

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HAD (HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMİĞİ) YÖNTEMİYLE GEMİ DİZEL
MOTORLARINDA YANMA ANALİZİ**

Kubilay BAYRAMOĞLU

Temmuz, 2018

İZMİR

HAD (HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ) YÖNTEMİYLE GEMİ DİZEL MOTORLARINDA YANMA ANALİZİ

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

**Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Anabilim Dalı,
Deniz Ulaştırma Sistemleri Programı**

Kubilay BAYRAMOĞLU

Temmuz, 2018

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

KUBİLAY BAYRAMOĞLU, tarafından DR. ÖGR. ÜYESİ MUSTAFA NURAN yönetiminde hazırlanan “HAD (HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ) YÖNTEMİYLE GEMİ DİZEL MOTORLARINDA YANMA ANALİZİ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.


.....
Dr. Öğr. Üyesi Mustafa NURAN

Yönetici


.....
Dr. Öğretim Ü. Kemal ERGENER

Jüri Üyesi


.....
Prof. Dr. Mustafa DEMİRCIOĞLU

Jüri Üyesi


.....

Prof. Dr. Latif SALUM
Müdür
Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında her türlü desteğini sunan çok değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Mustafa NURAN'a çok teşekkür ederim.

Araştırmalarım sırasında yardımlarını benden esirgemeyen Prof. Dr. Mustafa DEMİRCİOĞLU'na, oda arkadaşlarım Araş. Gör. Kerim Deniz KAYA ve Öğr. Gör. Semih YILMAZ'a teşekkürlerimi sunmayı borç bilirim.

Motor geometrisi ve her türlü verilerin alınmasında yardımlarını esirgemeyen ANADOLU motor AR-GE çalışanı Zeki AYAZ beye, tez çalışmamın tamamlanmasında değerli katkılarını sunan meslektaşım Araş. Gör. Burak GÖKSU'ya teşekkür ederim.

Bu günlere gelmemde maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman benden esirgemeyen, her zaman yanımda olan başta çok sevgili annem, babam olmak üzere tüm ailem ve Sumru'ya sonsuz şükranlarımı sunuyorum.

Kubilay BAYRAMOĞLU

HAD (HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ) YÖNTEMİYLE GEMİ DİZEL MOTORLARINDA YANMA ANALİZİ

ÖZ

Enerji kaynaklarının azalması, fosil kaynaklı yakıtların yanması sonucu açığa çıkan zararlı gazların sera etkisine neden olması, küresel ısınma, ulusal ve uluslararası düzenlemeler ve kullanım alanlarının genişliği dizel motorlarda zararlı gazların azaltılması ve performans arttırıcı çalışmaların yapılmasını zorunlu hale getirmiştir. Dizel motorlarda performansın arttırılması ve salım miktarlarının azaltılması en temel amaçtır. Bu konuda enerji elde etmek için ya çevresel zararı daha az olan alternatif yakıtlar kullanılmalı, ya da makine geometri ve yakıt sistemlerinde değişiklik yapılması gereklidir. Bu çalışma ile modellenen tek silindirli, dört zamanlı dizel motorunun farklı püskürtme zamanlaması ve aynı miktar yakıtın püskürtülme süresinin makine performansı ve egzoz gazı salımlarına etkisi hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile incelenmiştir. Sayısal veriler, üç farklı ağ yapısı ve üç farklı kimyasal kinetik mekanizması ile ayrı ayrı yapılarak kendi içinde doğrulanırken, literatürde var olan aynı motor için yapılmış deneysel çalışmalar ile de sonuçların geçerliliği doğrulanmıştır. Çalışma sonucunda modellenen dizel makinenin standart çalışma koşulları için yanma odası hız profilleri, yakıtın kütleli değişimi, sıcaklık, basınç ve kimyasal ısı salım miktarları belirlenmiştir. Farklı püskürtme zamanlamaları ve farklı püskürtme süreleri için dokuz farklı parametrik çalışma yapılmıştır. Her bir parametrik çalışma için güç, ortalama gösterge basınç, motor torku gibi performans parametreleri ile karbondioksit, azot oksit, yanmamış hidrokarbon miktarları gibi kimyasal bileşenlerin miktarları belirlenmiştir. Çalışma, dizel makinelerin uygun çalışma koşullarının belirlenmesinde sayısal çalışmaların deneysel çalışmalara nazaran daha az zaman ve maliyetle efektif sonuçların da elde edilebileceğini göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Dizel makine, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), püskürtme zamanlaması, yanma

ANALYSIS OF COMBUSTION IN MARINE DIESEL ENGINES USING CFD (COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS)

ABSTRACT

The reduction of energy resources, the burning of fossil fuels, the harmful effects of gases products causing greenhouse effect, global warming, the widening of national and international regulations and areas of use have made it necessary to reduce harmful gases and to improve performance of diesel engines. Increasing performance and decreasing emissions in diesel engines are the main objectives. In order to generate energy in this area, alternative fuels with less environmental impact must be used or the engine geometry and fuel systems must be modified. In this study, the different injection timing in diesel engines which has one cylinder, four strokes. and the effect of the same amount fuel of fuel injection duration on engine performance and exhaust gas emissions were investigated by Computational Fluid Dynamics (CFD) method. Numerical data were verified in three different mesh structures and three different chemical kinetic mechanisms, and the validity of the results was checked by experimental studies for the same engine technical specification in the literature. For the standart operating conditions of the diesel engine modelled in the study, the combustion chamber velocity profiles, mass change of fuel, temperature, pressure, chemical heat release rate were determined. Nine different parametric studies were performed for different injection timing and injection duration. For each parametric study, performance parameters such as power, IMEP, engine torque and quantities of chemical components such as carbon dioxide, nitrogen oxides, unburned hydrocarbons have been determined. The study shows that numerical studies can be achieved with less time and cost than with experimental studies, with appropriate working conditions of diesel engine being determined.

Keywords: Diesel engine, computational fluid dynamics (CFD), injection timing, combustion

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	ix
TABLolar LİSTESİ.....	xii
 BÖLÜM BİR - GİRİŞ	 1
1.1 Önceki Çalışmalar	3
1.2 Çalışmanın Önemi	11
 BÖLÜM İKİ - DİZEL MOTORLAR VE GÜÇ PARAMETRELERİ	 13
2.1 Dizel Motorların Tarihi	13
2.2 Dizel Motor Çalışma Prensibi	14
2.2.1 Dört Zamanlı Dizel çevrimi	15
2.2.2 İki Zamanlı Dizel çevrimi	17
2.3 Dizel Motorlarda Operasyon Parametreleri	18
2.3.1 Dizel Motorlarda Geometrik Karakteristikler.....	19
2.3.2 Dizel Motorlarda Performans Parametreleri	23
2.4 Motor Termodinamiği	25
2.5 Dizel Motorlarda Hava Yakıt İndüksiyonu	27
2.5.1 Emme ve Egzoz Manifoldu.....	27
2.5.2 Emme ve Egzoz Valfi	28
 BÖLÜM ÜÇ - DİZEL MOTORLARDA YANMA TERMODİNAMİĞİ	 31
3.1 Yakıtlar.....	31
3.1.1 Dizel Yakıtlar.....	31

3.1.2 Alternatif Yakıtlar	33
3.2 Yanma Termodinamiği.....	35
3.2.1 Karışımların Özellikleri	36
3.2.2 Yanma Stokiyometrisi	38
3.2.3 Yanma Proseslerinde Hava Yakıt Oranı	38
3.2.4 Oluşum Entalpisi.....	39
3.2.5 Yanma Entalpisi ve Isıl Değerler	41
3.2.6 Yanma Prosesi	42
3.2.7 Adyabatik Alev Sıcaklığı.....	43
3.3 Kimyasal Kinetik.....	45
3.4 Salımlar.....	48
3.4.1 Azot Oksidasyonu (NO_x)	49
3.4.2 Hidrokarbon Oksidasyonu	50
BÖLÜM DÖRT - TEMEL KORUNUM DENKLEMLERİ	52
4.1 Yönetici Denklemler	52
4.1.1 Kütlenin (Süreklilik Denklemi) Korunumu	52
4.1.2 Momentum Korunumu.....	53
4.1.3 Enerjinin Korunumu	53
4.2 Fiziksel Modeller.....	54
4.2.1 Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) Denklemleri	55
BÖLÜM BEŞ - DİZEL MOTORUN MODELLENMESİ	60
5.1 Motor Geometrisinin Modellenmesi	60
5.2 Ağ Örgüsü	63
5.2.1 Ağ Örgüsünden Bağımsız Çözüm	65
5.3 Yanma Kimyası.....	66
5.4 Türbülans Modeli	69
5.5 Sınır ve Başlangıç Koşulları.....	70
5.6 Motor Performans Parametreleri	71

BÖLÜM ALTI - DİZEL MOTORLARDA YANMANIN SAYISAL İNCELENMESİ 73

6.1 Dizel Motorlarda Yanma Analizi ve Deneysel Çalışma ile Karşılaştırılması.. 73

6.2 Yakıt Püskürtme Avansının Yanmaya Etkisinin İncelenmesi 85

6.3 Yakıt Püskürtme Süresinin Yanmaya Etkisinin İncelenmesi 90

BÖLÜM YEDİ - SONUÇLAR..... 108

KAYNAKLAR 110



ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Farklı piston geometrileri.....	6
Şekil 1.2 Piston geometrileri.....	7
Şekil 2.1 Dört silindirli dizel motor.....	14
Şekil 2.2 Dört zamanlı dizel motorlarda subap zamanlaması.....	15
Şekil 2.3 Dört zamanlı dizel çevrimi.....	16
Şekil 2.4 İki zamanlı dizel çevrimi.....	17
Şekil 2.5 İki zamanlı motorlarda zamanlama diyagramı.....	18
Şekil 2.6 Piston ve silindir hareket şeması.....	20
Şekil 2.7 Anlık piston hızının ortalama piston hızına oranı.....	23
Şekil 2.8 Yanma odasında basınç-hacim değişimi.....	24
Şekil 2.9 Dizel makine T-S ve P-V diyagram.....	25
Şekil 2.10 Farklı kesme ve sıkıştırma oranlarına göre termal verim.....	27
Şekil 2.11 Valf akış alanı.....	28
Şekil 2.12 Valf akış blokajı.....	29
Şekil 2.13 Valf kaldırma yüksekliği profili.....	30
Şekil 3.1 Deniz tipi yakıt fiyatları.....	33
Şekil 3.2 Silindir içerisindeki basıncın krank açısı ile değişimi.....	42
Şekil 3.3 Adyabatik alev sıcaklığı.....	43
Şekil 3.4 Farklı yaklaşımlar ile alev sıcaklığının karşılaştırılması.....	44
Şekil 5.1 Antor 6LD400 marka motor analiz geometrisi.....	61
Şekil 5.2 Emme, egzoz valfi ve piston hareket profili.....	62
Şekil 5.3 Piston AÖN iken yanma odası geometrisi.....	62
Şekil 5.4 Ağ örgüsü bileşenleri.....	63
Şekil 5.5 3D Ağ örgüsü.....	64
Şekil 5.6 Ağ yapısı.....	65
Şekil 5.7 Ağ örgüsünden bağımsızlık.....	66
Şekil 5.8 Farklı indirgenme reaksiyon mekanizmaları.....	69
Şekil 6.1 Sayısal ve deneysel basınç değişimi.....	74
Şekil 6.2 Sayısal ve deneysel kümülatif ısı yayılım oranı.....	74

Şekil 6.3 Yanma odası akım hatları ve hızın krank açısı ile değişimi.....	76
Şekil 6.4 Yakıt püskürtme profili.....	77
Şekil 6.5 Yakıtın kütleli oranının değişimi.....	78
Şekil 6.6 Silindir sıcaklığı değişimi.....	79
Şekil 6.7 NO kütleli oranının değişimi.....	81
Şekil 6.8 NO ₂ kütleli oranının değişimi.....	82
Şekil 6.9 CO kütleli oranının değişimi.....	83
Şekil 6.10 CO ₂ kütleli oranının değişimi.....	84
Şekil 6.11 Farklı püskürtme avans değerleri için silindir basıncı.....	85
Şekil 6.12 Farklı püskürtme avans değerleri için silindir sıcaklığı.....	86
Şekil 6.13 Farklı püskürtme avans değerleri için kimyasal ısı salım oranı.....	87
Şekil 6.14 Farklı püskürtme avans değerleri için CO miktarları.....	88
Şekil 6.15 Farklı püskürtme avans değerleri için hidrokarbon miktarları.....	88
Şekil 6.16 Farklı püskürtme avans değerleri için NO miktarları.....	89
Şekil 6.17 Farklı püskürtme avans değerleri için NO ₂ miktarları.....	89
Şekil 6.18 Farklı püskürtme süreleri için basınç değerleri (696° KA).....	92
Şekil 6.19 Farklı püskürtme süreleri için basınç değerleri (700° KA)	92
Şekil 6.20 Farklı püskürtme süreleri için basınç değerleri (704° KA)	93
Şekil 6.21 Farklı püskürtme süreleri için sıcaklık değerleri (696° KA)	94
Şekil 6.22 Farklı püskürtme süreleri için sıcaklık değerleri (700° KA)	94
Şekil 6.23 Farklı püskürtme süreleri için sıcaklık değerleri (704° KA)	95
Şekil 6.24 Farklı püskürtme süreleri için kimyasal ısı salım değerleri (696° KA) ...	96
Şekil 6.25 Farklı püskürtme süreleri için kimyasal ısı salım değerleri (700° KA) ...	96
Şekil 6.26 Farklı püskürtme süreleri için kimyasal ısı salım değerleri (704° KA) ...	97
Şekil 6.27 Farklı püskürtme süreleri için CO değerleri (696° KA)	98
Şekil 6.28 Farklı püskürtme süreleri için CO değerleri (700° KA)	98
Şekil 6.29 Farklı püskürtme süreleri için CO değerleri (704° KA)	99
Şekil 6.30 Farklı püskürtme süreleri için yanmamış hidrokarbon değerleri (696° KA)	100
Şekil 6.31 Farklı püskürtme süreleri için yanmamış hidrokarbon değerleri (700° KA)	100

Şekil 6.32 Farklı püskürtme süreleri için yanmamış hidrokarbon değerleri (704° KA)	101
Şekil 6.33 Farklı püskürtme süreleri için NO değerleri (696° KA)	102
Şekil 6.34 Farklı püskürtme süreleri için NO değerleri (700° KA)	102
Şekil 6.35 Farklı püskürtme süreleri için NO değerleri (704° KA)	103
Şekil 6.36 Farklı püskürtme süreleri için NO ₂ değerleri (696° KA)	104
Şekil 6.37 Farklı püskürtme süreleri için NO ₂ değerleri (700° KA)	104
Şekil 6.38 Farklı püskürtme süreleri için NO ₂ değerleri (704° KA)	105



TABLÖLER LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 2.1 Ana makine bileşenleri	14
Tablo 3.1 Dizel yakıt özellikleri ile bazı alkollerin özelliklerinin karşılaştırılması...	35
Tablo 3.2 Bazı kimyasal maddelerin oluşum entalpileri.....	40
Tablo 3.3 Bazı yakıtlar için reaksiyon hız sabitleri.....	48
Tablo 4.1 Standart k- ϵ modeli için sabitler.....	56
Tablo 4.2 RNG k- ϵ modeli için sabitler.....	58
Tablo 4.3 Standart k- ω modeli için sabitler.....	59
Tablo 5.1 Analiz motorunun teknik özellikleri.....	60
Tablo 5.2 n-heptan temel indirgeme reaksiyonları.....	68
Tablo 5.3 Kimyasal türler.....	68
Tablo 5.4 Sınır koşulları.....	70
Tablo 5.5 Başlangıç koşulları.....	71
Tablo 6.1 Deneysel ve sayısal analiz performans değerleri.....	75
Tablo 6.2 Farklı püskürtme zamanlamaları için sınır koşulları.....	85
Tablo 6.3 Motor performans verileri.....	90
Tablo 6.4 Farklı püskürtme süreleri için sınır koşulları.....	91
Tablo 6.5 Farklı püskürtme süreleri için motor performans verileri (696° KA).....	106
Tablo 6.6 Farklı püskürtme süreleri için motor performans verileri (700° KA)	106
Tablo 6.7 Farklı püskürtme süreleri için motor performans verileri (704° KA)	107

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Günümüzde içten yanmalı motorlar taşıma, enerji üretimi ve ticaret gibi pek çok alanda kullanılmaktadır. Bu makinelerin her alanda kullanılmasından dolayı içten yanmalı motorlara olan ihtiyaç son yüzyılda sürekli artmış ve bu ilgi halen daha devam etmektedir. İçten yanmalı motorlar günümüzde model uçaklardan pompa uygulamalarına, traktörlerden gemi pervanelerinin tahrik edilmesine kadar birçok alanda kullanılmaktadır (Yıldırım, 2016).

Dizel makinelerin bu kadar yaygın kullanılması bu makinelerin hem verimlerinin artırılmasını hem de motor çalışması sırasında meydana gelebilecek kayıpların en aza indirilmesini zorunlu hale getirmiştir. Dizel makinelerde performans artırımına bağlı olarak yapılan değişiklikler yanma sonucu egzoz gazından atmosfere salınan zararlı gazların oluşmasına neden olmuştur. Küresel ısınma ve asit yağmurları gibi pek çok çevresel zararlara neden olan NO_x, SO₂ ve kül parçaları (PM) gibi zararlı gaz miktarlarının azaltılması, içten yanmalı motor araştırmalarında temel konu haline gelmiştir. Dünya sağlık örgütünden alınan bilgilere göre hava kirliliği 2008 ile 2013 yılları arasında %8 oranında artış göstermiştir. Uzmanlar tarafından bu durumun gelecekte büyük felaketlere yol açacağı öngörülmektedir. (Cücen, 2012; Tan, Mohammad, Cirilo, Nur ve Georgie, 2017).

Dizel makinelerden kaynaklı PM ve NO_x gibi zararlı atıkların azaltılması amacıyla gerek bilim insanları gerekse sivil toplum kuruluşları tarafından çeşitli çalışmalar yapılmaktadır. Dizel motorların çevreye verdikleri zararların en aza indirgenmesi amacıyla motor geometrisi ve bu makinelerde kullanılan yakıtlar üzerinde son yıllarda kayda değer gelişmeler yapılmıştır. Motor geometrisine bağlı olarak gerçekleştirilen püskürtme avansının değişimi, emme ve egzoz valflerinin maksimum açılma miktarları, yanma odası geometrisinin değişimi, yakıt püskürtme basıncı gibi değişkenler ile dizel yakıt ile belirli oranlarda karıştırılan etanol, metanol gibi alkoller, doğal gaz, biyodizel ve DME (Dimetil Eter) gibi sürdürülebilir alternatif yakıtların

dizel motorlarda kullanılması emisyon değerlerinin düşürülmesinde etkin bir metot olarak kullanılmaktadır (Geng, Cao, Tan ve Wei, 2016).

Dizel makinelerde termal verim, yanma verimi, motor performansı ve egzozdan atmosfere salınan zararlı gaz miktarları, yanma odası içerisinde gerçekleşen yanma prosesi ile doğrudan ilişkilidir. Dizel motorlarda yanma, yanma odası içerisine püskürtülen yeterli miktarda yakıtın, optimum sıcaklık, basınç ve hava ile birleşmesi sonucu açığa çıkan enerjinin işe dönüşebilme mekanizmasıdır. Dizel makinelerde yanma odasında gerçekleşen yanma prosesi için bahsedilen değişkenlerin uygunluğu son derece önemlidir. Yanma proseslerinde belirlenen parametrelerin yanmaya etkisini ortaya koyabilmenin en doğru ve tartışılmaz yolu deneysel çalışmalar yapmaktır. Dizel makinelerde yanma veriminin belirlenmesi amacıyla bölüm dörtte de belirtildiği üzere yakıt ile hava karışımını doğrudan etkileyen hava fazlalık katsayısı, kullanılan yakıtın yanma odası içerisine püskürtülme basıncı gibi pek çok parametre incelenmiştir. (Benajes, Novella ve Pastor, 2016)

Mühendislik uygulamalarının en önemli konularından birisi, içerisinde türbülanslı akış, ısı transferi, kimyasal reaksiyonlar, radyasyon ve diğer karmaşık fiziksel ve kimyasal reaksiyonlardan dolayı yanma prosesleridir. Temel mühendislik uygulamaları içten yanmalı motorları, güç istasyonlarında oluşan yanmaları, gaz türbini yanmaları, yoğunlaştırucular, fırınlar ve diğer yanma ekipmanlarını içermektedir. Çeşitli yanma sistemleri için akış, sıcaklık, emisyon ve diğer oluşan ürün miktarlarının tahmin edilmesi son derece önemlidir. Son zamanlarda yapılan çalışmalarda sıkça tercih edilen hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi, yanma odası içerisinde gerçekleşen kimyasal reaksiyonların simülasyonunda araştırmacılar tarafından kullanılmaktadır. Dizel motorlarda HAD uygulamalarının kullanılması, silindir içerisine püskürtülen yakıtın püskürtme avansı, püskürtme basıncı, emilen havanın sıcaklığı, basıncı ve sınır koşullarına bağlı olarak; silindir sıcaklığı, basıncı, açığa çıkan gazların miktarlarının tahmin edilmesinde pratik ve güvenilir bir yöntem olarak kullanılmaktadır (Benajes ve diğerleri, 2016; Versteeg ve Malalasekera, 2007).

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, yönetici denklemlerini sayısal yöntemlerle çözerek, gerçek akışın simülasyonu ile az maliyetle etkin çözümler sunan akışkanlar mekaniğinin bir koludur. Newtonyan akışkanları için yönetici denklemler, uzun yıllardan bu yana Navier-Stokes denklemleri olarak bilinen denklemlerdir. Son yıllarda meydana gelen değişimler yanma proseslerinde de yeniliklerin yapılmasına neden olmuştur. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), düşük Mach sayılarında, sıkıştırılabilir, çok fazlı, yüksek Reynolds sayısına bağlı türbülanslı akış, zamanla değişen ısı transferi ve yanma odasında meydana gelen kimyasal tepkimeler gibi karmaşık problemlerin çözümüne olanak sağlamaktadır. Doğru HAD uygulamalarının gelişmesi düşük sıcaklıklarda gerçekleşen yanma konseptlerinin gelişmesi ve yeni çözümlerin elde edilmesine de olanak sağlamaktadır (Sayma, 2009; Cücen, 2012).

Tez kapsamında yapılan çalışma, ticari bir yazılım olan ANSYS-Forte paket programı ile gerçekleştirilmiştir. ANSYS-Forte programında modellenen dizel makinelerdeki spreylere yanma dinamiği, hem türbülans karışım dinamiği, hem de yakıt yanma kinetikleri tarafından kontrol edilmektedir. Sprey dinamiği ve yakıtın buharlaşması, hava yakıt karışımlarının katmanlar halinde oluşumu üzerinde belirgin rol oynamaktadır. Özetleyecek olursak, dizel yakıtlardaki ateşleme ve yanma prosesleri yakıt ile hava arasındaki karmaşık reaksiyonlar tarafından kontrol edilmektedir. Hem spreylere dinamiği, hem de kimyasal kinetik reaksiyon akış yönetici denklemlerinde kaynak terimine etki etmektedir (Ansys Forte Theory Manual, 2016).

1.1 Önceki Çalışmalar

İçten yanmalı makineler, taşımacılık, endüstri ve diğer pek çok alanda, yakıttan aldığı kimyasal enerjiyi hareket enerjisine dönüştürmesi nedeniyle yoğun bir kullanım alanına sahiptir. Bu makinelerin hemen her alanda kullanılması, maksimum verimliliğinin artırılması, uygun emme ve egzoz manifoldunun tasarımı, yanma odası geometrisi, piston geometrisi gibi dizel makine performansını arttırmak amacıyla dizel makineler üzerinde çok sayıda çalışma yapılmıştır (Sushma ve Jagadeesha, 2013).

