamentals*. 1ª Edição. Estados Unidos, 25, 1117-1128.
68. Nagle, J. (1962). *Oxidation of carbon between 1000-2000°C*. In Proceedings of Fifth Carbon Conference, London, 1-624.

69. Nazemi, M. and Shahbakhti, M. (2016). Modeling and analysis of fuel injection parameters for combustion and performance of an RCCI engine. *Applied Energy*, 165, 135-150.
70. Lahane, S., & Subramanian, K. A. (2015). Effect of different percentages of biodiesel–diesel blends on injection, spray, combustion, performance, and emission characteristics of a diesel engine. *Fuel*, 139, 537-545.
71. Du, W., Zhang, Q., Zhang, Z., Lou, J., & Bao, W. (2018). Effects of injection pressure on ignition and combustion characteristics of impinging diesel spray. *Applied Energy*, 226, 1163-1168.
72. İnternet: (Mühendis Beyinler: Overview. (2019). Egzoz Emisyon Ölçümü, web: <https://www.muhendisbeyinler.net/egzoz-emisyon-olcumu/>). Son erişim tarihi: 26/11/22.
73. Shu, J., Fu, J., Liu, J., Ma, Y., Wang, S., Deng, B., & Zeng, D. (2019). Effects of injector spray angle on combustion and emissions characteristics of a natural gas (NG)-diesel dual fuel engine based on CFD coupled with reduced chemical kinetic model. *Applied Energy*, 233, 182-195.
74. Walter, B., & Gatellier, B. (2002). Development of the high power NADITTM concept using dual mode diesel combustion to achieve zero NO_x and particulate emissions. *SAE Transactions, Journals of Fuels and Lubricants*, 111(4), 779-787.
75. Walter, B., & Gatellier, B. (2003). Near zero NO_x emissions and high fuel efficiency diesel engine: the NADITTM concept using dual mode combustion. *Oil & Gas Science and Technology*, 58(1), 101-114.
76. Bilginperk, H., (1991). *Dizel Motorları* (Birinci Baskı), İstanbul: MEB Yayınları, 1-30.
77. Küçükşahin, F., (1990). *Teknik Okullar İçin Dizel Motorları* (Birinci baskı), İstanbul: Beta Yayınları, 1-50.
78. Wachters, L. H. J., & Westerling, N. A. J. (1966). The heat transfer from a hot wall to impinging water drops in the spheroidal state. *Chemical Engineering Science*, 21(11), 1047-1056.
79. İnternet: (EXTRUDESIGN.COM: Overview. (2019). Differents types of combustion chambers for CI engines, web: <http://www.extrudesign.com/different-types-of-combustion-chambers-for-ci-engines/>) Son erişim tarihi: 26/11/22.
80. Jackson R. (2014). *Fuel injection & combustion chamber design*, California, Michigan: California Maritime Academy, 2-90.



Gazili olmak ayrıcalıktır.