Geleneksel olarak dizel motorlar ile yapılan çalışmalarda en güvenilir ve geçerli yöntem deneysel çalışmalardır. Deneysel çalışmaların zaman ve maliyet açısından ortaya çıkardıkları problemleri azaltan ve motor üzerinde parametrik çalışmaların yapılmasına olanak sağlayan geçerli yöntemlerden biri de hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) uygulamalarıdır. Geleneksel yöntemlere alternatif olarak kullanılan HAD uygulamaları, çalışmalarda var olan girdi sayılarının arttırılması ve ön tanımlamalarda kullanılması, aynı çalışma üzerinde parametrik çalışmaların yapılabilmesi, yüksek güvenilirlik ve doğru sonuçların alınması bakımından önemlidir (Benajes ve diğerleri, 2016). Aşağıda dizel motorlarda HAD uygulamaları kullanılarak yapılmış pek çok çalışma vardır

Alrazen ve diğerleri (2016), yaptıkları çalışmalarında iki farklı yakıt ile çalışan tek silindirli iki valfli bir içten yanmalı motor üzerinde; dizel-hidrojen karışımı ve dizel doğal gaz karışımı kullanarak hava fazlalık katsayısı (λ) 1,2, 1,4, 1,6, 1,8, 2,0, 2,2 ve 2,4 olmak üzere yedi farklı parametrik çalışma yapmışlardır. Yakıt içerisindeki dizel-sıkıştırılmış doğalgaz ve hidrojen karışım oranları H30-N70, H50-N50, H70-N30 olarak belirlemişlerdir. Vuruntu oluşumundan dolayı dizel oranı %50, diğer karışım değerleri %50 oranında alınmıştır. Dizel- doğalgaz, H30-N70, H50-N50, H70-N30 ve Dizel Hidrojen karışımlarını içeren deneysel ve HAD uygulamaları ile yapılan çalışma sonucunda, en yüksek silindir basıncını veren karışım, dizel-hidrojen karışımı oluyorken dizel-doğalgaz karışımı en az silindir basıncına sahip karışım olduğu gözlemlenmiştir. Yakıt içerisindeki hidrojen oranı arttıkça maksimum silindir basıncı artmıştır. Ayrıca, hava fazlalık katsayısı arttıkça da silindir basıncı azalmıştır. Aynı şekilde, karışım oranları ile silindir sıcaklıkları arasındaki ilişki incelendiğinde, karışım içerisindeki hidrojen oranı arttıkça, silindir sıcaklığı ve maksimum sıcaklık artmıştır. Ayrıca, hava fazlalık katsayısı arttıkça da sıcaklık azalmıştır. Çalışmada incelenen bir diğer konu ise karışım oranları ile emisyonlar arasındaki ilişkidir. Karışım içerisindeki hidrojen oranı ve hava fazlalık katsayısı arttıkça, NO emisyonları artarken, CO emisyonları azalmıştır.

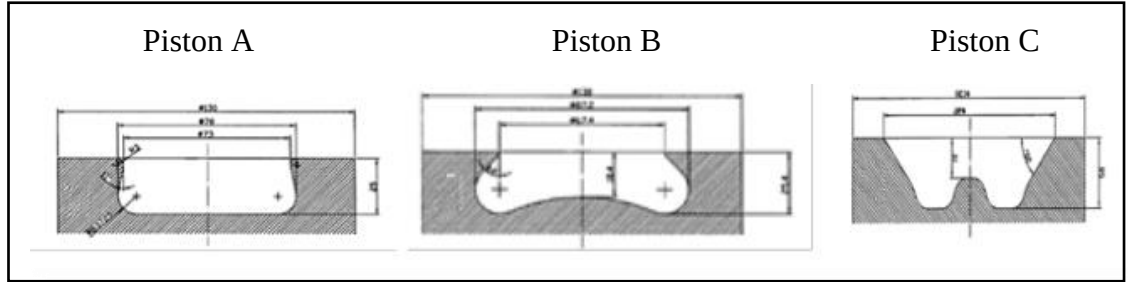
Benajes ve diğerleri (2016), deneysel ve sayısal olarak yaptıkları çalışmada, dört silindirli, dört stroklu bir dizel motor üzerinde; emisyon değerleri ve yakıt tüketiminin,

piston geometrisi, enjektör nozul geometrisi ve ortalama girdap sayısı ile değişimini incelemişlerdir. Araştırmacılar yapılan çalışmayı iki aşamada gerçekleştirmişlerdir. İlk aşama da 2 yanma odası geometrisi, girdap sayısı ve nozul açısı olmak üzere, 4 girdi optimize edilmiş ve 25 analiz yapılmıştır. Sayısal analiz çalışması da iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Bu aşamada ise 2 yanma odası geometrisi, 2 püskürtme parametreleri ve 2 tanede hava akışına bağlı veriler ile 6 girdi düşünülmüş ve sonuçlar 77 simülasyon ile ifade edilmiştir. Çalışmada egzoz gazı salım miktarları sabit tutularak özgül yakıt sarfıyatı azaltılmaya çalışılmıştır. Yapılan parametrik çalışmaların ilk aşamasında, NO_x emisyon seviyesini arttırmadan, yanma sistemi geometrisini değiştirerek sadece yakıt tüketiminin %0,5 oranında azaltılması amaçlanmıştır. İkinci aşamada enjeksiyon ve emme havası ayarları yapılarak, yakıt tüketiminin sabit NO_x değerinde önemli ölçüde (yaklaşık %5 oranında) azaltmak için optimizasyon potansiyelinin artırılması gerektiği belirlenmiştir.

Gaikwad ve Kolhe (2014), tek silindirli dört stroklu bir dizel motorunda biyodizel yakıt karışımı kullanımının motor yanma karakteristiklerine etkisini sayısal ve deneysel incelemişlerdir. Makinede kullanılan yakıt türleri, %50 oranında dizel-biyodizel yakıt karışımı ve sadece dizel olarak belirlenmiştir. Makinenin çalışma koşulu olarak tam yüklü durumdaki değerleri dikkate alınmıştır. Silindir içerisindeki maksimum basıncın artışının yanma durumunda ve tutuşma gecikmesi süresince, yakıtın buharlaşma miktarına bağlı olduğu belirlenmiştir. Yapılan sayısal model ile deneysel model maksimum silindir basıncı kriterine göre karşılaştırılmıştır. Biyodizel karışimli yakıt için sayısal çalışmada maksimum basıncının 47 bar ve 360 krank açısı derecesinde, deneysel çalışmada ise 45 bar ve 360 krank açısı derecesinde olduğu belirlenmiştir.

Sushma ve Jagadeesha (2013), yaptıkları sayısal çalışmada emme, egzoz manifoldu ve farklı piston geometrilerinin dizel makine üzerinde hacimsel verim, türbülans gibi performans parametrelerine olan etkisini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda farklı piston geometrileri için sıcaklık ve basınç değerleri karşılaştırılmıştır. Piston içerisinde sıkıştırma stroku için maksimum basınç 60 bar ve maksimum sıcaklık değeri 980 K

olarak seçilmiştir. Üç farklı piston geometrisi için en yüksek basıncın Şekil 1.1’de gösterilen Piston B’de olduğu belirlenmiştir.



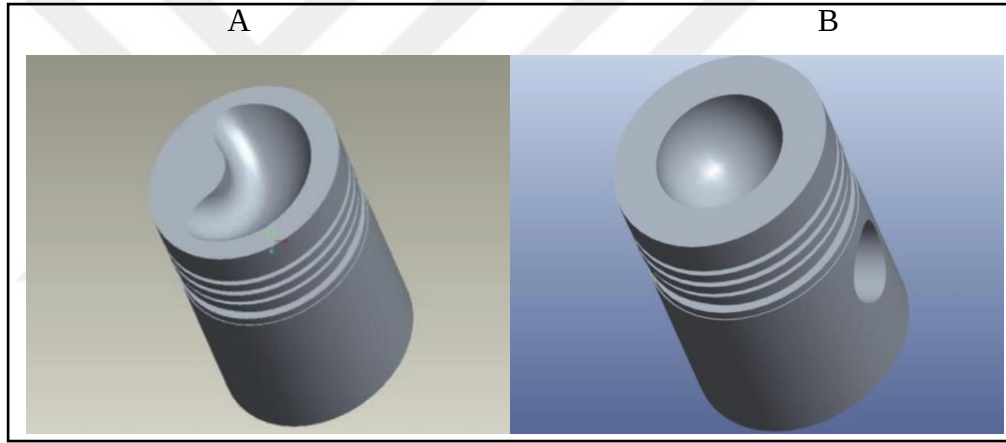
Şekil 1.1 Farklı piston geometrileri (Sushma ve Jagadeesha, 2013)

Belirtilen piston geometrileri için sıcaklık değerleri farkında kayda değer bir değişiklik gözlenmemiştir. Çalışma sonucunda elde edilen bir diğer sonuç, silindir içerisinde hava akımı sonucu meydana gelen girdap oluşumudur. Şekil 1.1’de gösterilen şekillerden en fazla girdap Piston B geometrisinde meydana gelmiştir. Bu çalışmalar dışında belirtilen üç farklı piston geometrisi için silindir içerisinde 60° , 160° , 240° krank açısı dereceleri için türbülans kinetik enerji değerleri karşılaştırması da yapılmıştır. Şekil 1.1’de belirtilen piston geometrilerinden piston A, yapılan analizler sonucunda en düşük girdap, en düşük türbülans kinetik enerji ve en düşük hacimsel verime sahip piston olarak belirlenmiştir.

Rahiman ve diğerleri (2014), tek silindirli dört stroklu bir dizel motor ile sayısal olarak gerçekleştirdikleri çalışmada, üç farklı emme manifoldu geometrisi için hacimsel verim, girdap sayısı ve türbülans değişimini incelemişlerdir. Çalışmada kullanılan emme manifoldu geometrileri helisel, spiral ve helisel-spiral bir geometrik yapıya sahiptir. Hesaplamalar sayısal olarak HAD uygulamaları ile yapılmış olup, uygun sınır koşulları kullanılmıştır. Çalışma farklı manifold geometrileri için 1000 rpm hızda gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonuçlarına göre silindir içerisinde girdap oluşumu, emme strokunda maksimum valf yüksekliğine kadar artmış ve valfin kapanma anına kadar aşamalı olarak azalmış ve sıkıştırma stroku sonuna kadar tekrar artmıştır. Sıkıştırma strokunda 1000 rpm de helisel-spiral geometriye sahip manifold girdap değeri, diğer manifold geometrileri arasında maksimum değerine ulaşmıştır. Türbülans kinetik enerji değeri için helisel geometriye sahip manifold için maksimum değer, helisel-spiral geometriye sahip manifold için minimum değer elde edilmiştir.

Üç farklı manifold geometrisi için hacimsel verim helisel geometri için maksimum (%88,9), spiral geometri için minimum (%74,6) değerindedir.

Ramesh ve diğerleri (2015), yanma odası geometrisinin, yanma karakteristikleri üzerindeki etkisini incelemek amacıyla, tek silindirli dört stroklu bir dizel motor üzerinde deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada yakıt olarak kullanılan dizel yakıt biyodizel olarak kullanılan kalofilümin inofilüm metil ester ile %20 oranında karıştırılarak, yakıt faktörünün dizel motor yanma karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Çalışmada kullanılan piston geometri şekil olarak, Şekil 1.2’de de gösterildiği üzere standart piston (B) ve modifiyeli piston (A) olmak üzere iki farklı piston geometrisi seçilmiştir



Şekil 1.2 Piston geometrileri (Ramesh Babu ve diğerleri, 2015)

Yapılan çalışmada deneysel çalışmaların yanı sıra HAD uygulamaları ile akış simülasyonu da gerçekleştirilmiştir. Çalışmada her iki piston geometrisi için aynı yakıt karışımında analizler yapılmıştır. Sayısal analizde oluşan akış hızının ÜÖN’den 12° önceki krank açısı değerinde maksimum ulaştığını gözlemlemişlerdir. Standart piston ile modifiyeli piston arasındaki akış hızının aynı değer için %35 oranında farklı olduğunu belirlemişlerdir. Yapılan yanma analizinde ise sadece dizel yakıt ya da dizel-biyodizel karışımli yakıtın değişken sıkıştırma oranlarında yanma ve emisyon karakteristikleri incelenmiştir. Yanma analizi sonucunda verilen değişkenlere karşılık basınç artış oranı ve maksimum basınç, silindir basıncı, net ısı salınım oranı, tutuşma gecikmesi ve emisyon değerleri 16, 17 ve 18 sıkıştırma oranlarında incelenmiştir.

Belirtilen konfigürasyonlar için basınç artış oranı karşılaştırıldığında, sıkıştırma oranı arttıkça, biyodizel karışımı dizel yakıt için maksimum artış oranı da artmaktadır. Modifiyeli piston geometrisi için maksimum basınç artış oranı karışimli yakıtlarda normal dizele göre daha marjinal bir artış göstermiştir. Isı salım oranı, standart piston ve modifiyeli piston için, iki farklı yakıt için karşılaştırıldığında, maksimum ısı salınım oranı karışimli yakıt için 11° ÖÜÖN deki değeri, standart dizelin 9° ÖÜÖN değerinden yaklaşık %50 fazladır. Emisyon değerlerinin sıkıştırma oranı 18 için maksimum olduğu görülmüştür. CO, CO₂ ve HC emisyonlarının standart piston geometrisi için, NO_x emisyonlarının modifiyeli piston geometrisi için maksimum değerlerde olduğu saptanmıştır.

Rohith ve Prakash (2015), yaptıkları çalışmada 0,1 mm ve 0,2 mm valf kaldırma yüksekliklerinde, silindir içerisindeki hava hareketlerinin krank açısına bağlı olarak nasıl değiştiğini HAD ile modellemişlerdir. Yapılan çalışmanın sonuçlarına göre, 0,1 mm valf yüksekliği için silindir içerisindeki hava hızının, genişleme strok'unda $3,75^\circ$ krank açısında 1,80 m/s hızla maksimuma ulaştığı belirlenmiştir. Tüm çevrim dikkate alındığında $272,5^\circ$ krank açısında egzoz valfinin tam açık olması ve hava yakıt karışımının olması durumunda, maksimum hız 120 m/s olarak belirlenmiştir. 0,2 mm valf yüksekliği için genişleme stroku süresince $3,75^\circ$ SÜÖN krank açısında hız, 0,98 m/s değeri ile maksimuma ulaşmıştır. Tüm çevrim dikkate alındığında, $272,5^\circ$ krank açısında egzoz valfinin tam açık olması ve hava yakıt karışımının olması durumunda, maksimum hız 114 m/s olarak belirlenmiştir. İki farklı valf yüksekliği için silindir içerisindeki hız değeri, 720° krank açısı boyunca ilk 270° krank açısı boyunca maksimum değerine ulaşmış, diğer kısımda daha yavaş hareket etmiştir. Valf kaldırma yüksekliği arttıkça, silindir içerisindeki akışın hızının azaldığı görülmüştür.

Sun ve diğerleri (2017), gemilerde kullanılan altı silindirli iki stroklu bir dizel makine ile yaptıkları çalışmada, farklı yanma modelleri ve alternatif yakıtların performans üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. HAD uygulamaları ile yapılmış çalışmanın sonuçları, deneysel veriler ile doğrulanmıştır. Dizel motor skavenç kutusu, silindir ve egzoz valfini de içeren geometri 3D olarak tasarlanmıştır. Çalışmada silindir basıncı, silindir sıcaklığı emisyon değerleri, ısı yayılım oranı gibi motor performans

parametreleri, hem deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılmış hem de iki farklı yakıtın (n-heptan ve n-tetradecan) etkisi incelenmiştir. Çalışma sonucuna göre maksimum yanma basıncını, n-heptan yakıtının kullanıldığı kimyasal çözücü yanma modeli (SAGE) ile 1° ÖÜÖN krank açısında 174,2 bar olarak belirlemişlerdir. Belirlenen değer, deneysel çalışma verileri ile paralellik göstermiştir. Silindir sıcaklığının, NO_x ve CO gibi emisyonları etkilediğini gözlemlemişlerdir. n-tetradecan-SAGE modelinde maksimum yanma sıcaklığı yaklaşık 384° krank açısında 1566,9 K olarak bulunmuştur. Ölçülen bu değer n-heptan deneysel sonucundan yaklaşık 53,3 derece daha yüksektir. Sayısal yöntemlerle elde edilen sıcaklık ve emisyon profilleri, değişik yanma modelleri için farklılık göstermektedir. Bu durum deniz tipi dizel makinelerde değişik modeller kullanımına bağlı farklı sonuçlarla açıklanabilir.

Fukuda (2012), yaptığı tez çalışmasında silindir içerisindeki akışın karakteristik özelliklerini ve yakıt püskürtmenin yanmaya olan etkisini sayısal olarak incelemiştir. Çalışma, diğer literatür çalışmaları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Ortalama silindir basıncının, standart k-epsilon, RANS ve LES türbülans modelleri ile etkisi incelenmiş ve maksimum ortalama silindir basıncı k-epsilon model için maksimum RANS modeli için minimum seviyede belirlenmiştir. Farklı türbülans modelleri ile hesaplanmış hava akısı, Krishna ve Mallikarjuna (2010), Krishna ve Mallikarjuna (2011)'de yaptıkları deneysel çalışmalar ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Yakıt püskürtme esnasındaki akış analizlerinde doğal emilim ve turbo şarjlı durum için nümerik çalışmalar yapılmış ve yüksek enjeksiyon basıncı etkisi karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Bu çalışmanın yanında doğal ve turbo şarjlı emiş durumları için 100 MPa, 200 MPa ve 300 MPa basınç değerlerinde karşılaştırmalar yapılmıştır.

Gundmalm (2009), tek silindirli dört stroklu benzinli motor üzerinde yaptıkları tez çalışmasında, OPENFOAM kodları ile yanma analizini sayısal olarak incelemiştir. Çalışma farklı valf pozisyonları için ayrı ayrı yapılmış ve basınç değerleri, akış karakteristikleri, sıcaklık değerleri, türbülans gibi yanma karakteristikleri, farklı ağ örgüleri için değerlendirilmiştir. Çalışmanın başlangıç hesaplamalarında emme valfinin açılmaya başlamasından, egzoz ve emme valfinin ikisinin de açık olduğu süreç boyunca hacimsel verimin bir önceki duruma göre arttığı gözlemlenmiştir. Bu durum

egzoz valfinin de açık olmasından dolayı silindir içerisindeki kütlenin bir kısmının dışarı atılması ile açıklanmaktadır. Silindir içerisindeki basınç değerinin normal koşul değeri için hesaplamalarının, 1D modelde hesaplanan basınçtan daha yüksek olacağı beklenmektedir. Çalışma sonucunda en iyi sonuçların ya egzoz valfi kapalı olduğunda ya da egzoz valfinin kapanmasından sonraki proseslerde olduğu gözlemlenmiş ve tüm çalışmalar bu iki durum göz önünde bulundurularak yapılmıştır. Toplam basınç sınır koşulunu kullanarak yapılan bir çalışmada, emme valfinde sınırsız hacim üzerinde atmosfer ortamı modellenmiştir. Bu durum sabit sınır koşulu sınırlaması olmadan giriş havasının serbest hesaplanmasını sağlamıştır. Ancak, bu durumda emme stroku boyunca silindir basıncında tatmin edici sonuçlar elde edilememiştir. Türbülans kinetik enerji için hesaplanan alanlar, valflerin kapalı olduğu durumlarda valf yakınlıklarında yüksek türbülans oluşmamış, bunun yerine silindir içerisinde düşük türbülans oluşmuştur. Bu durumun valf çevresindeki ağ örgüsünden kaynaklandığı düşünülmektedir.

Cücen (2012), hazırladığı yüksek lisans tezinde ana amaç olarak piston üzerindeki mantar geometrilerinin yanma performansına etkilerini belirlemeye çalışmıştır. Mantar geometrinin akış karakteristikleri üzerinde yaptığı değişikliklerin belirlenmesi amacıyla, mantara sahip geometri ile mantar eklenmemiş geometri üzerinde karşılaştırmalar yapmıştır. Çalışmalar, emme valfinin açıldığı 316° krank açısında başlamaktadır ve 900° krank açısına kadar devam etmektedir. Ayrıca, mantar geometrinin püskürtme karakteristiklerine olan etkisi incelenmiş ve mantar geometrisinin eklenmesi yanmanın verimini arttırdığı gözlemlenmiştir. Çalışmada, ayrıca püskürtme zamanının ve koni açısının yanmaya olan etkisi de incelenmiştir. Püskürtme zamanı üzerinde yapılan çalışmalarda, üç farklı püskürtme zamanı dikkate alınmıştır. Elde edilen sonuçlarda ise erken püskürtme durumunda yakıt ile havanın daha iyi karışım sağladığı gözlemlenmiştir. Karışımın daha iyi oluşturulması sayesinde yanma verimi %91'e çıkmıştır. Koni açısı üzerinde yapılan parametrik çalışmada dört farklı koni açısı üzerinde hesaplamalar yapılmıştır. Elde edilen değerlerde ise döngü oranının yüksek olması sebebiyle koni açısının yanmaya çok büyük bir etkisinin olmadığı belirlenmiştir.

Akar (2005), yaptığı tez çalışmasında HAD yöntemini kullanarak yanma odası içerisindeki akış karakteristiklerini sayısal olarak modellemiş, sonuçları deneysel çalışmalar ile karşılaştırarak doğrulamıştır. Yapılan çalışmada 5, 7, 9 mm olmak üzere üç farklı valf yüksekliği değeri ve iki farklı türbülans modeli ile çalışmalar yapılmıştır. Çalışma sonucunda valf yükseklikleri değerinin ve silindir uzunluğunun akış karakteristikleri üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğu görülmüştür.

Yousefi, Birouk ve Guo (2017), çift yakıtlı bir motor üzerinde deneysel ve numerik olarak yaptıkları bir çalışma ile yakıt enjeksiyon zamanlamasının, düşük yüklerde yanma sonucu oluşacak emisyonlar üzerinde yoğun bir azaltıcı etkisi olduğunu gözlemlemişlerdir. Yapılan çalışmada yakıt olarak emme valfinden içeri doğal gaz ve enjeksiyon ile dizel yakıt püskürtülmüş, yakıt enjeksiyonu üst ölü noktadan 10° ve 50° dereceye kadar değiştirilmiştir. Üst ölü noktadan 30° önce gerçekleşen enjeksiyonda, silindir içi basınç ve sıcaklık değerlerinin maksimum olduğu gözlemlenmiştir. 50° ve 46° enjeksiyon zamanlamalarında pozitif makine gücü ve yüksek termal verimliliğe ulaşılmıştır. 10° ve 50° enjeksiyon derecelerinde CO ve yanmamış metan sırasıyla 5 ve 6 kat azalmış ancak, bu zaman aralığında NO_x emisyonları hala yüksek olduğunu ve NO_x emisyonlarının 30° den sonra azalmaya başladığını gözlemlemiştir.

1.2 Çalışmanın Önemi

İçten yanmalı makineler fosil kaynaklı yakıtlardan enerji elde etme prensibine dayalı çalışan makinelerdir. Egzoz gazlarından atmosfere zararlı gazların yayılması, bu nedenle yenilenen yasal zorunluluklar dizel makineler üzerinde yeniliklerin yapılmasını zorunlu hale getirmiştir. Hidrokarbon kaynaklı yakıtların yanması sonucu açığa çıkan gazları azaltmanın en kolay yolu ise ya yakıt türünü ya da yakıt tüketimini azaltmakla mümkündür. Dizel makinelerde, alternatif yakıtların dizel yakıtlar ile birlikte kullanılması, yakıt tabanlı yeniliklere örnek iken, motor geometrisinde ya da yakıtın püskürtülmesini etkileyen parametreler geometrik kaynaklı yeniliklerdir (Kökkülünk, 2016).

Bu tez çalışmasında, bölüm 5 'de ayrıntılı olarak belirtilen tek silindirli dört zamanlı dizel motorun sayısal olarak modellenmesi gerçekleştirilmiştir. İçten yanmalı motorlar kimyasal enerjinin, mekanik enerjiye çevrilmesini sağlayan makinelerdir. Enerjinin dönüşüm süreci, motor yanma odasında fosil kaynaklı yakıtların kimyasal reaksiyonlar aracılığı ile enerji ve ürün olarak oluşan istenmeyen gazların oluşması ile gerçekleştirilmektedir. Dizel makinelerde oluşan yanma, temel olarak termodinamik, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi hesaplamaları ile çözümlenmektedir. Çalışmanın amacı, yanma odasında gerçekleşen fiziksel ve kimyasal süreçlerin HAD uygulamaları ile sayısal olarak çözümlenmesini sağlamaktır. Hidrokarbon yakıtların yanma analizi bölüm 5'de belirtildiği üzere toplam 35 kimyasal tür ve 78 indirgenme reaksiyonu ile modellenerek gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, daha önceki çalışmalardan farklı olarak, yanma odası akış hareketleri, sprey dinamiği ve diğer fiziksel ve kimyasal süreçler modellenerek, yanma analizi literatürden sağlanan deneysel veriler ile doğrulanmıştır. Sayısal analiz ile deneysel veriler 16 N.m tork değerinde modellenmiştir. Yanma sonu ürünlerinin ve motor performansının, farklı yakıt püskürtme başlangıcı ve farklı püskürtme sürelerine göre değişimi incelenmiştir.

Çalışmada, 696° KA, 700° KA ve 704° KA açısı değerleri için çalışmalar yapılmış ve bu çalışmaların var olan çalışmalardan farkını ortaya koymak için, sabit yakıt miktarı için 15° KA, 20° KA ve 25° KA püskürtme süreleri için, farklı püskürtme başlangıç değerindeki motor salım ve performans değerleri incelenmiştir. Motor performansı ve açığa çıkan gazlar göz önüne alınarak, en uygun yakıt püskürtme başlangıç değeri ve püskürtme süresi belirlenmiştir.

Dizel makinelerde yapılacak performans arttırıcı deneysel çalışmaların pahalı ve zaman alıcı olduğu dikkate alınarak, parametrik incelemeler ile malzeme ve iş günden anlamlı tasarruf sağlayacağı açıktır. Değişken yük ve güç koşulları için ya da farklı sınır koşulu değerlerinde farklı çalışmalar da yapılabilecektir.

BÖLÜM İKİ

DİZEL MOTORLAR VE GÜÇ PARAMETRELERİ

2.1 Dizel Motorların Tarihi

Motorların gelişimi top gibi ateşli silahların icat edilmesiyle başlamıştır. 17. yy. sonlarına doğru barutun yakıt olarak kullanılması ile birlikte bu alanda pek çok çalışma yapılmıştır. Topun ve barutun motor olarak kullanılması, silindir şeklindeki topun içerisinde barutun yakılmasıyla, barutun top içerisinde mermi gibi davranması ve pistonun yerçekimi etkisi ile geri dönerek işin meydana gelebileceği fikri ilk defa ortaya atılmıştır (DOE, 1993).

1678 yılında Fransız bilim adamı Hautefeuille, bu fikri ilk defa bir yanma odası içerisinde barutun yakılması ile oluşan basınçlı haldeki gazların dışarı atılmasından sonra, hava gibi gazların soğutulması sonucu oluşacak vakum kuvveti ile suyun pompalaması olarak kullanılmasını önermiştir. Bu öneri daha önceden Toricelli, Pascal ve Otto gibi bilim adamları tarafından da açıklanmıştır (DOE, 1993).

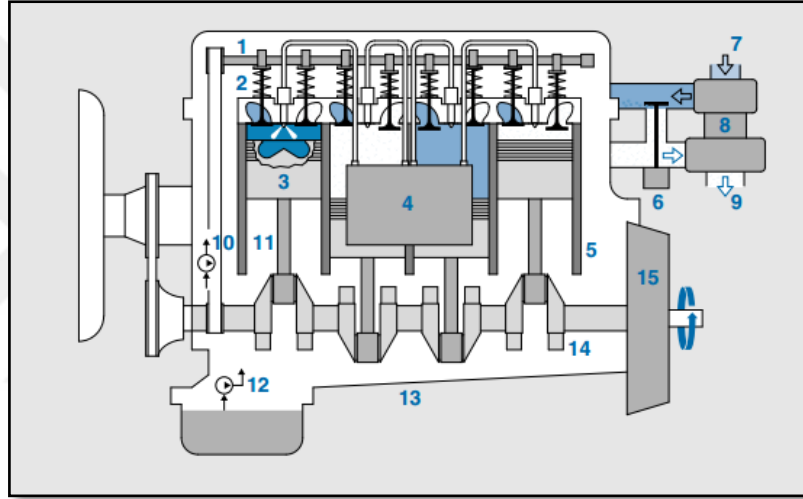
Modern dizel makineler 19. yy başlarında Sadi Carnot tarafından içten yanmalı motorların ilk prensipleri olarak ortaya çıkmıştır. Dr. Rudolf Dizel, Sadi Carnot'un çalışmalarını ve motorun çalışma prensiplerini geliştirerek, bugün dizel çevrimi olarak bilinen çevrim ve dizel yanma metotlarının patentini alan ve uygulayan kişidir. Dizel patentli makinelerinde sıkıştırılan havanın yakıt ile yanması sonucu sabit hacimde genlemesi ile makineden güç elde edilmektedir (Reif, 2014).

Dr. Diesel ilk makinesinde, 100 atm basınçta kömür tozları ile teorik verimi arttırmak için çalışmalar yaptı. Ayrıca, bu yapılan makinelerde motorun soğutulması için herhangi bir soğutma sistemi de kullanılmamıştır. Sonuç olarak Rudolf Diesel'in yaptığı bu ilk motor, aşırı basınç ve soğutma sistemindeki eksikliklerden dolayı etkili bir sonuç verememiştir (DOE, 1993). Dizel motorların bu eksikliklerinin düzeltilmesinden sonra, dizel motorlar yakıt olarak yağın kullanılmasının yanı sıra,

motor silindirlerinin etrafında ceket suyu soğutma sistemleri eklenmiştir ve makinede sıkıştırma basıncı 37 atm düzeyine düşürülmüştür. (Reif, 2014).

2.2 Dizel Motor Çalışma Prensibi

Havanın sıkıştırılması ile elde edilen mekanik güç krank şaftın hareketi ile itmeye dönüştürülmektedir. Burada krank şaftın hareketi makine hızı olarak tanımlanır. Şekil 2.1’de bir dizel motorun yardımcı makine ünitesi olmadan ana bileşenleri ve Tablo 2.1 makine ana bileşenlerinin isimleri belirtilmiştir (Reif, 2014).



Şekil 2.1 Dört silindirli dizel motor (Reif, 2014)

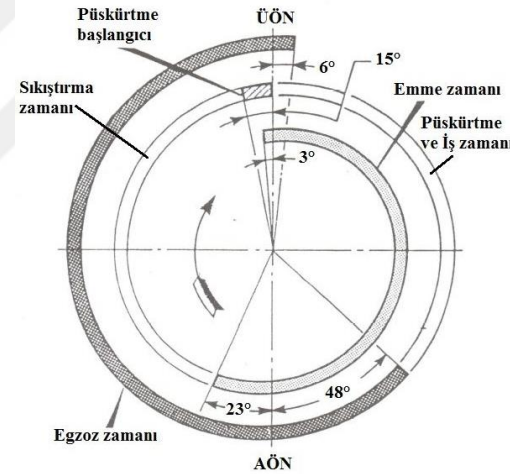
Tablo 2.1 Ana makine bileşenleri (Reif, 2014)

Bileşen	Bileşen Adı
1	Kam şaft
2	Valf
3	Piston
4	Yakıt püskürme sistemi
5	Silindir
6	EGR (Exhaust Gas Recirculation)
7	Hava giriş manifoldu
8	Turboşarjer
9	Egzoz borusu
10	Soğutma sistemi
11	Biyel kolu
12	Yağlama sistemi
13	Silindir bloğu
14	Krank şaft
15	Volan

Dizel motorlarda yanmanın gerçekleşmesi için yeterli miktarda yakıtın yüksek basınç ile silindir içerisine püskürtmesi gerekmektedir. Püskürtülen yakıt, silindir içerisinde hava ile karışım oluşturur ve pistonun havayı sıkıştırılması sonucu yanma ve hareket meydana gelir. Aşağıda 2 ve 4 stroklu dizel motorların çalışma prensipleri verilmiştir (Deniz, 2008).

2.2.1 Dört Zamanlı Dizel Çevrimi

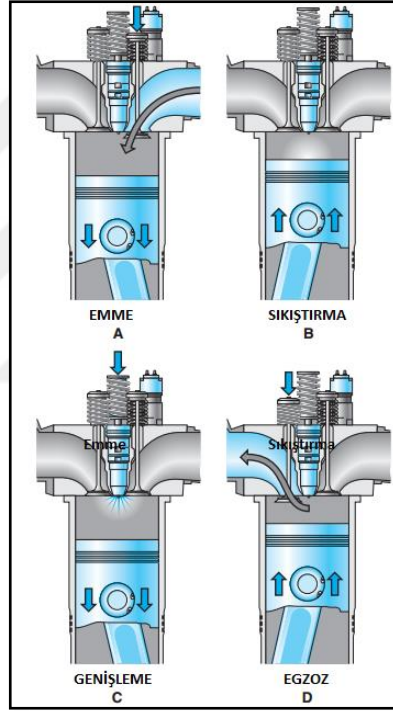
Dört stroklu dizel motorlarda çevrim emme, sıkıştırma, genişleme ve egzoz stroklarından oluşmaktadır. Şekil 2.2’de gösterilen diyagramda, tipik bir dört stroklu dizel çevriminin krank açısının 720 derecelik turundaki subap zamanlaması verilmiştir.



Şekil 2.2 Dört zamanlı dizel motorlarda subap zamanlaması (Demirtaş ve Bayrakçeken, 2010)

Dizel motorun havayı emme süresi boyunca Şekil 2.3’de A kısmında gösterildiği üzere, piston krank şaftın dönüşüne bağlı olarak, ÜÖN’den AÖN’ya doğru ilerlemeye başlar. Pistonun hareketi süresince üst ölü noktaya yakın bir zamanlamada, emme valfi açılarak havanın alınması sağlanmaktadır. Yanma odasına havanın doğrudan alınabilmesi için silindir basıncının, atmosfer basıncından daha düşük olması gerekir. Silindir içerisine negatif basınç etkisi pistonun hareketi ile sağlanmaktadır. Silindir içerisine hava alımı pistonun AÖN’yı 20°-25° geçinceye kadar devam eder ve emme valfi kapanarak bu strok tamamlanmış olur (Bennett, 2010).

Emme strokunun tamamlanmasından sonra emme valfi kapanır ve sıkıştırma adımı başlar. Bu adım boyunca silindir içerisindeki havanın miktarı, valfler kapalı olduğundan sabit kalmaktadır. Şekil 2.3 B kısmında gösterildiği üzere, Piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya kadar havayı sıkıştırır. (Sıkıştırma oranı makinelere göre değişiklik göstermektedir yaklaşık 6:1'den 24:1 kadar). Bu adım boyunca sıkıştırılan hava ısınır ve sıcaklığı yaklaşık 900 °C kadar erişebilir. Bu adımda, piston üst ölü noktanın 15°-20° öncesinde iken silindire yakıt enjekte edilir ve silindir basıncı 2,000 bara kadar erişebilir. Silindir üst ölü noktaya eriştiğinde silindir hacmi minimum olmaktadır (Reif, 2014).



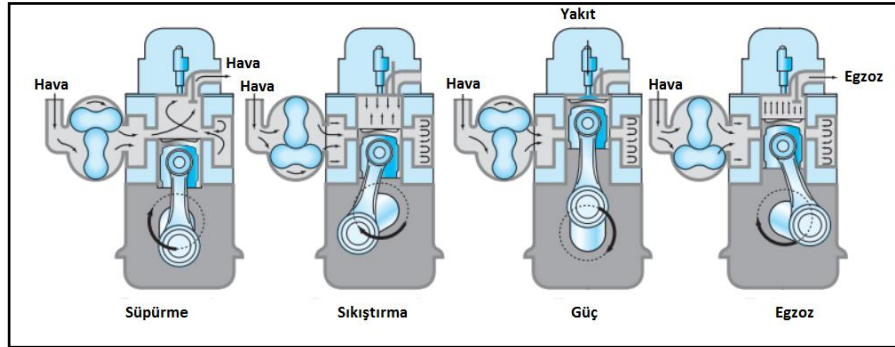
Şekil 2.3 Dört zamanlı dizel çevrimi (Reif, 2014).

Genişleme prosesi, Şekil 2.3 C'de gösterildiği üzere sıkıştırma strokunun tamamlanmasından sonraki adımdır. Yakıtın nozuldan silindire püskürtülmesinden sonraki adım güç strokudur. Sıkıştırma ile genişleme stroku genellikle birbirini tamamlayan proseslerdir. Genişleme strokunda silindir hacmi artarken hem basınç hem de sıcaklık değeri düşmektedir.

Genişleme strokundan sonra silindir içerisindeki yanmış gazların ve diğer partiküllerin, egzoz valfinin açılarak dışarı atıldığı adım egzoz adımıdır. Bu adım Şekil 2.3 D kısmında gösterildiği üzere, krank açısına göre alt ölü noktadan önce başlayıp pistonun üst ölü noktayı 6° derece geçinceye kadar devam ettiği adımdır. Bu adım süresince silindir içerisindeki mekanik enerji kinetik enerjiye çevrilir. Bu proses sonuna doğru egzoz valfi ile emme valfi kısa bir süre eş zamanlı açık kalarak yanma odasındaki havanın tahliyesi sağlanmaktadır (Bennett, 2010).

2.2.2 İki Zamanlı Dizel Çevrimi

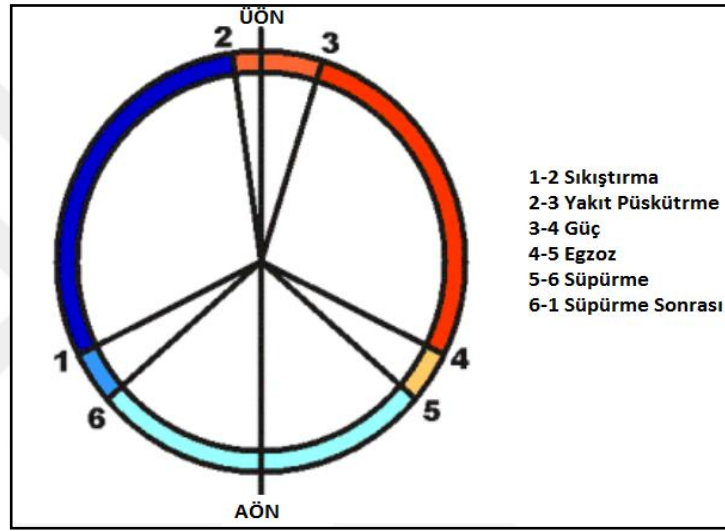
İki stroklu dizel çevrimi, dört stroklu dizel çevriminden farklı olarak emme ve egzoz stroklarından oluşmaktadır. İki stroklu dizel motorlarda, krankın 360° derece dönmesi ile çevrim tamamlanmış olur. Pistonun süpürdüğü alan teorik olarak dört zamanlı motorlarla aynı olmasına karşılık, gerçekte bu durum iki zamanlı motorların süpürdüğü havanın, silindir emişinde tam verimle gerçekleşmemesinden dolayı mümkün değildir. İki zamanlı motorlarda Şekil 2.4’de gösterildiği üzere süpürme, sıkıştırma, güç ve egzoz adımlarından oluşmaktadır (Bennett, 2010).



Şekil 2.4 İki zamanlı dizel çevrimi (Bennett, 2010)

İki zamanlı dizel motorlarda, dört zamanlı motorlardan farklı olarak hava ve egzozun çıkışı aynı valften yapılmaktadır. Böylece silindir içerisine dolan havanın pistonun tek ileri hareketi ile sıkıştırılarak yakılması ve pistonun genişleme sırasında egzoz valfinin açılarak yanma sonucu oluşan gazların dışarı atılması sağlanmaktadır (Bennett, 2010).

İki zamanlı motorlarda krank açısına bağlı olarak çevrimin gerçekleşmesi Şekil 2.5’de belirtildiği üzere, motor silindirlerine havanın süpürülmesi, pistonun alt ölü noktaya gelmesinden yaklaşık 40° - 50° önce başlar ve alt ölü noktayı 40 - 50° derece geçinceye kadar devam eder. Emme valfinin kapatılması ile birlikte sıkıştırma işlemi pistonun alt ölü noktadan yaklaşık 5 derece öncesine kadar devam eder. Sıkıştırma işleminin sonunda yakıt püskürtülür ve üst ölü noktayı yaklaşık 8° - 10° geçinceye kadar devam eder. Yakıtın püskürtülmesinin sonrasında, silindir basıncı ve sıcaklığının artmasına bağlı olarak güç elde edilir (Gupta, 2009).



Şekil 2.5 İki zamanlı motorlarda zamanlama diyagramı (Gupta, 2009)

Şekil 2.5’de gösterilen 3-4 güç adımı egzoz valfi açılarak, yanma sonucu oluşan yanmış gazların dışarı atılması ve 4-5 adımı ise içeri bir miktar temiz havanın alınıp, egzoz gazlarının dışarı atılması ile birlikte hem egzoz prosesi hem de 360 derecelik krank açısına bağlı çevrim tamamlanmış olur (DOE, 1993).

2.3 Dizel Motorlarda Operasyon Parametreleri

Bu bölümde dizel motorların mekanik olarak işleyişi, motor geometrisi bileşenleri ve bu bileşenlerin motor performansına olan etkileri matematiksel olarak incelenmiştir.

2.3.1 Dizel Motorlarda Geometrik Karakteristikler

Dizel makinelerde motor karakteristikleri, makine tasarımcılarına, makine üzerinde araştırma geliştirme yapan mühendisler ve kullanıcılara motor temel boyutlarının belirlenmesinde, makine gücünün değerlendirilmesinde ve farklı motorlarla performansın değerlendirmesi noktasında yardımcı olmaktadır. Strok, silindir çapı, piston yer değiştirmesi ve sıkıştırma oranı gibi makine karakteristikleri ile güç, tork, makine hızı, ortalama basınç, hacimsel verim ve yakıt tüketimi gibi operasyon karakteristikleri arasındaki ayrımı yapmamıza olanak sağlamaktadır (Basshuysen ve Schafer, 2004).

Herhangi bir dizel motor mekanizması, geometrik olarak Şekil 2.6’da gösterildiği üzere silindir, piston, krank şaft, biyel kolu, piston kafasından oluşmaktadır. Şekilde silindir çapı “ D ”, pistonun üst ölü noktadan alt ölü noktaya kadar taradığı uzunluk olarak tanımlanan strok “ L ”, biyel kolu uzunluğu “ l ”, krank şaft yarıçapı “ r ”, krank açısı “ θ ” olarak tanımlanmaktadır. Piston silindir içerisinde alt ölü nokta (AÖN) ile üst ölü nokta (ÜÖN) arasında hareket etmektedir. Piston üst ölü noktada iken, silindir içerisindeki hacim ölü hacim (V_c), silindir içerisinde alt ölü nokta ile üst ölü nokta arasında kalan hacim ise strok hacmi (V_h) olarak tanımlanmaktadır (Caton, 2016).

$$s=2r \quad (2.2)$$

Biyel kolu, krank şaft ile silindir arasındaki mekanizmadır. Piston, krank şaftın dönme açısına bağlı olarak, silindir içerisinde bu kol vasıtasıyla hareket etmektedir. Şekil 2.6 da gösterildiği üzere, biyel kolunun bir ucu krank şaft merkezinde diğer ucu ise pistonun ucuna bağlıdır. Biyel kolunun bağlı olduğu bu iki nokta arasındaki mesafe “s” olarak tanımlanmaktadır. Bu değer aşağıda da tanımlandığı üzere krank açısının pozisyonuna göre değişmektedir. Bu değer ayrıca silindir hacminin belirlenmesinde ve motor hesaplamalarında son derece önemlidir. Aşağıdaki denklemde krank açısının θ° derece olduğu durumdaki silindir hacmi verilmiştir (Caton, 2016).

$$V=V_c+\frac{\pi D^2}{4}(l+r-s) \quad (2.3)$$

Trigonometrik tanımlardan yararlanarak “s” terimi şöyle ifade edilir.

$$s=r.\cos\theta+\sqrt{l^2-r^2\sin^2\theta} \quad (2.4)$$

Denklem 2.4, 2.3 Denkleminde yerine konulup, krank açısına bağlı silindir hacmi denklem 2.5 gibi ifade edilebilir. Bu denklemde krank açısının her bir radyan değerine bağlı birim silindir hacmindeki değişim ifade edilmektedir.

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi D^2}{4} r \sin\theta \left[1 + \frac{r \cos\theta}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2\theta}} \right] \quad (2.5)$$

Silindir hacmindeki ani değişimin yanı sıra silindir içerisindeki ısı transferi için gerekli anlık yüzey alanları silindir şekli düşünüldüğünde piston yüzey alanı (A_p), silindir başlığı yüzey alanı (A_{sb}), ve yan duvar (A_y) olarak tanımlanmaktadır.

$$A=A_p + A_{sb}+A_y \quad (2.6)$$

Silindir başlığı ve piston yüzey alanı dairesel geometriye sahip olduklarından Denklem 2.7’deki gibi sabit olarak tanımlanabilir.

$$A_{sb}=A_p=\frac{\pi D^2}{4} \quad (2.7)$$

Silindir duvarlarının yüzey alanı ise krank açısına bağlı olarak değişmektedir. Herhangi bir krank açısında silindir duvar yüzey alanı, pistonunun üst ölü noktadan uzaklığına (X_y) göre aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$A_y=\pi D X_y \quad (2.8)$$

$$X_y=(l+r-s) \quad (2.9)$$

Denklem 2.8 ve 2.9 tekrar düzenlenirse, toplam anlık yüzey alanı (A) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Caton, 2016).

$$A=2\frac{\pi D^2}{4}+\pi D(l+r-s) \quad (2.10)$$

Ortalama piston hızı ($\overline{U_p}$), dizel motorlar için motor dizaynı, gerilmeler ve diğer parametreler için makine hızına nazaran piston hızı önemli bir parametredir. Krank açısının bir tam çevriminde piston silindir içerisinde yukarı ve aşağı olmak üzere iki kez hareket etmektedir.

$$\overline{U_p}=2Ln \quad (2.11)$$

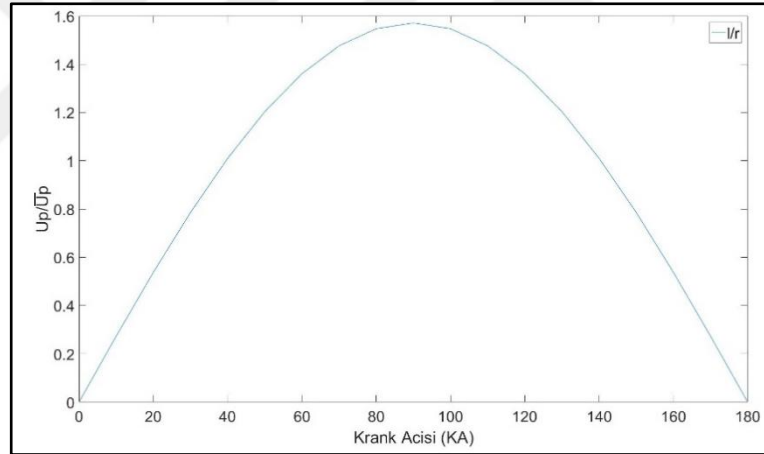
Burada n , $1/sn$ olarak çevrim hızını ifade etmektedir. Ortalama piston hızı, motor içerisindeki emme valflerinin açılmasında ve yakıtın püskürtülme zamanlamasının ayarlanmasında önemli rol oynamaktadır. Anlık piston hızı ayrıca silindir strokunun diferansiyeli olarak şöyle yazılabilir.

$$U_p=\frac{ds}{dt} \quad (2.12)$$

Denklem 2.4 ile 2.12 birleştirilip anlık piston hızı ortalama piston hızına oranlanırsa

$$\frac{U_p}{U_p} = \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{\left(\frac{l}{r}\right)^2 - \sin^2 \theta}} \right] \quad (2.13)$$

Yukarıdaki denklemden de anlaşılacağı üzere pistonun anlık hızın krank açısına bağlı olarak değiştiği görülmektedir. Şekil 2.7’de piston hızını değişik l/r oranlarında krank açısı ile değişimi verilmiştir. Piston hızı, çalışan parçaların ataletlerinden kaynaklı yükleri yenmedeki gücünün bir göstergesidir. Otomobil motorları gibi, motorlarda ortalama piston hızı üst sınırlarda iken gemi motorları gibi ağır yük koşullarında çalışan ve ataleti yüksek olan motorlarda alt sınırlarda seçilmektedir (Basshuysen ve Schafer, 2004).



Şekil 2.7 Anlık piston hızının ortalama piston hızına oranı (Basshuysen ve Schafer, 2004)

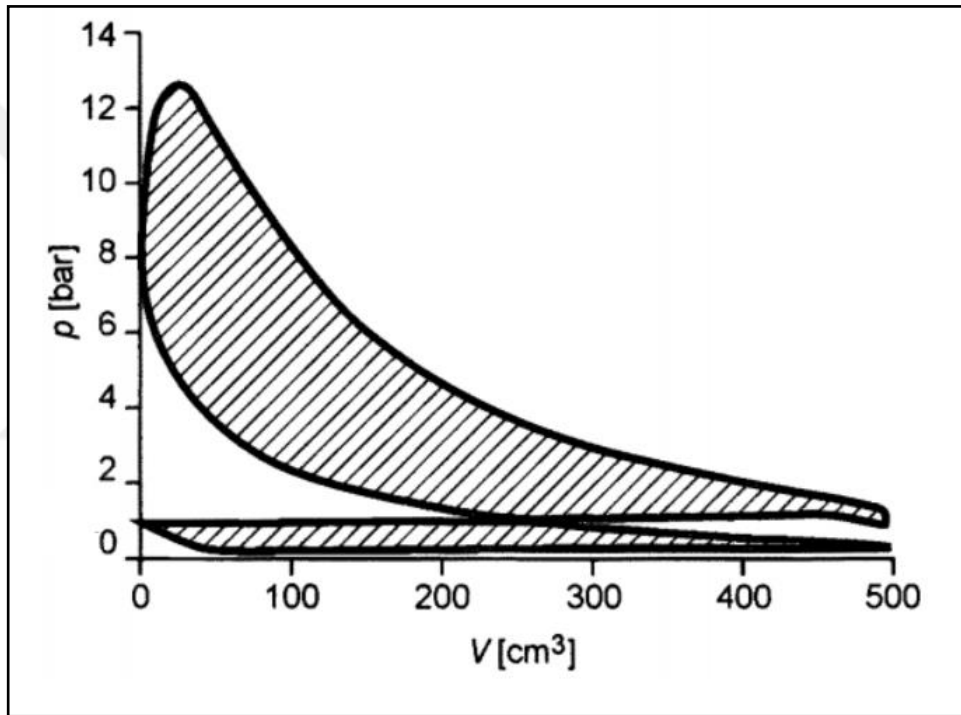
2.3.2 Dizel Motorlarda Performans Parametreleri

Dizel motorların temel çalışma prensipleri yanma sonucu oluşan kimyasal enerjinin bir mil aracılığı ile hareket enerjisine ya da mil gücüne dönüşmesidir. İşin zamanla değişim oranı güç olarak tanımlanmaktadır. Motorlar sınıflandırılırken bu temel değer üzerine sınıflandırılmaktadır. Bir başka etkin ölçüm değeri ise tork olarak tanımlanmaktadır. Tüm bu performans parametreleri aşağıda sınıflandırılmıştır. Bir dizel motorunun tam bir çevriminden elde edilen iş miktarı aşağıdaki denklemde

verilmiştir. Motordan elde edilen bu iş değeri, yanma odası basıncı (p), piston yüzey alanı (A) ve piston hareketi (x)'ne bağlı olarak ifade edilmektedir.

$$\int dW = \int F dx = \int p A dx = \int p dV \quad (2.14)$$

Dizel motorlarda elde edilen iş, teorik olarak yanma odası içerisindeki basınç ile hacim arasındaki ilişki ile elde edilmektedir. Şekil 2.8'de krank açısının tam bir turuna karşılık silindir içerisindeki basınç-hacim değişimi verilmiştir (Pulkrabek, 1997).



Şekil 2.8 Yanma odasında basınç-hacim değişimi (Pulkrabek, 1997)

İçten yanmalı motorlarda, motorun kabiliyetinin en önemli göstergelerinden birisi de motorun tork ve güç değerleridir. Tork ifadesi güce bağlı olup aşağıdaki denklemlerde ifade edilmiştir. Güç (P) ifadesi motorun yaptığı işin zamana bağlı değişimi olarak ifade edilebilir.

$$P = p \frac{dv}{dt} \quad (2.15)$$

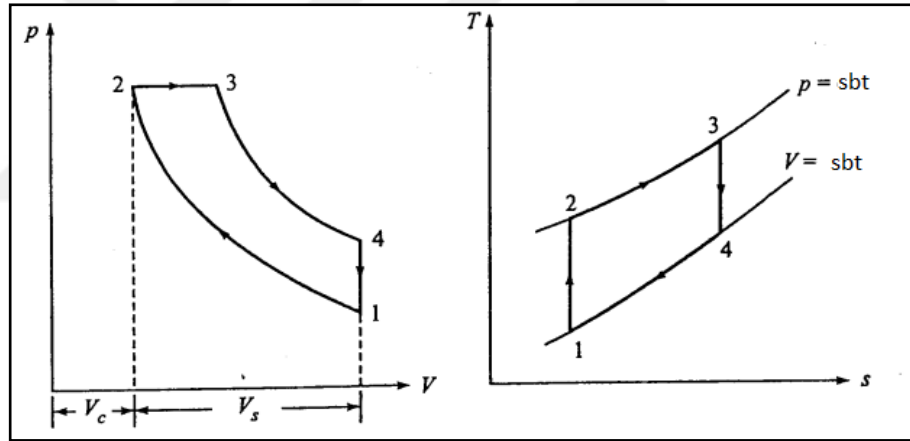
Motor torku ise şöyle bulunabilir (Caton, 2016; Can, Çelikten ve Usta, 2004).

$$T = \frac{P}{2\pi n} \quad (2.16)$$

Burada n, makine devir sayısını, P, güç ve T ise torku ifade etmektedir.

2.4 Motor Termodinamiği

Düşük hızlı sıkıştırma ile ateşlemeli makineler için teorik olarak uygun çevrim dizel çevrimidir. Bu çevrimde sabit basınçta ısı girişi olurken sabit hacimde ise ısı çıkışı olmaktadır. Sıkıştırma ve genişleme prosesleri izentropiktir. Şekil 2.9-a ve Şekil 2.9-b’de sırasıyla p-v ve T-s diyagramları verilmiştir.



Şekil 2.9 Dizel makine P-V ve T-S diyagram (Gupta, 2009)

Yukarıdaki şekillerde proses 1-2 izentropik sıkıştırma olup hiçbir şekilde çevre ile ısı transferi olmamaktadır. 2-3 prosesi tersinir sabit basınç prosesidir ve yanmanın gerçekleştiği prosesidir. Bu süreçte, silindir içerisine ısı girişi olmaktadır. 3-4 prosesi izentropik genişleme prosesidir. Silindir içerisinde yanma gerçekleştikten sonra silindir hacminin genişlediği ancak hiçbir şekilde çevre ısı transferinin gerçekleşmediği prosesidir. 4-1 prosesi ise tersinir sabit hacim prosesidir. Bu adım, yanma sonucu oluşan gazların egzoz ile birlikte dış ortama atıldığı adımdır. Bu adım boyunca çevreye ısı geçişi olmaktadır (Gupta, 2009).

Dizel çevrimine 2-3 prosesinde sabit basınç altında ısı geçişi

$$Q_1 = mc_p(T_3 - T_2) \quad (2.17)$$

4-1 prosesinde sabit hacim koşulları altında ısı çıkışı

$$Q_2 = mc_v(T_4 - T_1) \quad (2.18)$$

Yukarıda belirtilen çevrim koşulları altında dizel çevriminin termal verimi sisteme giren net ısı geçişinin, sisteme giren ısı geçişine oranı olarak tanımlanabilir (Deniz, 2008).

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (2.19)$$

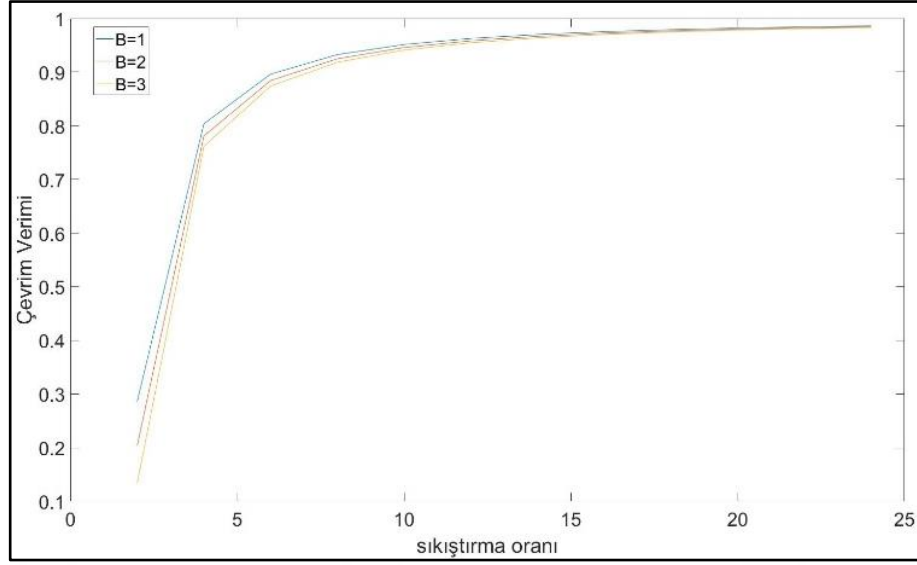
Dizel çevriminde ısı geçişinin olduğu 3 noktası (gerçekte yanmanın gerçekleştiği) nokta ile pistonun alt ölü noktaya ulaştığı noktadaki strok hacminin oranı kesme oranı olarak tanımlanmaktadır.

$$\beta = \frac{V_3}{V_2} \quad (2.20)$$

Termik verimin, dizel motorun sıkıştırma oranı (r) kesme oranı (β) ve özgül ısı oranı ($k = C_p/C_v$) cinsinden ifade edersek

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{\beta^k - 1}{k(\beta - 1)} \right] \quad (2.21)$$

Denklem 2.20’de gösterildiği üzere dizel çevrimin termal verimi sıkıştırma oranı, kesme oranı ve özgül ısı oranına bağlı olarak değişmektedir. Sıkıştırma oranı arttıkça termal verim de artmaktadır. Gerçek çevrimlerde, sıkıştırma oranı dizel motorlar için 16-20 arasındadır. Şekil 2.10 dizel motor termal veriminin, diğer değişkenlerle değişimi verilmiştir (Çengel ve Boles, 2015).



Şekil 2.10 Farklı kesme ve sıkıştırma oranlarına göre termal verim (Gupta, 2009)

2.5 Dizel Motorlarda Hava Yakıt İndüksiyonu

Bu kısımda dizel motorlarda havanın nasıl silindir içerisine girdiği incelenmiştir. Sistem de emme sisteminin amacı, uygun miktarda havanın yakıt ile doğru zamanda karıştırılarak, yanma işleminin tamamlanmasının sağlanmasıdır. Bir motorda hava akışı, emme valfinin açılıp kapanmasına göre planlanmaktadır (Pulkrabek, 1997).

2.5.1 Emme ve Egzoz Manifoldu

Emme manifoldu, motora boru vasıtasıyla hava iletmek üzere tasarlanmış bir sistemdir. Günümüzde kullanılan dizel motorlarda emme manifoldu, hem havanın silindir içerisine alınmasında hem de egzoz gazı sirkülasyonları (EGR) için gereklidir. Emme manifoldu dizel motorlarda silindir kafasına, emme kanallarına ya da vana bağlantı noktalarına takılmalıdır. Çoğu dizel motor turbo şarjlı olduğundan aksi durumlarda silindir içerisine hava akışı etkin olarak girmez ve motor verimliliği düşmektedir (Bennett, 2010).

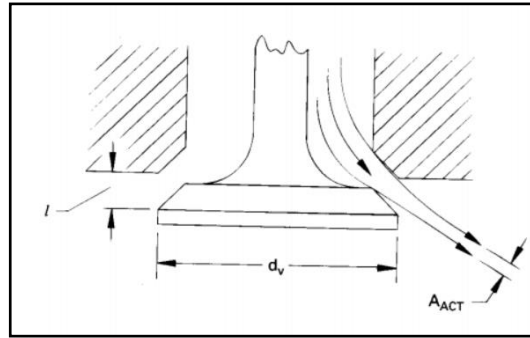
Emme manifoldu çapı, yüksek akış direnci ve hacimsel verimin düşük olmaması için yeteri kadar büyük olmalıdır. Manifold çapının gerektiğinden küçük olması,

havanın hızlanmasına, türbülans ve buharlaşmaların artmasına neden olmaktadır (Pulkrabek, 1997).

Egzoz manifoldu, silindir içerisinde, yanma sonucu oluşan atık gazların dışarı atıldığı kısım olup, aynı zamanda turbo şarjlı araçlarda egzoz gazının turbo şarjöre verildiği motor parçasıdır. Egzoz gazı manifoldları genellikle dökme demirlerden üretilirler. Çoğu dizel motorlarda egzoz manifoldu ayarlı olarak tanımlanmaktadır. Bir ayarlı egzoz manifoldu, kısaca egzoz gazlarını düşük akış direnci ile turbo şarj türbinine gönderir. Bu sistem herhangi bir egzoz sistemine uygulanabilir. Ayrıca bu manifolda yüksek sıcaklıklar ile birlikte sızdırmazlık sağlayan contalar mevcuttur. Kabartmalı çelik egzoz manifold contaları neredeyse daima kuru ve bir kez kullanılmalıdır. Sıcaklık değişimi çok olduğundan buna dayanıklı alaşımlı çelik ile imal edilmelidir (Bennett, 2010).

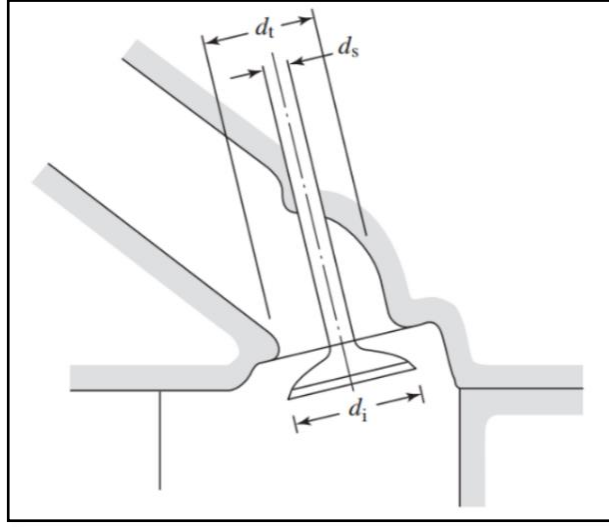
2.5.2 Emme ve Egzoz Valfi

İçten yanmalı motorların en önemli hava akımı kısıtlamaları emme ve egzoz valflerinde olmaktadır. Dizel motorların çoğunda kullanılan emme valfi Şekil 2.11’de gösterildiği üzere mantar şeklindedir (Pulkrabek, 1997).



Şekil 2.11 Valf akış alanı (Pulkrabek, 1997)

Burada d_v valf çapı, l valf yüksekliği, A_{act} havanın valf ile silindir kafasından geçiş alanını ifade etmektedir. Ayrıca Şekil 2.12’de valf akış blokajı verilmiştir.



Şekil 2.12 Valf akış blokajı (Pulkrabek, 1997)

Emme ve egzoz gazlarında son zamanlarda yapılan çalışmalarda basınç düşümü noktasında önemli başarılar sağlandı. Manifold'dan silindire alınan havanın kütleli akış oranı, egzoz ve emme basınç oranlarının bir fonksiyonu olarak tanımlanabilmektedir (Ferguson ve Kirkpatrick, 2016).

Makine boyutlarına bağlı olarak Şekil 2.11'de ifade edilen maksimum valf yüksekliği genel olarak şöyle bulunur.

$$L_{maks} < \frac{d_v}{4} \quad (2.22)$$

Denklemden, L_{maks} valfin tam açık olduğu noktadaki yüksekliği, d_v valf çapıdır. Valf yüzey açısı ile valf yatağının ara yüzü minimum akış sınırlamalarına göre dizayn edilmektedir. Şekil 2.11'deki şekildeki gibi akışın köşeden akışı sırasında, akım çizgileri yüzeyden ayrılır ve akımın gerçek kesit alanı akımın kesit alanından daha küçüktür. Gerçekleşen akışkan alanının akış geçiş alanına oranı, boşaltma katsayısı olarak adlandırılır (Pulkrabek, 1997).

$$C_{Dv} = A_{act}/A_{geç} \quad (2.23)$$

Akış geçiş alanı $A_{geç}$ aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

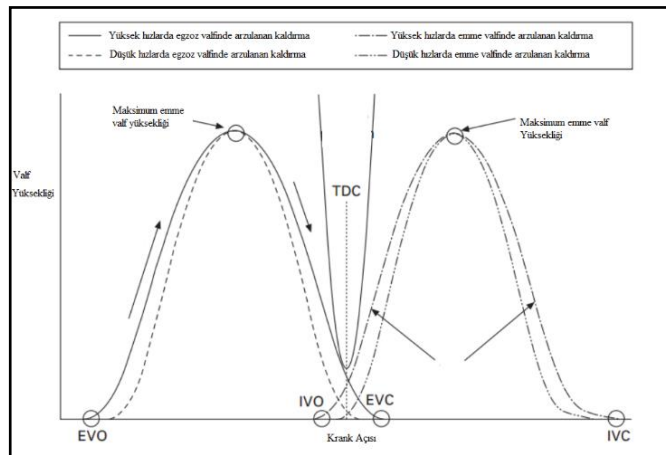
$$A_{geç} = \pi d_v l \quad (2.24)$$

Valf yüzeyinin şekli ve açısı bazı makinelerde tüm makine verimini arttırmak amacıyla, özel kütle akışına göre dizayn edilirler. Emme valfi, çoğu motorda giriş havasına karşılık en büyük kısıtlamayı sunar. Bu durum özellikle yüksek hızlı motorlarda doğru sonuçlar vermektedir. Literatürde emme valfi boyutları için pek çok ampirik formül vardır. Minimum emme valfi alanı A_e , modern bir makine için aşağıdaki denklemdeki gibi bulunabilir.

$$A_e = C S^2 \left[\frac{(\bar{U}_p)_{maks}}{c_i} \right] = \left(\frac{\pi}{4} \right) d_v^2 \quad (2.25)$$

Denklemden C sabit katsayı olup; 1,3 alınabilir. S strok boyu, $(\bar{U}_p)_{maks}$ maksimum makine hızında ortalama piston hızı, c_i giriş koşullarındaki ses hızı ve d_v valf çapıdır (Ferguson ve Kirkpatrick, 2016).

Tipik olarak kam şaft, kranktan aldığı hareket ile valflerin açılıp kapanmasını sağlamaktadır. Şekil 2.13’de valf kaldırma yüksekliklerinin profilini gösterilmiştir (Xin, 2011).



Şekil 2.13 Valf kaldırma yüksekliği profili (Xin, 2011)

BÖLÜM ÜÇ

DİZEL MOTORLARDA YANMA TERMODİNAMIĞI

Silindir içerisindeki hava- yakıt karışımının yanması, egzoz gazı salım miktarları, verim ve güç gibi değişkenler yanma sürecinin verimi hakkında bilgi sahibi olmamızı sağlayan en önemli motor parametreleridir. Yanma olayının arka planında gerçekleşen olayları tahmin edebilmek için motor operasyonları ve kimyasal olayların bilinmesi gerekmektedir. Bu bölümde dizel motorlarda kullanılan yakıt özellikleri ve yanmanın kimyasına odaklanılmıştır (Heywood, 1988).

3.1 Yakıtlar

Yakıt ve oksitleyici madde, yanma prosesinin gerçekleşebilmesi için gerekli ve olmazsa olmaz iki bileşendir. Yakıtlar, bir oksitleyici madde ile kimyasal reaksiyona girdiklerinde çevrelerine ısı yayabilen maddeler olarak sınıflandırılmaktadır. Pratik uygulamalarda, yakıtlar bol ve ucuz olmalarının yanı sıra uluslararası denizcilik sözleşmeleri (IMO) gibi kuruluşların düzenlemelerine de uygun olmalıdır. Günümüzde kullanılan yakıtların çoğu yenilenemeyen fosil kaynaklardan üretilmektedir. Kullanılan fosil yakıtlar, bol miktarda karbondioksit emisyonlarının açığa çıkmasına sebep olduğundan dolayı küresel ısınmaya neden olmaktadır. Bu yüzden, yakıtların çevreye verdiği zararları en aza indirebilmek amacıyla yakıtların biokütlelerden ya da yenilenebilir potansiyele sahip alternatif fosil yakıtlardan üretilmesi gerekmektedir (McAllister, Chen ve Pello, 2011).

3.1.1 Dizel Yakıtlar

Dizel yakıtlar, dizel makineler için geleneksel yakıtlardır. Benzinli motorlarla karşılaştırıldığında, dizel motorlarda yakıt, doğrudan yüksek sıcaklık ve basınçta silindir içerisine püskürtülmektedir. Dolayısıyla, yakıtın silindir içerisinde verimli bir şekilde yanabilmesi önemli bir kriterdir. Dizel yakıtların kalitesini etkileyen belli başlı kriterler vardır. Bunlar kısaca izel yakıtın, setan sayısı, kaynama noktası, dar yoğunluk ve viskoz dağılımıdır.

Dizel yakıtlarda setan sayısı, yakıtın yanma kalitesinin en güçlü göstergesidir. Setan sayısı ayrıca alternatif bir yakıtın, dizel motorlarda kullanılıp kullanılmayacağını belirlemesi konusu birincil belirleyici faktördür. Kolayca alevlenebilen n-hexadecanda setan sayısı 100 iken, düşük alevlenen metil naftalin'in setan sayısı sıfırdır (Bae ve Kim, 2016).

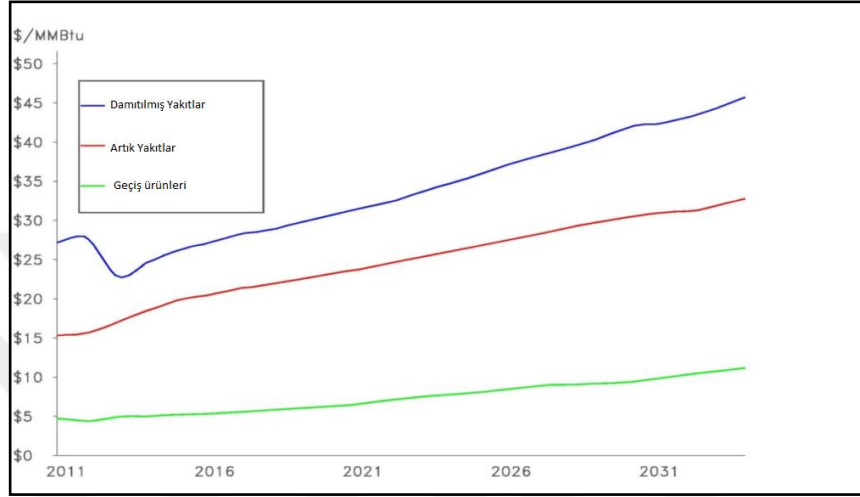
Dizel yakıtların yoğunluğu, yanmanın verimli gerçekleşebilmesi için uygun aralıklarda olmalıdır. Optimum değerinin üzerine çıkması durumunda, yakıt partiküllerinin atomlu yapılarından dolayı kötü yanma ile gerçekleşmektedir. Yakıt enjektör nozulları, açığa çıkan küllerin ana sebebidir. Yüksek yakıt yoğunluğu, püskürtme konik açısını azaltarak, kötü yanmaya neden olmaktadır.

Dizel yakıtların viskozitesi, yakıtın silindir içerisine pompalanmasını, sızıntılara neden olmasını ve püskürtülmesi gibi karakteristiklerini etkilemektedir. Yakıtın viskozitesi optimum değerden yüksek ise püskürtme sisteminin gerektirdiği güç miktarı da artmaktadır. Ayrıca yakıtın püskürtme açısının azalması, karışım proseslerinin formunu da etkilemektedir. Viskozite değeri, optimum değerden daha az ise yakıtın enjektör pompalarında, yakıt sızıntılar olmaktadır (Babu ve Subramanian, 2013).

Sülfür oranı, dizel motorlarda kullanılan yakıtlar için egzoz gazları ile birlikte atmosfere salınan en temel kirlilik bileşenlerindendir. Geleneksel düzenlemeler dizel yakıtların sülfür oranını ağır sülfür için 5000 ppm miktarı ile sınırlandırırken, 1990'lı yıllarda 500 ppm sülfür oranı ile sınırlandırmıştır ve 2000'li yıllardan sonra ultra düşük sülfürlü yakıt olarak, maksimum 15 ppm sülfür oranı ile sınırlandırmışlardır. Sıfır sülfür oranı olarak adlandırılan dizeller, içerisinde 10 ppm'den daha az miktarda sülfür bulunduran yakıtlardır. Yakıtlarda, sülfürün miktarının az olması, bu yakıtlarla çalışan motorların atmosfere olan zararını azaltarak asit yağmurlarına olan etkiyi azaltmaktadır (Curley, 2012).

3.1.2 Alternatif Yakıtlar

Gemi gibi büyük güç ihtiyacı olan araçlar motorlarında alternatif olarak kullanılan üç tip yakıt vardır. Bunlar damıtılmış yakıtlarının, artık yakıtlar ve geçiş yakıtlarıdır. 2035 yılına kadar bu yakıtların ortalama fiyatları Şekil 3.1’de verilmiştir



Şekil 3.1 Deniz tipi yakıt fiyatları (Babu ve Subramanian, 2013)

Bu yakıtlar gemilerde yaygın olarak sırasıyla, gaz yakıtlar, sıvı yakıtlar ve deniz tipi dizel yakıtlardır. Bu yakıtlar dışında deniz taşıtlarında alternatif yakıt olarak; biyodizeller, alkoller ve gaz yakıtlar kullanılmaktadır (Babu ve Subramanian, 2013).

Biyodizeller ilk olarak 1893 yılında Rudolph diesel tarafından kullanılmıştır. Biyodizellerin motorlarda kullanımı, Bitkisel yağların kullanımı ile başlamış ve pek çok konu üzerinde 100 yılı aşkın süredir de çalışılmaktadır. Bitkisel yağlar biyodizel ürünler için temel hammaddedir. Biyodizel üretimi için uygun ham maddenin seçimi, biyodizel üretim maliyetinin yaklaşık %75’ini oluşturmaktadır. En yaygın yenilenebilir yağ kaynakları: Fıstık yağı, soya fasulyesi yağı, ayçiçeği yağı, aspir, mısır yağı, pirinç kepeği yağı, palmye yağı, hindistancevizi yağı, kızartılmış yağ, zeytinyağı, kolza yağı, Hint yağı, süt tohumu yağı ve ayçiçeği yağı, buğday ve yenilenemeyen yağ kaynağı olarak: pamuk çekirdeği yağı, tütün, kayısı çekirdeği gibi bitkisel yağlardan elde edilmektedir. Bu bitkisel yağlar yüksek viskozite değerlerine sahip olduğundan dolayı doğrudan dizel motorlarda yakıt olarak kullanılamamaktadır.

Biyodizeller, dizel yakıtlarla karşılaştırıldığında yanma sonucu egzoz gazları ile atmosfere salınan CO₂, CO, SO₂ ve HC gibi zararlı gaz ve PM miktarlarının azalması, kolay üretilmesi, daha iyi performans vermesi, rafine edilmemesi, kullanılacak motorun bu yakıt türüne göre parçalarının değiştirilmemesi belli başlı faydaları arasında gösterilmektedir. Bu faydaların yanında bazı dezavantajları da vardır. Çevreye dizel yakıtlardan daha fazla NO_x emisyon salması, bitkisel yağların kimyasal yapısından ve büyük moleküler kütlesinden dolayı yüksek viskoziteye sahip olması, dizel yakıtlara oranla düşük güç ve performans miktarında azalmalara neden olmasıdır (Mahmudul ve diğerleri, 2017).

Alkoller, yaygın olarak dizel motorlarda dizel yakıtlarla belirli oranlarda karıştırılarak kullanılmaktadır. Yakıt olarak kullanılan en önemli alkol türleri etanol ve metanoldür. Alkollerin dizel yakıtlarla karıştırılıp yakıt olarak kullanılması, bu yakıtın yenilenebilir kaynak tabanlı, oksitleyici özelliği ve kullanıldığında PM emisyonlarını önemli ölçüde azaltmasından kaynaklıdır. Dizel yakıtlarla karşılaştırıldığında, alkollerin buharlaşma gizli ısı ve kendiliğinden tutuşma sıcaklığı yüksektir ve karbon sayısının artmasıyla azalır. Oktan sayısı çok düşüktür ve karbon moleküllerinin sayısı ile artmaktadır. Dolayısıyla, yanma için yüksek karbonlu alkoller ile düşük buharlaşma gizli ısıya sahip alkollerin kullanımı düşünülmemektedir. Tablo 3.1’de gösterildiği üzere diğer alkoller ile karşılaştırıldığında etanol ve metanol gibi bazı alkollerin belirtilen kimyasal özelliklerinden dolayı dizel yakıtlarla belirli oranlarda karıştırılması sonucunda yanma sırasında oluşan zararlı gazların miktarını azalttığı görülmüştür. Alkoller, belirtilen özelliklerinden dolayı yakıt karışımlarında alternatif kaynak olarak tercih edilmektedir. Etanol ve metanol gibi alkoller ayrıca düşük fiyatlarından dolayı diğer alkollere göre daha fazla tercih edilmektedir (Geng, Cao, Tan ve Wei, 2016).

Tablo 3.1 Dizel yakıt özellikleri ile bazı alkollerin özelliklerinin karşılaştırılması (Geng ve diğerleri, 2016)

Özellik	Yakıt türü				
	Dizel	Metanol	Etanol	Propanol	Pentanol
Kimyasal formül	$C_nH_{2n} - C_nH_{2n+2}$ $n=13-17$	CH_3OH	C_2H_5OH	C_3H_7OH	$C_5H_{11}OH$
Yoğunluk (kg/m ³)	837	791,3	789,3	803,7	814,8
Oksijen (%)	0	49,93	34,73	26,62	18,15
Mol ağırlığı (g/mol)	197,21	32,04	46,07	60,10	88,15
Alt ısı değeri (MJ/kg)	42,65	20,08	26,83	29,82	32,16
Oktan sayısı	45-50	2	11	12	20
Kaynama noktası (°C)	210-235	65	79	97	138
Tutuşma sıcaklığı (°C)	254	385	363	350	300
Buharlaşma gizli ısısı (kJ/kg)	375	1162,64	918,42	727,88	308,05

3.1.2.1 Metanol ve Etanol

Etanol, oktan sayısının az olması nedeniyle, benzinin yerine geçmeye en uygun yakıttır. Etanol, dizel yakıtlarda var olan kükürt, kanserojen maddeler ve ağır metaller içermemesinden dolayı egzoz gazı emisyonlarında olumlu etki etmektedir (Ejder, 2007; Duzcan, 2017).

Metanol, yüksek oktan sayısına sahip olmasına karşın, az miktarda setan sayısına sahiptir. Dolayısıyla metanol yakıtların dizel yakıtlarla karıştırılmasında birtakım sorunlar ortaya çıkmaktadır. Bu yakıtların kendi kendine tutuşma direnci yüksek olduğundan dolayı, BAM tipi motorlarda rahatlıkla kullanılmaktadır (Ejder, 2007; Düzcan, 2017).

3.2 Yanma Termodinamiği

Yanma, ateşin bulunması ile kullanılan insanlık tarihinin en eski teknolojilerindendir. Günümüzde, dünya üzerinde ısıtma, güç üretimi, trafik gibi alanlarda kullanılan enerji ihtiyacının yaklaşık %90'ı yanma tarafından sağlanmaktadır. Bu yüzden, dünya genelinde yanma prosesleri üzerinde çok ciddi çalışmalar yapılmaktadır (Warnatz, Maas ve Dibble, 2006).

Geçmişte yanma araştırmaları, yakıtların yanma odasında meydana gelen kimyasal tepkimeler sonucunda açığa çıkan ısı, akışkanlar mekaniği ile doğrudan yapılmaktaydı. Bu açığa çıkan ısı, sıklıkla sonsuz hızlı kimyasal reaksiyonlarla termodinamiğin yardımıyla açıklanmaktaydı. Bu yaklaşım, sabit yanma prosesleri için kullanışlı olmasına rağmen, emisyon ve arıtma yöntemlerini açıklamada yeterli olamamıştır. Ancak emisyonlar, fosil yakıtların yanması süresince, günümüzde ve de gelecekte de temel araştırma konusu olarak devam edecektir. Bu gelişmeler yanma termodinamiğinde kimyasal reaksiyonları, yanma sırasındaki akış özelliklerinin incelenmesini, yoğunluk değişimi, ısı salınımının beraberinde getirdiği türbülans potansiyeli gibi çalışmaların yapılmasını da beraberinde getirmiştir (Warnatz ve diğerleri, 2006).

3.2.1 Karışımların Özellikleri

Saf maddelerin termodinamik özellikleri başlıca iç enerji (u), entalpi (h) ve sabit basınç değerinde spesifik ısı (c_p) gibi özellikler ile tanımlanabilir. Yanma sistemlerinde karışımların termodinamik özellikleri, karışımı oluşturan her bir gazın özelliklerinin birleşimi şeklinde ifade edilmektedir. İdeal gaz kanununa göre gaz karışımları, her gaz bileşeninin karışım içerisindeki ilişkilerine izin vermektedir. Karışım içerisindeki K tane farklı gaz karışımının toplam kütlesi, her bir gazın kütlesinin ayrı ayrı toplamı ile ifade edilmektedir.

$$m = \sum_{i=1}^K m_i \quad (3.1)$$

Burada m_i , i. Gazın m kütlesi olup karışımın toplam mol sayısı N ise;

$$N = \sum_{i=1}^K N_i \quad (3.2)$$

Şeklindedir. Burada N_i , sistemdeki i. gazın mol sayısını göstermektedir. Toplam sistem içerisindeki herhangi bir kimyasal türünün kütleli kesri y_i , ve mol kesri x_i ise Aşağıdaki biçimde tanımlanır:

$$y_i = \frac{m_i}{m} \quad \text{ve} \quad x_i = \frac{N_i}{N} \quad (3.3)$$

Burada $i=1,2,\dots,K$ olarak tanımlanmaktadır.

$$\sum_{i=1}^K y_i = 1 \quad \sum_{i=1}^K x_i = 1 \quad (3.4)$$

Dalton'un eklemeli basınç kanunundan ve Amagat'ın eklemeli hacim kanunlarından ideal gaz denklemleri ile birlikte karışım içerisindeki herhangi bir gazın mol kesri, türlerin kısmi basınçları türünden de bulunabilir.

$$x_i = \frac{p_i}{p} = \frac{N_i v_i}{N v} \quad (3.5)$$

Verilen denklemde p_i , herhangi bir i türünün karışımındaki kısmi basıncı ve p gaz karışımının toplam basıncını ifade etmektedir. v_i herhangi bir i türünün karışım içerisindeki hacimsel yoğunluğu ve v toplam karışımın hacmidir. Yanma proseslerinde karışımın ortalama tam özellikleri ya molar ya da kütle tabanı kullanılarak bulunabilir. Bu ifadeler ile birlikte yanma proseslerinde kullanılan iç enerji u , entalpi h ve özgül ısı değeri c_p mol kesri cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilmektedir (McAllister ve diğerleri, 2011)

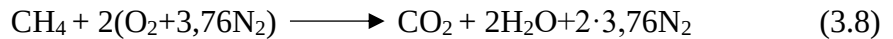
$$u = \sum_{i=1}^K y_i u_i \quad h = \sum_{i=1}^K y_i h_i \quad c_p = \sum_{i=1}^K y_i c_{pi} \quad (3.6)$$

3.2.2 Yanma Stokiyometrisi

Yanma stokiyometrisi, karbon ve hidrojen yanma prosesinde, yakıtın tamamen yanması sonucunda ürün olarak sadece karbondioksit ve su oluşuyorsa, bu yanma tipine stokiyometrik yanma denir. Bu reaksiyonlar, farklı yanma ürünlerinin meydana gelebileceği reaksiyonlar için bir referans olarak kullanılabilir. Yanma stokiyometrisi, hava-yakıt yanmalarından kaynaklanan ürün bileşenlerini kapsamaktadır. Eğer karışım zengin karışım ise ve yakıt ile yeteri derecede olmayan oksijen tepkimeye girer ise ve yanma ürünleri olarak karbondioksit ve suyun yanı sıra karbon monoksit (CO) ve Hidrojen (H₂) oluşmaktadır. Fakir karışım ise oksijen ile yeterli derecede olmayan yakıt tepkimeye girmektedir ve yanma ürünleri içerisinde yanmamış oksijen bulunmaktadır (Ferguson ve Kirkpatrick, 2016). Hava ile yanmada tepkime denklemi;



Burada $(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2})$ yakıtın her bir mol sayısına karşılık reaksiyona giren O₂'nin mol sayısını ifade etmektedir. N₂ tepkimeye girmeyen, değişmeden kalan azot miktarıdır. Ayrıca, 3,76N₂ yanma reaksiyonlarında havada bir mol O₂ atomuna karşılık 3,76 mol N₂ atomu vardır. Örneğin bir mol metan gazının (CH₄), hava ile stokiyometrik olarak yanması ile oluşacak kimyasal denklem ve ürünler aşağıda verilmiştir (Gupta, 2009).



3.2.3 Yanma Proseslerinde Hava Yakıt Oranı

Tüm yanmalar için hava yakıt oranı teorik olarak aynı olup, bu stokiyometrik yanma olarak tanımlanmaktadır. Ancak pratikte, yakıtlar stokiyometrik oranlardan farklı miktarlarda yanma proseslerinde yanmaktadırlar. Gerçek yanma proseslerinde hava yakıt oranı (ϕ) olarak tanımlanmakta ve bu değer gerçek yanma prosesindeki yakıt hava oranının (Y/H)_g stokiyometrik yakıt hava (Y/H)_s oranına bölümü ile bulunmaktadır.

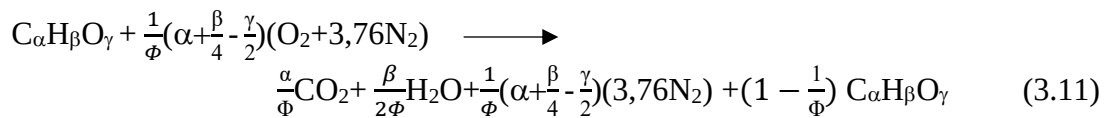
$$\phi = \frac{(Y/H)_g}{(Y/H)_s} = \frac{(H/Y)_s}{(H/Y)_g} \quad (3.9)$$

Hava fazlalık katsayısı (λ), karışımın özelliğini belirleyen en önemli parametrelerden biridir. Eğer karışımda hava fazlalık katsayısı birden büyük ise karışım fakir karışım, birden küçükse ise zengin karışım, 1'e eşit ise stokiyometrik karışım olarak adlandırılmaktadır.

$$\lambda = \frac{1}{\phi} = \frac{(H/Y)_g}{(H/Y)_s} \quad (3.10)$$

- Fakir karışım için, $\phi < 1$, $\lambda > 1$
- Stokiyometrik karışım için, $\phi = 1$, $\lambda = 1$
- Zengin karışım için, $\phi > 1$, $\lambda < 1$

Hava yakıt oranı ayrıca stokiyometrik yanmada kütleler arasındaki ilişkiyi de ifade eder. Zengin bir yanma için ($\phi > 1$), yanma sonucu oluşacak ürünler arasında CO, yanmamış yakıt ve yakıtın değişik formlarından oluşabilecek diğer kimyasallar olabilir. Eğer yanma prosesinde belirtildiği üzere yanmamış yakıt var ise oluşabilecek yanma reaksiyonu aşağıdaki gibi olacaktır (McAllister ve diğerleri, 2011).



3.2.4 Oluşum Entalpisi

Yanma proseslerinde ürün oluşumunun sağlanabilmesi için yanma tepkimesine giren kimyasallar tükenir ve ısı açığa çıkar. Bu enerji reaksiyona giren maddeler arasındaki bağların kopmasından ve ürün oluşmasından kaynaklanmaktadır. Yanma prosesleri genellikle referans noktası 298,16 K (25 °C) için entalpi tanımlanmaktadır. Dolayısıyla yanma reaksiyonlarında yer alan tüm maddeler kimyasal potansiyellerinden kaynaklı bir enerjiye sahiptirler. Kimyasal maddelerin sahip oldukları bu enerji, oluşum entalpisi olarak tanımlanmaktadır. Kimyasal reaksiyon

süresince, bazı kimyasal bağlar kopar ve yeni kimyasal bağlar oluşur. Kimyasal enerjinin bu bağlar ile ilişkisi genellikle farklıdır. Belirtilen referans sıcaklıklarındaki kimyasal reaksiyonlardan dolayı oluşan enerji seviyesi oluşum entalpisi olarak tanımlanmaktadır. Bu tanımlamalarda sıcaklık sabit olduğundan, oluşum entalpisi her bir molekül reaksiyonu için tek bir referans değeri vermektedir. Dolayısıyla gerçekleşen yanma prosesindeki moleküllerin entalpisi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Çoban, 2017).

$$h_i = \Delta h_{si} + \Delta h_{f,i}^{\circ} \quad (3.12)$$

Burada $\Delta h_{f,i}^{\circ}$ oluşum entalpisi, h_i kimyasal reaksiyonlarda kullanılan toplam entalpi değeridir ve Δh_{si} duyulur entalpi olup aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\Delta h_{si} = \int_{T_0}^T C_p(T) dT \quad (3.13)$$

Verilen denklemde T_0 sıcaklığı standart (25 °C) ve C_p değeri her bir maddenin bir molünün sabit basınçta özgül ısısını belirtmektedir. Tablo 3.2’de yaygın olarak kullanılan yanma türlerinin oluşum entalpisi verilmiştir (McAllister ve diğerleri, 2011).

Tablo 3.2 Bazı kimyasal maddelerin oluşum entalpileri (McAllister ve diğerleri, 2011)

Türler	$\Delta h^{\circ}(\text{MJ/kmol})$		Türler	$\Delta h^{\circ}(\text{MJ/kmol})$
H ₂ O(g)	-241,83		H	217,99
CO ₂ (g)	-393,52		N	472,79
CO(g)	-110,53		NO	90,29
CH ₄ (g)	-74,87		NO ₂	33,10
C ₃ H ₈ (g)	-104,71		O	249,19
C ₇ H ₁₆ (g)	-224,23		OH	39,46
C ₈ H ₁₈ (g)	-259,25		C	715,00
CH ₃ OH(g)	-201,54		C ₂ H ₂	226,73
CH ₃ OH(l)	-238,43		C ₂ H ₄	52,28
C ₂ H ₆ O(g)	-235,12		C ₂ H ₆	-84,68
C ₂ H ₆ O(l)	-277,02		C ₄ H ₁₀	-126,15

3.2.5 Yanma Entalpisi ve Isıl Değerler

Yanma entalpisi (ΔH), verilen herhangi bir sıcaklık ve basınç değerinde bir mol yakıtın tamamen yanması sırasında, yanma tepkimesine giren maddeler ile yanma sonucu oluşan maddelerin entalpi değerleri arasındaki fark olarak tanımlanmaktadır (Gupta, 2009).

$$\Delta H = H_{\text{Ü}} - H_{\text{G}} = \sum_i N_{i,\text{Ü}} (\Delta h_{i^\circ,\text{Ü}} + \Delta h_{si^\circ,\text{Ü}}) - \sum_i N_{i,\text{G}} (\Delta h_{i^\circ,\text{G}} + \Delta h_{si^\circ,\text{G}}) \quad (3.14)$$

Verilen denklemde N_i , reaksiyona giren her bir maddenin mol sayısını vermektedir. Yanma sonucu oluşan ürünler tepkimeye giren maddelerle aynı koşullarda soğutulduğunda, sabit basınç koşullarında tepkimeye giren maddelerden çevreye olan ısı transferi miktarı ısııl değer olarak tanımlanmaktadır (McAllister ve diğerleri, 2011).

Yakıtın ısııl değeri ya da kalorifik değeri, yanma tepkimesinin yanma entalpisinin tersi işaretli değerine eşittir. Isıl değer pozitif değerlidir. Isıl değerin, yanma ürünlerindeki suyun fazına bağlı olarak iki tipi vardır. Yüksek ısııl değer (HHV) 25°C referans sıcaklığında tüm su buharlarının sıvılaştığı sırada ölçülen yüksek ısııl değeri olarak tanımlanır. Eğer su buhar fazında ise, düşük sıcaklık değeri (LHV) olarak tanımlanır. Ayrıca bu iki ısııl değer arasındaki ilişki aşağıda verilmiştir (Gupta, 2009).

$$\text{HHV} = \frac{-\Delta H}{N_{\text{fuel}} M_{\text{fuel}}} \quad (3.15)$$

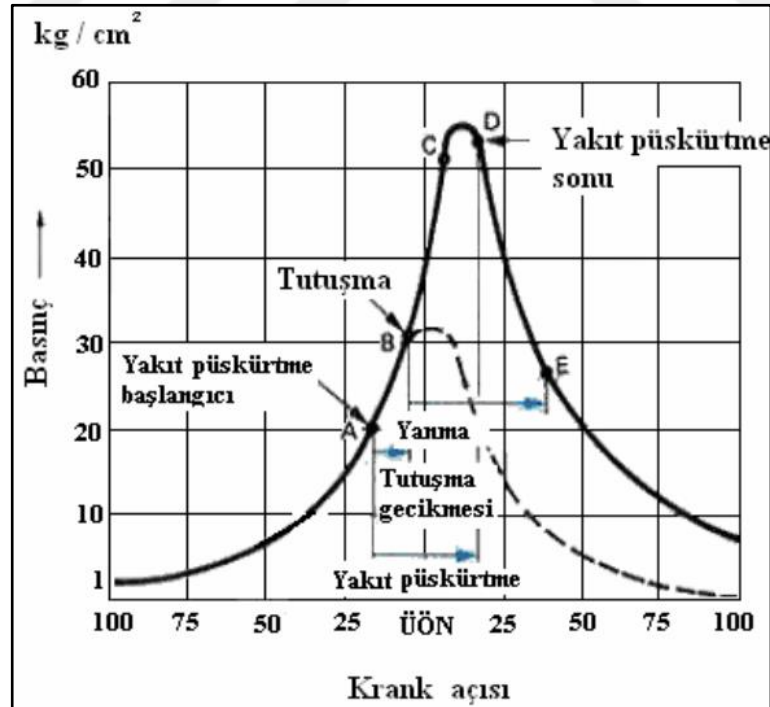
$$\text{LHV} = \text{HHV} - \frac{N_{\text{H}_2\text{O}} M_{\text{H}_2\text{O}} h_{\text{fg}}}{N_{\text{fuel}} M_{\text{fuel}}} \quad (3.16)$$

Burada $N_{\text{H}_2\text{O}}$ ürünlerdeki suyun mol sayısıdır. Suyun referans noktada ki gizli ısııl değeri $h_{\text{fg}} = 2,44 \text{ MJ/kg} = 43,92 \text{ MJ/kmol}$. Yanma literatüründe LHV normalde entalpi ya da yanma ısıısı olarak tanımlanır ve pozitifdir (McAllister ve Diğerleri, 2011).

3.2.6 Yanma Prosesi

İçten yanmalı motorlarda hava, yanma odası içerisine gönderilirken herhangi bir engel ile karşılaşmaz ve dolayısıyla silindir içerisini tam doldurur. Dizel motorlarda sıkıştırma oranı yüksek olduğundan dolayı sıkıştırma prosesi sonunda silindir içerisindeki gaz karışımı sıcaklığı oldukça yüksektir. Dizel motorlarda yakıt üst ölü noktadan yaklaşık 5-10 derece önce püskürtülmeye başlar ve yanma prosesi başlar (Ejder, 2007).

Dizel motorlarda yanma Şekil 3.2’de gösterildiği üzere 4 safhada gerçekleşmektedir. Bunlar tutuşma gecikmesi periyodu, hızlı yanma periyodu, kontrollü yanma periyodu ve art yanma periyodudur. Dizel motorlarında yanma yakıt yanma odasına püskürtülür püskürtülmez gerçekleşmez. Yakıtın ilk olarak sıcak hava ile karşılaşması ile tutuşma arasında belli bir süre vardır. Bu süreye tutuşma gecikmesi denilmektedir. Yanma odasında yakıtın tutuşma gecikmesi, yakıtın cinsine, silindir içerisindeki havanın basıncına, havanın sıcaklığına, girdaba, yakıtın sıcaklığı ve püskürtme basıncı gibi pek çok değişkene bağlıdır.



Şekil 3.2 Silindir içerisindeki basıncın krank açısı ile değişimi (Ejder, 2007)

3.2.7 Adyabatik Alev Sıcaklığı

Yanma sistemlerinin değerlendirilmesi için gerekli temel parametreler dengedeki ürün sıcaklığı ve bileşenleridir. Giren-çıkan ısı dengesinden faydalanarak, yanma alanından ısı kaybı olmadığı kabul edilerek (adyabatik / yalıtık duvarları) yanma sıcaklığına adyabatik alev sıcaklığı denir (Glassman ve Yetter, 2008).

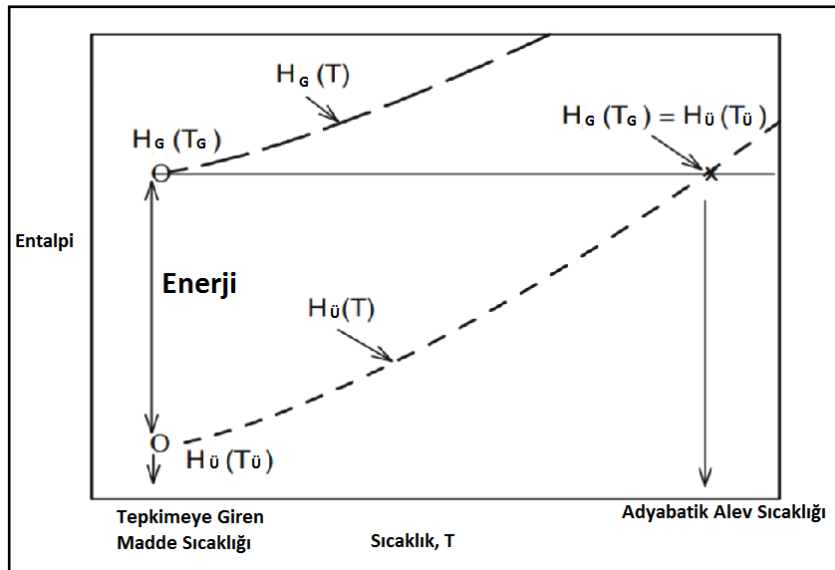
Adyabatik olarak sabit basınç değerleri altında burada kullanılan adyabatik alevlenme sıcaklığını hesaplamak için ideal koşullar altında enerji korunumundan aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$H_{\bar{U}}(T_{\bar{U}}) = H_G(T_G) \quad (3.17)$$

Burada

$$H_{\bar{U}}(T_{\bar{U}}) = \sum_i N_{i,\bar{U}} (\Delta h_{i,\bar{U}}^{\circ} + \Delta h_{si,\bar{U}}) \text{ ve } H_G(T_G) = \sum_i N_{i,G} (\Delta h_{i,G}^{\circ} + \Delta h_{si,G}) \quad (3.18)$$

Şekil 3.3’de belirtilen grafik adyabatik alev sıcaklığının nasıl belirlendiğini açıklamaktadır. İlk tepkime sıcaklığında, tepkime sonucunda oluşan ürünlerin karışımlarının entalpisi tepkimeye giren ürünlerin entalpisinden düşüktür.

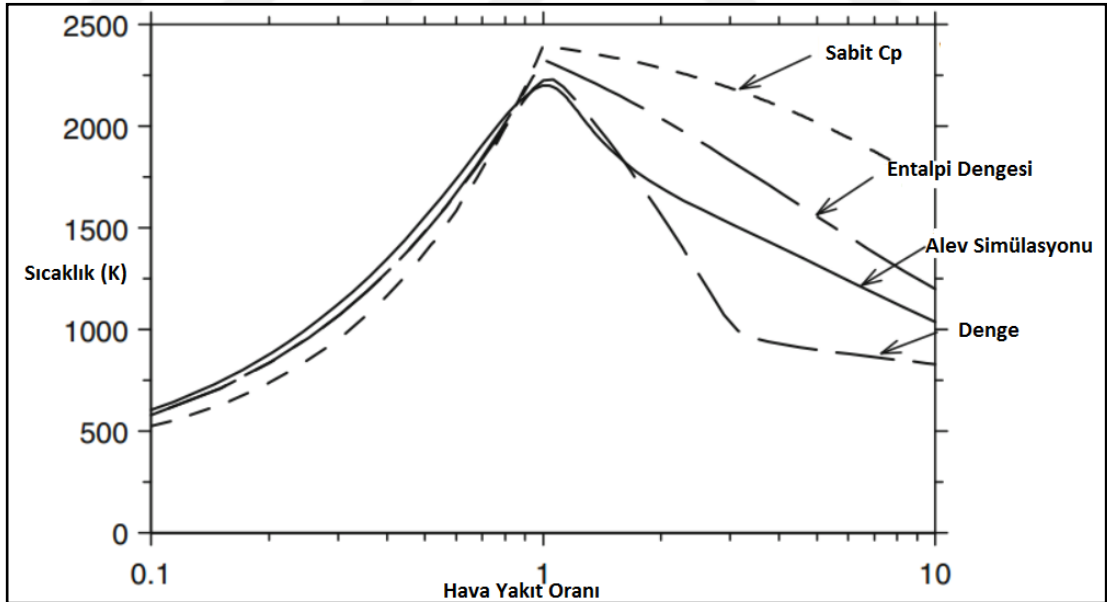


Şekil 3.3 Adyabatik alev sıcaklığı (McAllister ve diğerleri, 2011)

Yanma prosesinden enerji salınımı, ürünlerin ısıtılmasında kullanılır ve böylece $H_U(T_U)=H_G(T_G)$ şartı sağlanmış olur. Tepkimeye giren maddelerin verilen sıcaklığından ürünlerin sıcaklığının (T_U) hesaplanmasında, üç farklı yöntem mevcuttur. Bunlar;

- Ortalama C_p değerinin kullanılması ile
- Sayısal olarak entalpi dengelerinden
- Bilgisayar yazılımları kullanılarak hesaplamalar yapılabilir.

Ortalama C_p metodu ile nümerik entalpi dengesi, tüm yanma prosesi tamamlanmış ise sıcaklığın hızlı ve mantıklı tahmin edilmesinde kullanılabilir. Ancak yüksek sıcaklıklarda ürünlerin ayrıştırılmasında denge durumundaki çözücüler ilk iki yöntemden daha doğru sonuçlar vermektedir. Şekil 3.4’de yukarıda belirtilen üç yaklaşımla denge durumundaki alev sıcaklığının hava yakıt oranlarına göre değişimi farklı yaklaşımları verilmiştir. Bu yaklaşımlar, içerisinde maksimum alev sıcaklığı hava yakıt oranı ($\Phi=1$) içindir (McAllister ve diğerleri, 2011).



Şekil 3.4 Farklı yaklaşımlar ile alev sıcaklığının karşılaştırılması (McAllister ve diğerleri, 2011)

3.3 Kimyasal Kinetik

Yanma proseslerinde alevler yeterince hızlı bir şekilde patlayabilecek kapasitedeki kimyasal karışımlar aracılığı ile yayılmaktadır. Patlama reaksiyonlarının odak noktası olması, kimyasal kinetik olaylarına ilgiyi arttırmıştır. Son zamanlarda yapılan çalışmalar, patlamada gerçekleşen kimyasal reaksiyonların mekanizmaların gelişimleri üzerine olmuştur. Çünkü yanma sonucu oluşan karmaşık kirliliklerin çoğu, durağan gerçekleşen, genellikle düşük sıcaklıklarda gerçekleşen reaksiyonlarda ve yanma adımıyla hemen sonra açığa çıkmaktadır (Glassman ve Yetter, 2008).

Kimyasal reaksiyonlarda oluşan ürünler ya deneysel çalışmalarla ya da zaman, basınç ve sıcaklığın formu olarak belirlenebilir. Bu parametreler değiştiğinde gerçek ürünler de değişebilir. Ürünleri tahmin etmenin bir diğer, yolu kimyasal denge reaksiyonlarını kullanmaktır. Tüm kimyasal sistemler, herhangi bir iç enerji ve kuvvet olmadan enerji seviyesini minimize etme eğilimindedir (Çoban, 2017).

Termodinamik, yanma reaksiyonlarında denge durumunda bilgiler sağlarken, kimyasal kinetik, yanma süresi boyunca sistemin zamana bağlı olarak değişimini incelemektedir. Özellikle kimyasal kinetik reaksiyon ısı açığa çıkma oranı ile üretilen ve tüketilen ürünlerin oranları ile ilgili önemli bilgiler sunmaktadır. Yanma kimyasının diğer kimyasal sistemlerde sıklıkla gözlemlenemeyen iki önemli karakteristiği vardır. Bunlardan birincisi, yanma reaksiyonları yüksek oranda hissedilir sıcaklık oranlarındadır. İkincisi ise, yanma süresince açığa çıkan ısı miktarı fazladır. Açığa çıkan ısı süren yanmalara pozitif geri dönüş sağlar. Kimyasal kinetik akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile ilişkilendirildiğinde, yanma sistemi karakterize edilebilir. Örneğin yanan bir mumun üzerine hava üflendiğinde, fazladan oksijen sunulduğundan alevlenme daha şiddetli olmaktadır (McAllister ve diğerleri, 2011).

Tüm kimyasal reaksiyonlar ister hidrolizle ister asit tabanlı isterse yanma ile olsun, kesinlikle sistem koşullarına bağlı belirli oranlarda meydana gelir. Bu koşulların en önemlisi tepkimeye girenlerin konsantrasyonu, sıcaklığı ve radyasyon etkisidir. Reaksiyonun hızı, tepkimeye giren maddelerin herhangi birinin konsantrasyonu

bakımından ya da herhangi bir ürün cinsinden belirlenebilir. Yani bu oran ya tepkimeye giren ürünlerin konsantrasyonunun azalması, ya da ürünlerin konsantrasyonlarının artması ile ifade edilebilir.

Tersinir bir tek aşamalı bir kimyasal reaksiyonun stokiyometrik ilişkisi aşağıdaki denklem ile ifade edilmektedir (Glassman ve Yetter, 2008).

$$\sum_{j=1}^n v'_j(M_j) \Leftrightarrow \sum_{j=1}^n v''_j(M_j) \quad (3.19)$$

Burada v'_j , tepkimeye giren maddelerin stokiyometrik katsayısı; v_j ' tepkime sonucu oluşan ürünlerin stokiyometrik katsayısı olarak tanımlanmaktadır. M_j ise tüm kimyasal maddelerin keyfi bir özelliğidir. n , kimyasal tepkimeye giren tüm maddelerin tümünün sayısını ifade etmektedir. Reaksiyona giren türlerin stokiyometrik katsayıları eksi işaretli, oluşan ürünlerinki ise artı işaretli olarak tanımlandığından, denklem 3.19'de belirtilen reaksiyon genelleştirilerek aşağıdaki gibi yazılabilir (Merker, Schwarz, Stiesch ve Otto, 2006).

$$\sum_{j=1}^n v_j(M_j)=0 \quad (3.20)$$

Çoğu kimyasal reaksiyonun hızı, iki türün etkileşerek reaksiyona girme kapasiteleri tarafından tayin edilmektedir. Bundan dolayı çoğu temel reaksiyon ikinci derecedendir. İkinci derece bir kimyasal tepkime azot atomlarının oksijen ile tepkimesi denklem 3.21'de verilmiştir (Glassman ve Yetter, 2008).



Bir sistemin kimyasal denge içerisinde olup olmadığı, sıcaklık ve basınç gibi sistem koşullarının zaman ölçekleri ile karşılaştırılan kimyasal reaksiyonların kontrollerinin zamanla denge durumunda olup olmamasına bağlıdır. Motorlarda kimyasal proses genellikle dengede değildir. Dengede olmayan yanma reaksiyonlarının en önemli örnekleri, yakıtın okside olduğu alev reaksiyonu bölgesi ve hava kirlilik formunun olduğu mekanizmalardır. Dengede olmayan prosesler, tepkimeye giren maddelerin

ürünlere dönüştüğü gerçek kimyasal proseslerin hızı tarafından kontrol edilir. Bu oran, kimyasal tepkimede giren maddelerin konsantrasyonuna, sıcaklığına ve herhangi bir katalizör kullanılıp kullanılmadığına bağlıdır (Heywood, 1988).

Temel bir reaksiyonun kimyasal ifadesi aşağıdaki gibi ifade edilebilir. Verilen denklemde a, b, c, d sırasıyla stokiyometrik katsayılarıdır (McAllister ve diğerleri, 2011).



a, b, c, d'nin değeri içerdikleri temel reaksiyonda büyük olasılıkla iki molekülden çok olmamak üzere bir veya ikidir. Bir kimyasal reaksiyonun karşılık gelen hız genellikle kütlenin korunumu kanununu referans göstererek aşağıda belirtilen ampirik formülle ifade edilir (McAllister ve diğerleri, 2011).

$$Q_{rxn}=k[A]^a[B]^b \quad (3.23)$$

Denklemde ifade edilen reaksiyon hızı, tepkime giren ürünlerin konsantrasyonları ile doğru orantılıdır. Belirtilen k değeri reaksiyon hız sabiti olarak tanımlanmaktadır ve aşağıda arrhenius denklemi ile ifade edilir (Heywood, 1988).

$$k=A \exp\left(-\frac{E_A}{RT}\right) \quad (3.24)$$

Burada A, frekans ya da frekans faktörü olarak tanımlanır ve sıcaklığın fonksiyonu olabilir. E_A , aktivasyon enerjisi. Boltzmann faktörü $\exp\left(-\frac{E_A}{RT}\right)$, reaksiyonun gerçekleşmesi için gerekli enerji E_A 'dan daha büyük tüm reaksiyonların oranı olarak tanımlanabilir. Aşağıda Tablo 3.3'de bazı kimyasal maddeler için A, E_A , a ve b değerleri verilmiştir (Heywood, 1988).

Tablo 3.3 Bazı yakıtlar için reaksiyon hız sabitleri (McAllister ve diğerleri, 2011)

Yakıt	A ₀	E _A (kcal/mol)	a	b
CH ₄	8,3 10 ⁵	30	-0,3	1,3
C ₂ H ₆	1,1 10 ¹²	30	0,1	1,65
C ₃ H ₈	8,6 10 ¹¹	30	0,1	1,65
C ₄ H ₁₀	7,4 10 ¹¹	30	0,15	1,6
C ₅ H ₁₂	6,4 10 ¹¹	30	0,25	1,5
C ₆ H ₁₄	5,7 10 ¹¹	30	0,25	1,5
C ₇ H ₁₆	5,1 10 ¹¹	30	0,25	1,5
C ₈ H ₁₈	4,6 10 ¹¹	30	0,25	1,5
C ₉ H ₂₀	4,2 10 ¹¹	30	0,25	1,5
C ₁₀ H ₂₂	3,8 10 ¹¹	30	0,25	1,5
CH ₃ OH	3,2 10 ¹¹	30	0,25	1,5
C ₂ H ₅ OH	1,5 10 ¹²	30	0,15	1,6
C ₆ H ₆	2,0 10 ¹¹	30	-0,1	1,85
C ₇ H ₈	1,6 10 ¹¹	30	-0,1	1,85

Çözümlerin derecesini belirlemek için, kimyasal reaksiyonlardaki kimyasal dengenin çalışılması gerekmektedir. Bir reaksiyon ilerledikçe bazı ürünler ayrışır. Tepkime kimyasal dengeye eriştiğinde reaksiyon ilerlemesi her iki yönlüdür. Dolayısıyla hem tepkimeye giren maddelerde hem de ürünlerde net bir değişim olmaz. Aşağıda 3.25’de verilen denkleme göre reaksiyonun denge sabiti aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Gupta, 2009).

$$K_p = \frac{p_c^c p_D^d}{p_A^a p_B^b} \quad (3.25)$$

Burada p_A, p_B, p_C ve p_D bileşenlerin kısmi basıncını belirtmektedir. K_p, karışımda başlangıçta verilen çeşitli türlerin miktarına bağlı değildir. Denge sabiti (K_p), verilen bir reaksiyon için dengede bulunan gaz karışımlarının çeşitli sıcaklıklarda analizi yapılarak ölçülmektedir (Gupta, 2009).

3.4 Salımlar

Fosil yakıtların yanmasından kaynaklı emisyonlar çevreyi ve toplum sağlığını ciddi bir şekilde etkilemesinden dolayı endişe kaynağı oluşturmaktadır. Temel yanma ürünleri, karbondioksit (CO₂) ve sudur (H₂O). Sera etkisi ve potansiyel yerel kül çevreyi etkilemektedir. Her iki ürün de fosil yakıtların yanması ile doğrudan ilişkilidir ve bu maddelerin salım miktarları ya yakıtın değişimi ile ya da egzoz gazlarını arıtma

teknikleri ile azaltılabilir. Yanmadan kaynaklı diğer büyük yanma ürünleri ikincil ürünlerdir ve karbon monoksit (CO), yanmamış hidrokarbonlar (HC), küller, nitrik asitler (NO_x), sülfür oksitler (SO_x) ve metal oksitlerdir. Emisyonlardan kaynaklı kirlilik insanlarda ve hayvanlarda sağlık problemlerine neden olmanın yanı sıra, asit yağmurlarına da neden olmaktadır (McAllister ve diğerleri, 2011).

3.4.1 Azot Oksidasyonu (NO_x)

Azot oksitler (NO_x), yanma prosesi süresince yanma odasında N₂ ve O₂ gibi maddelerin atomik parçalara ve alt parçalara ayrıştırılamaması sonucu oluşan kimyasal bileşenlerdir. Azot oksitlerin oluşumunu, hava fazlalık katsayısı, ateşleme zamanlaması, makine hızı ve manifold basıncı gibi makine operasyon parametreleri etkilemektedir. NO_x emisyonları oluşumu yanma odası içerisindeki yüksek sıcaklığa bağlıdır. Azot oksitler NO ve NO₂ den oluşmaktadır. (Ferguson ve Kirkpatrick, 2016).

Yanma proseslerinde azot oksit emisyonlarının tanımlanmasında kullanılan Zeldovich mekanizması, bu kimyasal bileşiklerin oluşumunu en iyi şekilde ifade etmektedir. Bu mekanizma, makine koşulları için azot oksit ürünlerinin büyük bir bölümü için temel kimyasal adımları sunmaktadır. Nitrik asit oluşumu ve yıkımı için asit oluşumu üzerinde son yıllarda pek çok çalışma yapılmaktadır. Orijinal Zeldovich mekanizması azot oksit ürünleri için önemli reaksiyonlar ifade etmektedir. Aşağıda belirtilen kimyasal reaksiyonların hızları genellikle yanma hızından yavaş olduğundan, yanma reaksiyonlarının büyük bir bölümünün aşağıda belirtilen adımlardan etkilenmediği varsayılmaktadır. Buna ilaveten N₂, O₂, O, OH ve H moleküllerinin konsantrasyonunun denge durumundaki değerleri olduğu varsayılmaktadır. NO oluşumu için 4 ana yanma prosesi mevcuttur. Termal NO, hızlandırılmış NO, azot oksidasyonu ve yakıt azottur. Aşağıdaki denklemlerde termal NO oluşum mekanizması gösterilmiştir. (Caton, 2016).





Azot oksitler, düşük sıcaklıklarda bir ara ürün olarak sadece alevlenme süresince oluşan CH moleküllerinden hızlı alevlenme süresince oluşmaktadır. Bu oluşumu dolayısı ile NO'lar hızlı NO_x olarak adlandırılmaktadır. Azot oksitlerin CH moleküllerinden oluşma reaksiyonları aşağıdaki gibidir (McAllister ve diğerleri, 2011).



Yüksek basınç altında, azot oksidasyonu, aşağıda belirtilen reaksiyonlarla oluşmaktadır (Caton, 2016).



Kömür ve bazı ağır arıtılmış yakıtlar için azot oksit üretimi mekanizmaları mümkündür. Azot içeren bazı bileşikler yanma esnasında buharlaşarak tepkimeye girip azot oksit oluşturmaktadırlar. Genellikle bu mekanizmalar amonyak (NH₃) ve hidrosiyamik asittir (HCN) (Caton, 2016).

3.4.2 Hidrokarbon Oksidasyonu

Hidrokarbonların yanması sonucunda CO, CO₂ oluşumundan önce orta dereceli geçiş ürünüdür. Yanma sonucu önce CO oluştur ve sonrasında CO tüketilmeye başlar. Yanma proseslerinin sonraki aşamalarında CO'den CO₂ oluşumu meydana gelir ve büyük miktarda ısı açığa çıkar. Karbonmonoksitin karbondioksite dönüşümü "ıslaklık" olarak tanımlanır ve OH kökleri aşağıdaki denklemde gösterildiği üzere birincil reaksiyonu sağlar (McAllister ve diğerleri, 2011).



Verilen denklem dışında CO ürünlerinin bir diğer reaksiyon adımı ile CO₂ oluşturmaktadır. Bu reaksiyonda CO, O₂ ile reaksiyona girmektedir. Bu dönüşüm aşağıdaki denklemde verilmiş olup “kuruluk” olarak tanımlanmaktadır (Stone, 1999).



3.4.1 Kükürt Oksit (SO_x)

Yanma proseslerinde kükürt oksitler SO, SO₂ ve SO₃ formlarından oluşmaktadır. SO₃ su için büyük ilgi göstermektedir. Düşük sıcaklıklarda su ile birleşerek sülfürik asit oluşturmaktadır. Aşağıda kükürt oksit oluşum reaksiyonları verilmiştir. (McAllister ve diğerleri, 2011).



BÖLÜM DÖRT

TEMEL KORUNUM DENKLEMLERİ

Temel olarak içten yanmalı motorlarda yanma ve hava akış dinamiği Navier-Stokes denklemleri tarafından çözümlenmektedir. Modellemelerde kullanılan taşınım denklemleri bir akışın türbülanslı akış olduğunu temsil etmektedir (Abay, 2015).

4.1 Yönetici Denklemler

Dizel makinelerde kullanılan akışın karakteristiği tipik olarak; düzensiz, türbülanslı ve sıkıştırılamazdır. Bu akış matematiksel olarak Navier-Stokes denklemleri tarafından tanımlanmaktadır. Bu denklemler en küçük türbülans girdaplarının moleküllerin ortalama serbest uzunluklarından daha büyük olduğu süreklilik denklemleri mekanizmalarında varsayılmaktadır. Bu denklemler; kütle, momentum ve enerji dengesi denklemlerini ifade etmektedir (Correa, 2000).

4.1.1 Kütlenin Korunumu (Süreklilik Denklemi)

Süreklilik denklemi, kütlenin korunumunu esas almaktadır. Yanma odası içerisindeki keyfi seçilen birim kontrol hacmindeki kütle değişim hızı, kontrol hacmi sınırlarındaki toplam kütle akışına eşittir (Gundmalm, 2009).

Sonsuz küçük bir kontrol hacmi için kütlenin korunumu, belirlenen hacim içerisindeki yoğunluk ve hızın sürekli fonksiyonlar olması dışında başka bir kabul gerektirmediğinden, süreklilik denklemi olarak adlandırılır. Bu durum hacim içerisinde sürekli akış, sürekli olmayan akış, ideal akışkan, sürtünmeli akış, sıkıştırılabilir ya da sıkıştırılamaz olabilir (White, 2004)

Birden fazla gaz türü içeren karışımlarda süreklilik denklemi aşağıdaki denklemlerle ifade edilmiştir (Shi, Ge ve Reitz, 2011).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (4.1)$$

Burada ρ akışkanın yoğunluğu, $\vec{u}$ akışkanın hızı ve ∇ akışkanın Kartezyen koordinatlarda üç boyutlu hareketine bağlı olarak denklem 4.2’de gösterilmiştir.

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} i + \frac{\partial}{\partial y} j + \frac{\partial}{\partial z} k \quad (4.2)$$

4.1.2 Momentum Korunumu

Momentum korunumunu yöneten diferansiyel denklemler verilen herhangi bir yönde ideal akışkanlar için de aynı doğrultuda yazılabilir. Ancak denklemlerde ki karmaşıklık hem kesme hem de normal gerilmeler ve stokes viskozite kanunu düşünüldüğünde Fick’s ve Fourier yasalarındaki denklemlerden daha karmaşıktır (Patankar, 1980).

Yanma sistemlerinde momentum korunum denklemleri reaksiyona tepki vermeyen sistemler ile aynıdır. Yalnızca x yönünde verilen momentum denklemi aşağıdaki gibi ifade edilmektedir (McAllister ve diğerleri, 2011).

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + X \quad (4.3)$$

Burada u hız, μ akışkan vizkozitesi ve X ise x yönündeki cisim kuvvetini ifade etmektedir.

4.1.3 Enerjinin Korunumu

Enerjinin korunumu, enerji denklemleri tarafından kontrol edilmektedir. Bu denklemler iç, kinetik, mekanik ve kimyasal enerji gibi tüm enerji formlarının toplamının birim akışkan hacmindeki değişiminin hızının, sınır koşullardaki iş ve ısı akışın net hızına eşit olmasını doğrulayan termodinamiğin birinci yasasına dayanmaktadır (Gundmalm, 2009).

Newton tipi akışkanlar için, (daimî olmayan, sıkıştırılabilir, sürtünmeli, ısı iletiminin olması gibi) çok genel koşullar altında istisna olarak ısınım ile ısı geçişini ve kimyasal ya da nükleer tepkime sırasında oluşabilecek ısı kaynaklarını ihmal eden enerji denklemi aşağıdaki denklemde verilmiştir (White, 2004).

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho(\nabla \cdot V) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi \quad (4.4)$$

Burada k ısı iletim katsayısı, Φ ise aşağıdaki denklemde ifade edildiği üzere viskoz disipasyon fonksiyonudur.

$$\Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (4.5)$$

4.2 Fiziksel Modeller

Bölüm 4.1 de gösterilen denklemler, karmaşık yanma proseslerinin çözülmesinde yeterli değildir. Fiziksel modeller, bu proseslerinin sayısal çözümünde ve denklemlerin sadeleştirilmesinde gereklidir. Bu bölümde içten yanmalı motorların modern HAD simülasyonlarında kullanılan fiziksel modelleri ele alınmıştır (Shi, Ge ve Reitz, 2011).

Navier-Stokes denklemleri halen matematiksel olarak doğrudan çözülemediği için sayısal yöntemlere başvurulmaktadır. Sayısal olarak bu denklemlerin el ile çözülmesi mümkün olmadığından bilgisayar yardımlarıyla çözülmektedir (Cücen, 2012).

Türbülans, akışkanlar mekaniğinin en zorlu ve tek başına çözülemeyen altı klasik fiziksel modelden birisidir. Türbülans hakkında geniş olarak kabul edilen kavram, Kolmogorov kanunudur. Bu teoriye göre, büyük ölçekli türbülans dalgalanmaları Reynolds gerilimi boyunca ortalama akış tarafından türetilmektedir. Bu büyük dalgalanmalar aynı atalet mekanizmaları boyunca daha küçük ölçekli dalgalanmalara neden olmaktadır (Kolmogorov, 1991; Shi ve diğerleri, 2011).

Navier-Stokes denklemlerinin çözümü esnasında türbülans etkilerinin denklem ile birleştirilmesi ise ayrı bir mühendislik araştırma konusudur. Bu birleştirme işlemi esnasında üç ana metot vardır. Bunlar Reynolds ortalama Navier – Stokes denklemleri (RANS), Large Eddy Simulation (LES) ve Direct Numerical Simulation (DNS)'dir (Cücen, 2012). Tezin bu kısmında sadece RANS türbülans modeli incelenecektir.

4.2.1 Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) Denklemleri

RANS içten yanmalı motorlar için geçmişte ve halen kullanılan en yaygın türbülans modelidir. Diğer türbülans modelleri ile karşılaştırıldığında basit ve etkin matematiksel modelinden dolayı iki modeli yaygın olarak kullanılmaktadır (Shi ve diğerleri, 2011).

Türbülanslı akışın doğası, çok sayıda tesadüfî olayı içermektedir. Navier-Stokes denklemlerin hesaplama zamanını azaltmak ve tam çözümünü bulmak için, denklemleri zaman ortalama ve kararsız bileşenler olarak ikiye ayırabiliriz (Versteeg ve Malalasekera, 2007; Shi ve diğerleri, 2011; Fukuda, 2012).

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \quad (4.6)$$

Burada, Φ herhangi bir bağımlı değişken olmak üzere, $\bar{\Phi}$; ortalama değeri ile Φ' ; değişken durumdaki değerlerinin toplamı olarak ifade edilmektedir. Bu eşitlik süreklilik ve momentum denkleminde yerine konulduğunda zaman ortalama sonuçlar aşağıdaki denklemle elde edilmektedir (Fukuda, 2012).

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \vec{u}) = 0 \quad (4.7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \nabla \cdot \bar{\rho} \vec{u} \vec{u} = \nabla \cdot \bar{p} + \mu \nabla (\text{grad} \vec{u}) \\ + \left[-\frac{\partial}{\partial x} (\bar{\rho} \vec{u}' u') - \frac{\partial}{\partial y} (\bar{\rho} \vec{u}' v') - \frac{\partial}{\partial z} (\bar{\rho} \vec{u}' w') \right] \end{aligned} \quad (4.8)$$

4.2.1.1 Standart k-ε Model

Standart k-ε model iki temel eklentili denklem ile tanımlanmaktadır. Bunlar türbülans kinetik enerji (k) ve bu enerjinin yayılım oranı (ε)'dur. Bu modele ait durum denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilmektedir (Versteeg ve Malalasekera, 2007; Shi ve diğerleri, 2011; Fukuda, 2012).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot \rho k \vec{u} = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad } k \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot \rho \varepsilon \vec{u} = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \text{grad } \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.10)$$

Burada türbülans viskozitesi, μ_t ve türbülans kinetik enerji kaynak terimi G_k aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.11)$$

$$G_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (4.12)$$

Belirli olarak yukarıdaki denklemlerde ifade edilen $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve C_μ model sabitleri ve türbülans prandtl sayıları σ_k ve σ_ε aşağıda Tablo 4.1'de ifade edilmiştir (Shi ve diğerleri, 2011).

Tablo 4.1 Standart k-ε modeli için sabitler (Shi, 2011; Fukuda, 2012)

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε
1,44	1,92	0,09	1	1,3

4.2.1.2 Renormalization Group (RNG) k-ε Modeli

RNG k-ε model, standart k-ε modelden daha çok düzeltilebilir, istatistiksel teknikler kullanılarak düzeltilebilir bir türbülans modelidir. Bu iki model arasındaki temel farklılıklar (Fukuda, 2012);

- Hızla gerilen akışlarda, çözümün doğruluğunu artırmak için dağılma denkleminde ek bir terim kullanılmaktadır.
- Girdaplı akışlarda doğruluğu geliştirilebilir.
- Prandtl sayısı için analitik formül standart k-ε'da kullanılan kabul edilebilir sabitlerle eklenebilir.
- Etkin viskozite, μ_{eff} ayrıca analitik olarak elle düşük reynolds sayılarında analitik olarak türetilebilir.

RNG k-ε model için denklemler aşağıdaki gibi ifade edilmektedir (Shi ve diğerleri, 2011).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot \rho k \vec{u} = \nabla \cdot [\alpha_k \mu_{eff} \text{grad } k] + G_k - \rho \epsilon \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \nabla \cdot \rho \epsilon \vec{u} = \nabla \cdot [\alpha_\epsilon \mu_{eff} \text{grad } \epsilon] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon \quad (4.14)$$

Burada

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.15)$$

$$R_\epsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4.16)$$

$$\eta = S \frac{k}{\epsilon} \quad (4.17)$$

Burada, S, girdap büyüklüğünü ifade etmektedir. Yayılım denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir (Fukuda, 2012).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \nabla \cdot \rho \epsilon \vec{u} = \nabla \cdot [\alpha_\epsilon \mu_{eff} \text{grad } \epsilon] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon}^* \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4.18)$$

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3} \quad (4.19)$$

Belirli olarak yukarıdaki denklemlerde ifade edilen $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve C_μ model sabitleri α_k , α_ε , η_0 ve β sabitleri aşağıda Tablo 4.2’de ifade edilmiştir (Shi ve diğerleri, 2011).

Tablo 4.2 RNG k-ε modeli için sabitler (Shi, 2011; Fukuda, 2012)

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	α_k	α_ε	η_0	β
1,42	1,68	0,0845	1,393	1,393	4,38	0,012

4.2.1.3 Standart k-ω Model

Fluent yazılımının kullandığı, düşük reynolds sayılarındaki akışkan etkisini, sıkıştırılabilirlik ve akışkan kayma kuvvetlerini en iyi şekilde formüle edebilen k-ω türbülans modeli Wilcox (1998) tarafından geliştirilmiştir. Standart k-ω modeli nümerik olarak türbülans kinetik enerji (k) ve özgül yayılım oranı (ω) için taşınım denklemleri temeline dayanmaktadır (Cable, 2009). k-ε modele benzer form denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot \rho k \vec{u} = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad } k \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (4.20)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \nabla \cdot \rho \omega \vec{u} = & \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \text{grad } \omega \right] \\ & + \gamma_1 \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial \vec{u}}{\partial y} \delta_{ij} \right) - \beta_1 \rho \omega^2 \end{aligned} \quad (4.21)$$

Burada türbülans viskozitesi μ_t , aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \quad (4.22)$$

Türbülans kinetik enerji üretim oranı;

$$P_k = (2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial \vec{u}}{\partial y} \delta_{ij}) \quad (4.23)$$

Standart k - ω modelde türbülans prandtl sayısı σ_k ve σ_ω bunun dışında boyutsuz sabitler, γ_1, β^* ve β_1 gibi katsayılarla sahiptir. Belirtilen boyutsuz sayılar Tablo 4.3’de ifade edilmiştir.

Tablo 4.3 Standart k - ω modeli için sabitler (Shi ve diğerleri, 2011; Fukuda, 2012)

α_k	α_ε	γ_1	β^*	β_1
2	2	5,53	0,09	0,075

BÖLÜM BEŞ

DİZEL MOTORUN MODELLENMESİ

Günümüzde, sayısal analiz çalışmaları deneysel çalışmalara ek olarak sistemlerin fiziksel özelliklerini açıklamaya çalışan en yaygın yöntemler arasındadır. Dizel makinelerde HAD uygulamaları, yanma odası içerisinde sıcaklık, basınç, motor performansı ve emisyonlarını deneysel çalışmalar olmadan tahmin edilmesine olanak sağlamaktadır. Bu çalışma ile, dört zamanlı tek silindirli bir dizel motorundaki yanma süreci, sayısal olarak ticari ANSYS-FORTE yazılımı ile incelenmiştir.

5.1 Motor Geometrisinin Modellenmesi

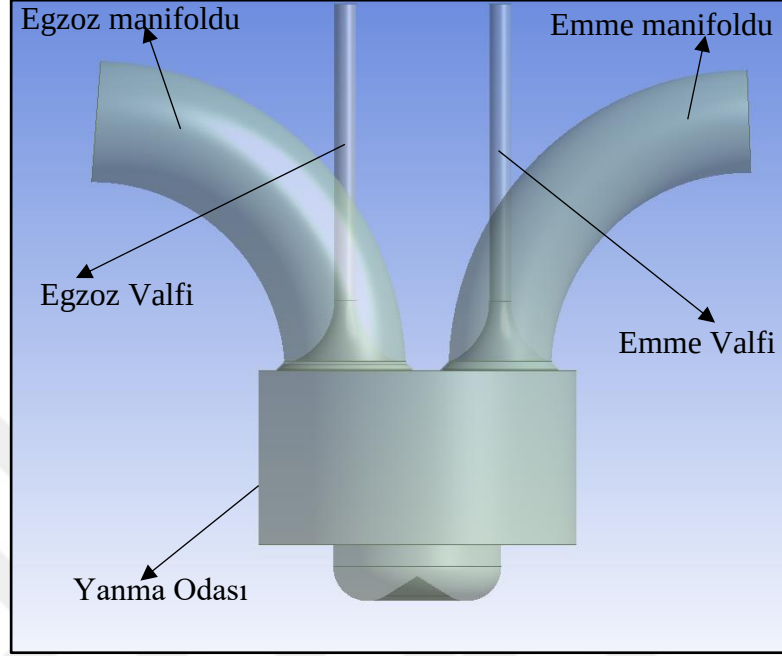
Analiz çalışmasında, aşağıda Tablo 5.1’de verilen Antor marka hava soğutmalı, tek silindirli, direkt püskürtmeli, doğal emişli dizel motor kullanılmıştır.

Tablo 5.1 Analiz motorunun teknik özellikleri (Can, 2012)

Özellik		
Marka ve modeli	Antor 6LD400	
Motor tipi	DI, Dizel Motor	
Silindir Adedi	1	
Silindir çapı (mm)	86	
Kurs boyu (mm)	68	
Silindir hacmi (mm ³)	395	
Sıkıştırma oranı	18:1	
Maksimum güç	5,4 kW (3000 rpm)	
Maksimum tork	19,6 N.m (2200 rpm)	
Yanma odası şekli	Meksika şapkası	
Enjektör uç açısı	160°	
Subap zamanlaması	Emme açılma avansı Emme kapanma gecikmesi Egzoz açılma avansı Egzoz kapanma gecikmesi	ÜÖN’dan 7,5° KA önce AÖN’dan 25,5° KA sonra AÖN’dan 21° KA önce ÜÖN’dan 3° KA sonra

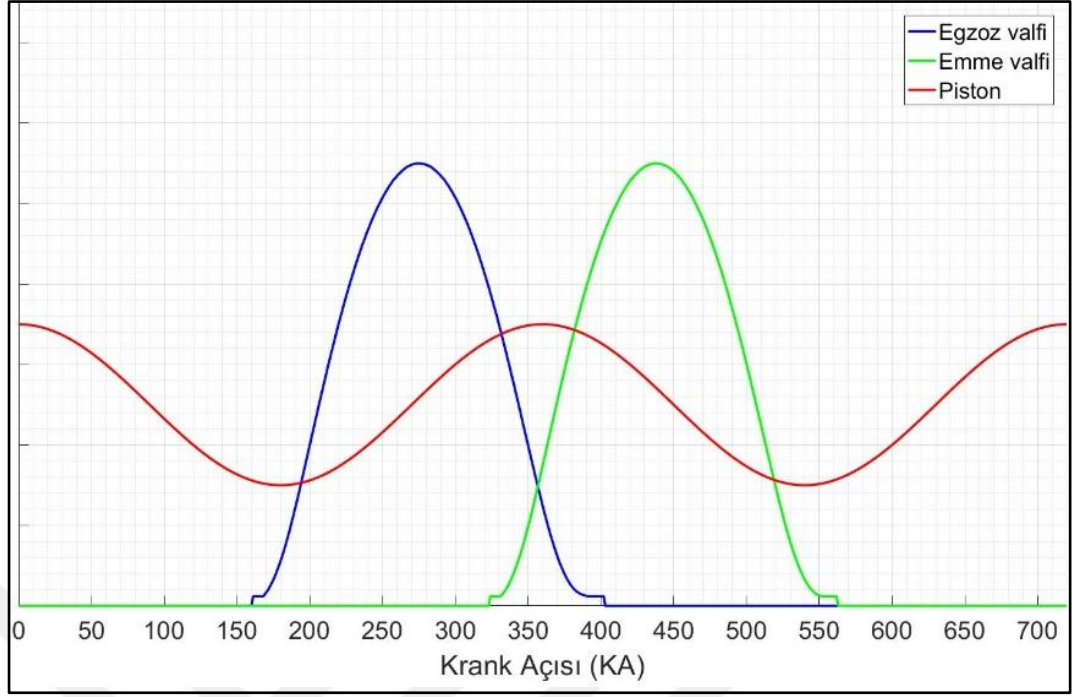
Silindir geometrisi, uygulama çeşitliliğine bağlı olarak çeşitli geometrik yapılara sahiptir. Kurs çapı, kurs boyu ve taradığı alana göre karakterize edilmektedir. Silindir çapı özellikle makineden elde edilen gücün belirlenmesinde çok önemli bir parametredir (Akar, 2005).

Yukarıda özellikleri belirtilen Antor 6LD400 marka tek silindirli dört zamanlı dizel motoru Şekil 5.1’de gösterildiği gibi 3D olarak modellenmiştir.

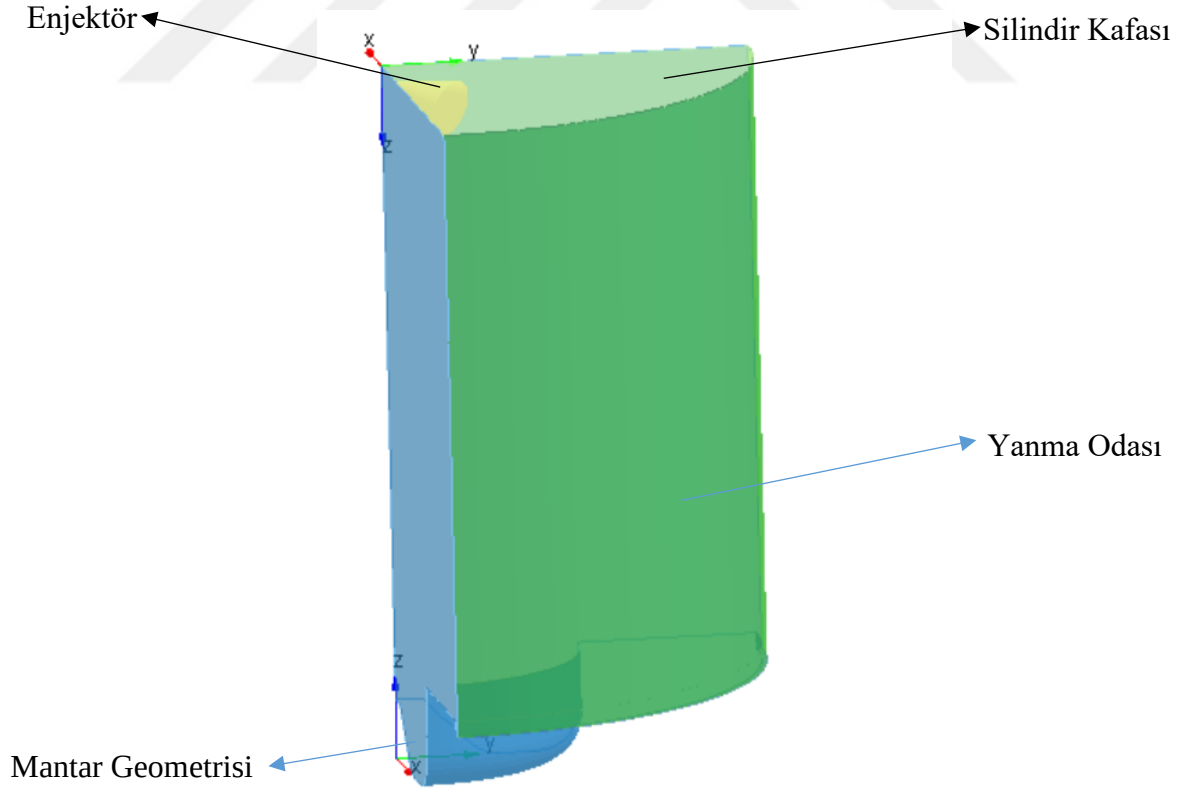


Şekil 5.1 Antor 6LD400 marka motor analiz geometrisi

Tasarım, mesh ve çözüm zamanının kısaltılması amacıyla, simetrik olarak modellenmiştir. Sayısal analiz çalışması, emme valfinin kapandığı krank açısı değeri ile egzoz valfinin açılma anına kadar olan krank açısı değerlerinde, simetrik model üzerinde gerçekleştirilmiştir. Aşağıda Şekil 5.2’de egzoz valfi, emme valfi ve pistonun hareket profilleri gösterilmiştir.



Şekil 5.2 Emme, egzoz valfi ve piston hareket profili

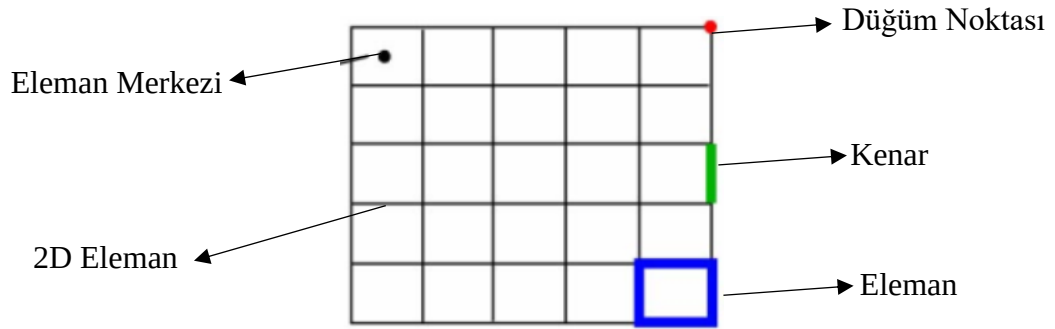


Şekil 5.3 Piston AÖN iken yanma odası geometrisi

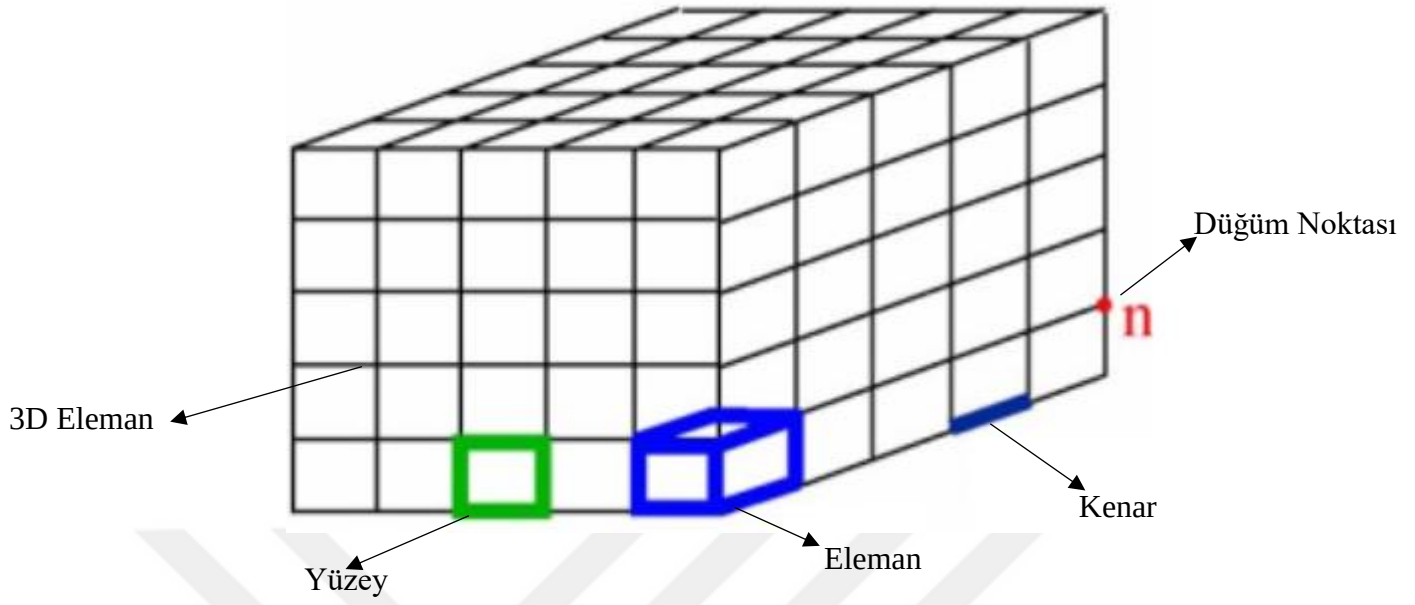
Yukarıda Şekil 5.1’de belirtilen emme ve egzoz valfi hareketine bağlı olarak 565 krank açısı ile 880° krank açısı değerleri arasında sıkıştırma ve yanmayı içerecek şekilde Şekil 5.3’de gösterildiği üzere 90°’lik kısmı simetrik model olarak tasarlanmıştır. Genellikle dizel motor silindir yanma analizlerinde kullanılan simetrik model, enjektör sayısına göre belirlenmektedir. Model üzerinde yer alan enjektör delik sayısı 4 olduğundan simetrik model tam geometrinin dört simetrik parçaya bölünmesi ile elde edilmiştir (Ansys Forte User Guide, 2016).

5.2 Ağ Örgüsü

HAD analizleri temel çözüm yöntemi itibarı ile bir ağ örgüsüne sahip olması gerekmektedir. HAD uygulamaları temel yöntem itibarı ile sonlu hacimler yöntemine dayalı olduğundan dolayı, çözüm yöntemi geometriyi yapısal ya da yapısal olmayan ağlara bölerek çözümün yapılmasına olanak sağlar. Ağlar dörtgen, üçgen, dikdörtgen prizma ve altıgen şeklinde elemanlara sahiptir. Her bir elemanın köşe noktalarına düğüm noktası denilmektedir. Sonlu hacimler yönteminde, her bir elemanın düğüm noktasından veriler alınarak, tüm geometrinin analizi yapılmış olur. Şekil 5.4 ve Şekil 5.5’de bir elemanın 2D ve 3D bileşen yapısı verilmiştir. (Versteeg ve Malalasekera, 2007).

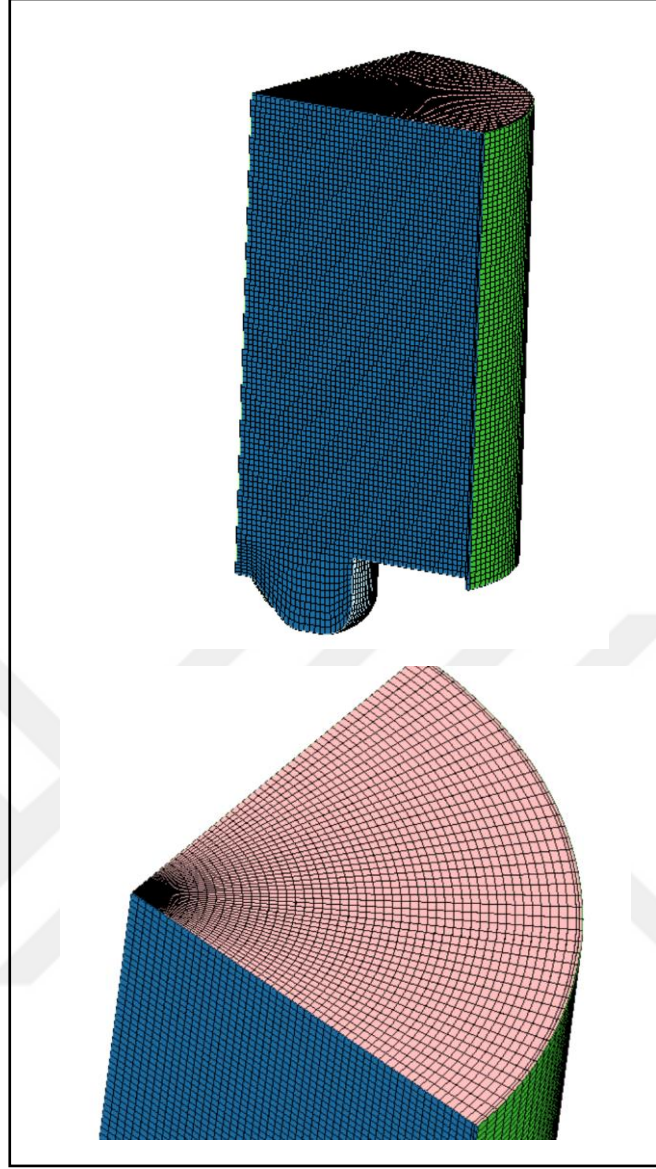


Şekil 5.4 2D Ağ örgüsü bileşenleri (Akar, 2005)



Şekil 5.5 3D ağ örgüsü

Analiz kapsamında yukarıda geometrik yapısı tanımlanan modele uygulanan ağ yapısı ANSYS-Mesh programında yapılmıştır. Yapılan ağ örgüsünde, yukarıda geometrik model üzerinde belirtilen yapılardan oluşan uygun yapılarda, dörtgen meshler atılarak analiz çalışması gerçekleştirilmiştir. Aşağıda Şekil 5.6'da çalışmanın ağ örgüsü yapısı gösterilmiştir. Mesh 90° simetrik parça geometrisine atılmıştır. Geometride 565° krank açısı ile 880° krank açısı derecelerinde analiz çalışması yapılmış ve bu zaman diliminde geometri üzerinde, aşağıda Bölüm 5.2.1 de belirtilen ağ örgüsü bağımsızlığına dayanarak, aradaki değer olarak eleman sayısı 202095 eleman olarak belirlenmiştir.

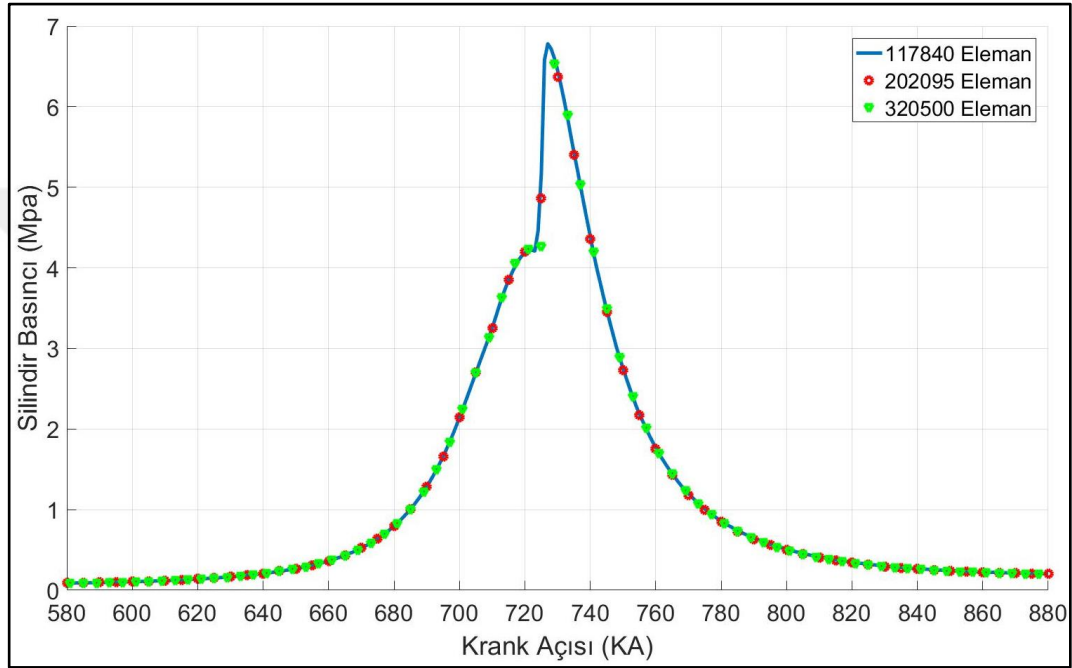


Şekil 5.6 Ağ yapısı

5.2.1 Ağ Örgüsünden Bağımsız Çözüm

HAD analizlerinde çözümün ağ yapısından bağımsız olması gerekmektedir. Bu sebeple öncelikle ağ araştırmasının yapılması analiz sonuçlarının güvenilirliğini arttıracaktır. Çalışma kapsamında çözümün ağ yapısından bağımsız olduğunu göstermek için 117840, 202095 ve 320500 eleman değerlerinde analiz yapılmıştır. Bu değerler için yanma odasında oluşan silindir basınç değerleri karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar sonucunda belirlenen sonuçların ağ örgüsünden bağımsız olduğu Şekil 5.7’de gösterilmiştir. Farklı eleman değerlerinde yapılan karşılaştırmalarda

sonuçlar aynı kalmasına rağmen çözüm zamanında farklılıklar aşağıda gösterildiğı üzere bulunmuştur. Analiz süreleri Intel(R) Core(TM) i7-6700HQ CPU @2,60 GHz 16 GB RAM'li bilgisayarda 117840, 202095 ve 320500 eleman için sırasıyla 521 dakika, 1074 dakika ve 3818 dakika sürmüştür. Tüm bu durumlar göz önünde bulundurulduğunda 202095 elemanlı ağı örgüsü analiz için uygun ağı örgüsü olarak seçilmiştir.



Şekil 5.7 Ağı örgüsünden bağımsızlık

5.3 Yanma Kimyası

Dizel makinelerde yanma prosesini ve sayısal olarak yapılan çalışmalarda egzoz gazından aıġa çıkan emisyonları daha iyi anlamlandırmak için akış ve kimyasal reaksiyonları özömlmek için birtakım yazılımlara ihtiyaç vardır (Yousefi, Birouk ve Guo, 2017).

Yanma proseslerinde, tepkimeye giren yakıtların yanma reaksiyonlarının doġru bir şekilde tahmin edilebilmesi için, seçilen yakıtın uygun ortam koşullarında gerekleştirileceğı yanma reaksiyonlarının sistemde tanımlanmış olması gerekmektedir. Tüm bu koşullar göz önünde bulundurulduğunda, uygun kimyasal

reaksiyonların indirgenme reaksiyonları, uygun yazılımlar yardımıyla deneysel veriler ile doğrulanmış olması gerekmektedir (Forte User Guide, 2016; Yousefi ve diğerleri 2017).

İçten yanmalı makinelerde gerçekleştirilen sayısal analiz çalışmalarında, yakıt olarak kullanılan kimyasal yakıtın etkin yanma modelinin oluşturulabilmesi için, uygun kimyasal indirgenme mekanizmasının kullanılması son derece önemli bir etkidir. Dizel makine sayısal analizlerinde kullanılan geniş tabanlı indirgenme reaksiyonları ve bilgisayarların hesaplama kapasiteleri çözümü hızlandırmalarına rağmen, kimyasal reaksiyonların boyutları da oldukça önemlidir. Yakıt bileşenlerinin sayısı ve yakıt türleri içerisindeki yüksek karbon atom sayıları kimyasal reaksiyon boyutunu arttırmaktadır. Yanma tepkimelerinde farklı yakıt türleri için tür ve reaksiyon sayısı farklı olmak üzere farklı indirgenme reaksiyonları kullanılmaktadır. Yanma reaksiyonlarında detaylı indirgenme mekanizmaları yerine, tür ve reaksiyon sayısı azaltılmış daha küçük boyutlu reaksiyon mekanizmalarına dönüştürülmüş yapılar kullanılmaktadır. Bu kısımda, farklı indirgenme reaksiyonları için aynı yanmanın birbirlerine göre farklılıkları incelenmiştir (Engine Research Centre, 2015).

Etanol-dizel yakıt karışımlarının analiz edilmesinde, Oak Ridge Ulusal Laboratuvarları (ORNL) tarafından, deneysel veriler ile karşılaştırılarak homojen karışimli sıkıştırılmalı motorlar için önerilen kimyasal reaksiyon seti kullanılmaktadır. Bu kimyasal kinetik mekanizmasında yakıt karışımlarının yanma reaksiyonlarının doğru tahmin edilebilmesi için toplam 3553 adet tür ve 14904 adet reaksiyon mekanizması bulunmaktadır (Puduppakkam, Liang, Shelburn, Naik, Meeks ve Bunting, 2010; Forte User Guide, 2016).

Farklı püskürtme avans değerlerinde gerçekleştirilen yanma analizinde salımların ve motor performansının belirlenmesi için sadece dizel yanma prosesi için kullanılan iki farklı kimyasal indirgenme mekanizması önerilmektedir. Bu mekanizmalar yanma sıcaklık menzili ve ateşleme kinetiği durumlarına göre farklılıklar göstermektedir. Dizel yanma analizi için kullanılan indirgenme reaksiyonları sayısı 173 tür ve 35 türden oluşan iki farklı indirgenme mekanizmasıdır (Forte User Guide, 2016).

173 tür içeren kimyasal indirgeme mekanizması n-heptane (nC_7H_{16}) tipi dizel yakıtın yanma reaksiyonlarını içerir. Bu mekanizma ile, hem yüksek hem de düşük sıcaklıklarda gerçekleştirilen yanma prosesleri çözümlenebilir. Mekanizma ayrıca hava fazlalık katsayısının 0,5 ile 3 arasında olduğu, basıncın 1-150 bar arasında olduğu, 650 K ve üzeri sıcaklık değerlerinde ve %0-%50 EGR değerlerindeki yanma prosesleri için geçerlidir. 173 türden oluşan yanma kinetiği denklemleri ayrıca yukarıdaki özelliklere göre 10 farklı deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırılarak 35 adet türden oluşan n-heptan indirgenme modeli elde edilmiştir (Model Fuels Consortium, 2009; Forte User Guide, 2016).

Wisconsin Üniversitesi Makine Araştırma Merkezi (ERC) tarafından n-heptane (nC_7H_{16}) tipi dizel yakıtlar için 35 türden oluşan bir indirgenme mekanizması geliştirmişlerdir (Patel, King ve Reitz, 2004). Kimyasal indirgenme reaksiyonları ve hesaplama yöntemleri Bölüm 3.2’de belirtilmiştir. Denklem 3.24’de belirtilen verilere göre denge sabitleri ve reaksiyonların bir kısmı aşağıda Tablo 5.2 ve 5.3’de gösterilmiştir. Burada A, Arrhenius frekans faktörü, b, sıcaklık değişkeni ve E, reaksiyonun aktivasyon enerjisidir.

Tablo 5.2 n-heptan temel indirgeme reaksiyonları

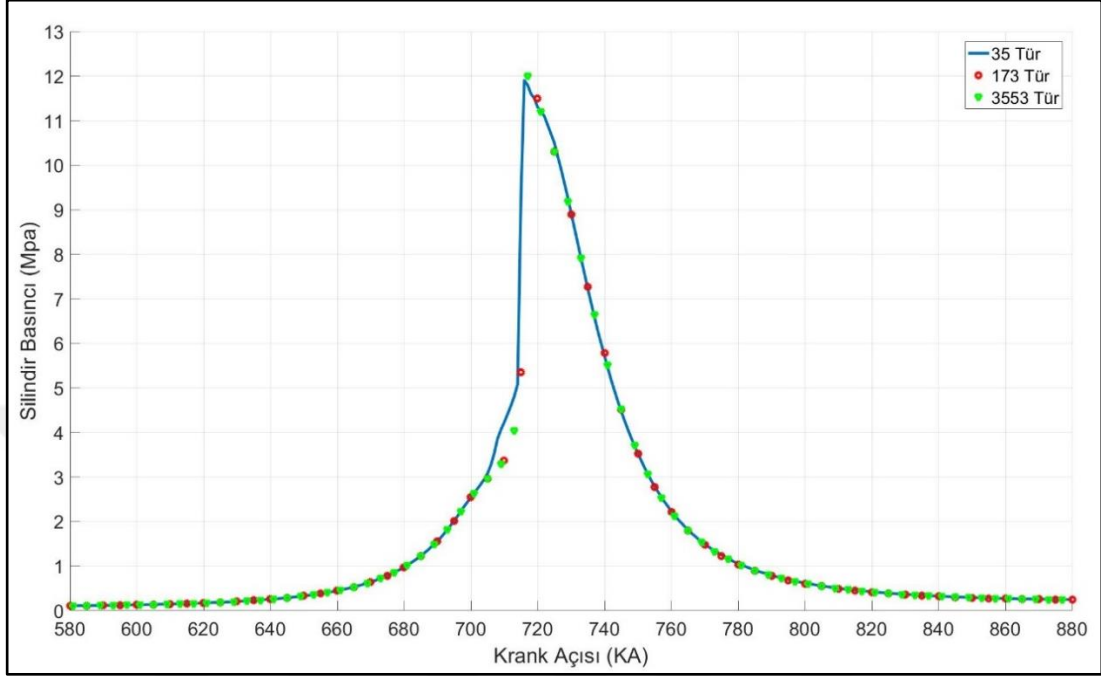
Reaksiyonlar	A (mole/cm ³ -sn-K)	b	E (kJ/mol)
$nC_7H_{16}+h=c_7H_{15}+h_2$	4,38E+07	2,0	4760,0
$nC_7H_{16}+oh=c_7H_{15}+h_2o$	9,70E+9	1,3	1690,0
$nC_7H_{16}+ho_2=c_7H_{15}+h_2o_2$	1,65E+13	0	16950,0
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.

Tablo 5.3 Kimyasal türler

Türler	Molekül ağırlığı	h	c	o	n
nC_7H_{16}	1,0021E+02	16	7	0	0
o_2	3,1999E+01	0	0	2	0
.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.

Yukarıda belirtilen kimyasal indirgenme mekanizmalarının, modele göre değişmediğini göstermek için, dizel yakıt tipi olarak kullanılan n-heptane (nC_7H_{16}) için n-tetradecane fiziksel özelliklerine sahip yakıtın, üç farklı kimyasal kinetik indirgenme

mekanizması için gerçekleştirilmiş yanma analizi ve elde edilen sonuçlar aşağıda Şekil 5.8’de gösterilmiştir.



Şekil 5.8 Farklı indirgenme reaksiyon mekanizmaları

5.4 Türbülans Modeli

Mühendislikte akış ve yanma hesaplamalarında uygun türbülans modelinin kullanılması oldukça önemlidir. Özellikle akış problemlerinde Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemlerinin çözümünün doğru tahmin edilmesinde, bölüm 4.2’de belirtildiği üzere $k-\omega$, RNG $k-\epsilon$ ve standart $k-\epsilon$ türbülans modelleri kullanılmaktadır (Papageorgakis ve Assanis, 1999).

Tez kapsamında hesaplamaları yapılan yanma prosesi için $k-\epsilon$ türbülans modelinden türetilen RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Çoğu özellikleri bakımından $k-\epsilon$ modeline benzemesine rağmen, türbülans yayılımı ve ortalama kayma değerleri arasındaki etkileşimler için bir kaynak terimi içermesi, yanma odası içerisindeki girdapların doğru hesaplanması, Prandtl sayısı için analitik ve diferansiyel formüllerin var olması, RNG $k-\epsilon$ modelini, $k-\epsilon$ modelinden öne çıkarmaktadır (Papageorgakis ve Assanis, 1999).

5.5 Sınır ve Başlangıç Koşulları

Yanma modelinde temel yanma kimyası modeli, enjektör modeli, yakıt modeli, kül modeli ve türbülans modeli tanımlandıktan sonra, sınır koşulları ve başlangıç koşullarının belirlenmesi gerekmektedir. HAD uygulamalarında tasarlanan motor geometrisinde sınır koşulları; giriş, çıkış, hareketli piston bölgesi, silindir kafası sıcaklığı, piston sıcaklığı ve port sıcaklıkları, motor devir sayısı, püskürtme avansı, yakıt miktarı gibi analizi etkileyecek parametrelerdir. Sınır koşullarının belirlenmesinde analizi yapılan motorun katalog ve deneysel çalışmalardan alınan veriler ile belirlenmiştir. Aşağıda Tablo 5.4’de analizde belirlenen sınır koşulları belirtilmiştir.

Tablo 5.4 Sınır koşulları

Sınır Koşulu	Sınır Değeri
Silindir kafası sıcaklığı (K)	470
Silindir sıcaklığı (K)	420
Piston sıcaklığı (K)	500
Yakıt sıcaklığı (K)	368
Yakıt miktarı(K)	0,0155
Nozul sayısı (adet)	4
Püskürtme başlangıcı (KA)	696
Püskürtme süresi (KA)	20°-15°
Yakıtın özellikleri	n-tetradecane ($n-C_{14}H_{30}$)
Yakıt püskürtme modeli	Gaz Jet Model
Türbülans modeli	RNG k- ϵ

Dizel makinelerde silindir içerisinde gerçekleşen yanma süreci için yukarıda belirtilen sınır koşullarına ilaveten silindir içerisindeki başlangıç durumundaki konumu da son derece önemlidir. Yanma sonucu egzoz gazından dışarı atılan kimyasal maddelerin emme valfinin açılması ile birlikte doğal emişli motorlar için oksijen ve azot yoğunluğunda olan kimyasal bileşenler, HCCI motorlarında ise oksijen ve azotla birlikte katkı maddesi ilave edilmektedir. Yapılan çalışmada Tablo 5.5 de belirtilen başlangıç koşulları kabul edilmiş ve sonuçlar bu verilerle hesaplanmıştır.

Tablo 5.5 Başlangıç koşulları

Başlangıç koşulu	Başlangıç değeri	
Başlangıç basıncı (bar)	0,8 bar	
Başlangıç sıcaklığı (K)	293,15 K	
Kimyasal bileşenler	N ₂ (molce %)	79
	O ₂ (molce %)	21
Türbülans kinetik enerji (cm/s ²)	10000	
Başlangıç konik oranı	0,5	

5.6 Motor Performans Parametreleri

Dizel motor yanma analizinde gösterge güç, basınç hacim (p-V) profilinden elde edilmektedir. Hesaplamalar sektör mesh olarak hesaplanmış ve sadece yanma prosesi modellenmiş ise iş, sıkıştırma stroku ile genişleme strokundan elde edilmektedir. Bu durumda hesaplamalar özetle emme valfinin kapandığı (IVC) an ile egzoz valfinin açıldığı (EVO) an arasındaki süreç için aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Forte User Guide, 2016).

$$W_{540 \text{ ÖAÖN'dan IVC'ye}} = p_{IVC} \times (V_{IVC} - V_{AÖN}) \quad (5.1)$$

$$W_{EVO'dan 900 \text{ ÖAÖN'ye}} = 0.5 \times (p_{IVC} - p_{EVO}) \times (V_{AÖN} - V_{EVO})$$

Burada, p_{IVC} , emme valfinin kapandığı andaki yanma odası basıncı, p_{EVO} , egzoz valfi açıldığı andaki yanma odası basıncı, V_{IVC} , emme valfinin kapandığı andaki yanma odası hacmi, $V_{AÖN}$ alt ölü noktadaki yanma odası hacmini, V_{EVO} egzoz valfinin açıldığı andaki yanma odası hacmini belirtmektedir. Dolayısıyla, kısmi yanma odası modeli için toplam iş ve güç ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$W = W_{540 \text{ ÖAÖN'dan IVC'ye}} + W_{IVC'den EVO'ya} + W_{EVO'dan 900 \text{ ÖAÖN'ye}} \quad (5.2)$$

$$P = W \times \text{RPM} / (60 \times N_{\text{rev}}) \quad (5.3)$$

Burada, RPM, dakikadaki makine devir sayısı, dört stroklu makine için $N_{\text{rev}} = 2$ 'dir.

Ortalama efektif basınç, dizel makinelerde yanma odası içerisinde performansı belirleyen en önemli parametrelerdendir. Ortalama efektif basınç yukarıda belirtilen

yanma modeli için, elde edilen gücün, silindir hacmine oranı olarak tanımlanmaktadır. Ortalama efektif basınç (IMEP) Aşağıda şu şekilde ifade edilmektedir (Forte User Guide, 2016).

$$\text{IMEP} = \frac{W}{V_{\text{dis}}} \quad (5.4)$$

Burada W gösterge işi, V_{dis} , strok hacmini ifade etmektedir.

Dizel makinelerde yanma verimi, sıkıştırma ve genişleme stokunda elde edilen toplam kimyasal enerjinin (Q_{kim}) yakıtın alt ısı değeri (LHV) ile kütlesine ($m_{\text{yakıt}}$) oranı ile bulunmaktadır. Aşağıdaki denklemde dizel motor yanma verimi (η) şu şekilde ifade edilmektedir (Forte User Guide, 2016).

$$\eta = \frac{Q_{\text{kim}}}{m_{\text{yakıt}} * \text{LHV}} \quad (5.5)$$

Dizel makinelerde performansı gösteren bir diğer parametre ise özgül yakıt tüketimidir. Özgül yakıt tüketiminin azalması yukarıdaki eşitlik den de anlaşılacağı üzere yanma verimini doğrudan etkilemektedir. Aşağıdaki denklemde dizel makinelerdeki özgül yakıt tüketiminin (ISFC) bağlı olduğu parametreler ifade edilmiştir.

$$\text{ISFC} = \frac{m_{\text{yakıt}} * \text{RPM} * 60 / N}{P} \quad (5.6)$$

Burada N, motorun her bir çevrimdeki dönme sayısını, RPM, dakikadaki motor devir sayısını ve P güç (kW) değerini ifade etmektedir.

BÖLÜM ALTI

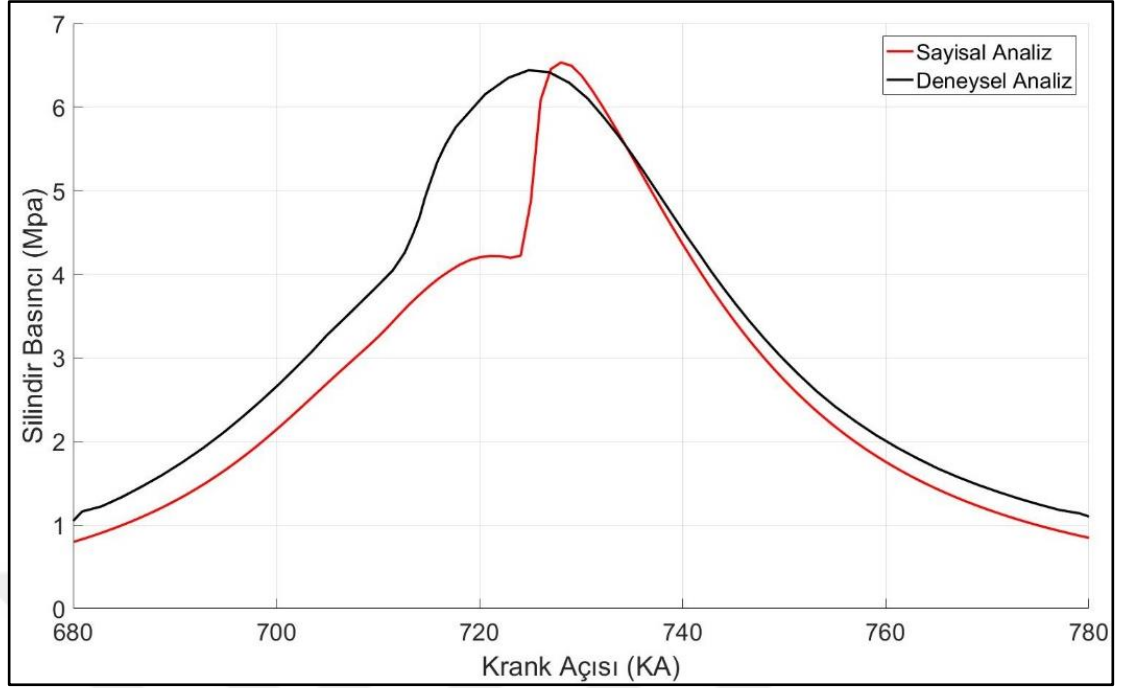
DİZEL MOTORLARDAKİ YANMANIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Günümüzde uygulamaları sıklıkla kullanılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yaklaşımı, deneysel çalışmalara zaman ve maliyetleri azaltması açısından alternatif bir çözüm sunmaktadır. Bir önceki bölümde tasarlanan motor verileri için tez kapsamında gerçekleştirilmiş olan yanma analizi ve motor yanma performansını doğrudan etkileyen farklı motor geometrik değişkenleri ile elde edilen parametrik çalışmalar aşağıdaki bölümlerde incelenmiştir.

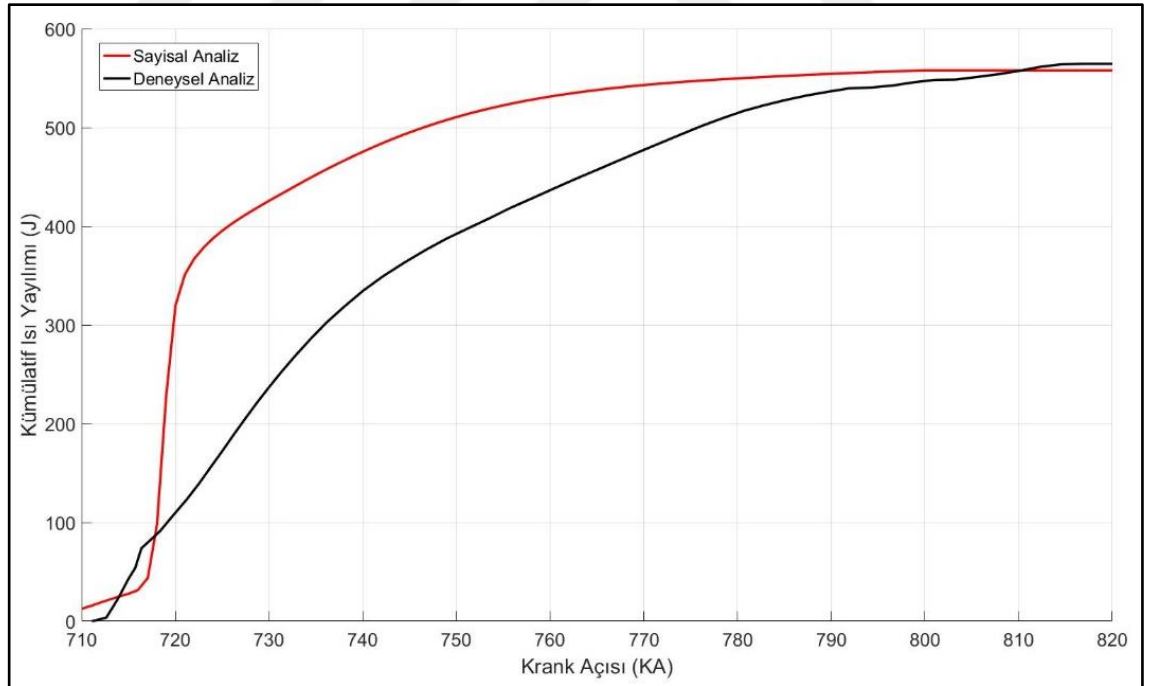
6.1 Dizel Motorlarda Yanma Analizi ve Deneysel Çalışma ile Karşılaştırılması

Dizel motorlarda yanma süreci, uygun koşullar altında yanma odası içerisine püskürtülen yakıtın, yeterli miktarda hava ile birleşmesi sonucu meydana gelen kimyasal reaksiyonların tümü, motor yanması olarak tanımlanmaktadır. Tez kapsamında gerçekleştirilen yanma analizinde Antor 6LD400 tipi tek silindirli doğrudan püskürtmeli bir dizel motorunun katalog ve deneysel verileri kullanılarak 3-D modelin 90°'lik kısmı modellenerek yanma analizi gerçekleştirilmiştir. Analizde kullanılan sınır koşulları ve motor modeli Bölüm 5'da ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

Bu kısımda, deneysel olarak gerçekleştirilmiş motorun sayısal olarak modellenmesi ile elde edilen veriler karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar, 2200 rpm devir sayısında ve 16 N.m tork değeri için gerçekleştirilmiştir. Silindir basıncı ve kümülatif ısı yayılım oranı aşağıdaki Şekil 6.1 ve 6.2'de gösterilmiş ve sayısal model deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Can, (2012) tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada, silindir basınç verileri 50 adet ardışık çevrim için toplanan veriler istatistiksel çalışmalar ve filtreleme yöntemleri ile elde edilmiştir. Deneysel çalışma ile elde edilen basınç değerleri, çalışma verilerinde ± 0.6 doğruluk değerinde olduğu belirtilmiştir.



Şekil 6.1 Sayısal ve deneysel basınç değişimi



Şekil 6.2 Sayısal ve deneysel kümülatif ısı yayılım oranı

Yukarıda belirtilen grafiklerde yanma süresince deneysel ve sayısal verilerden elde edilen silindir basıncı, ısı yayılım oranları gösterilmiştir. Her iki çalışma içinde aynı

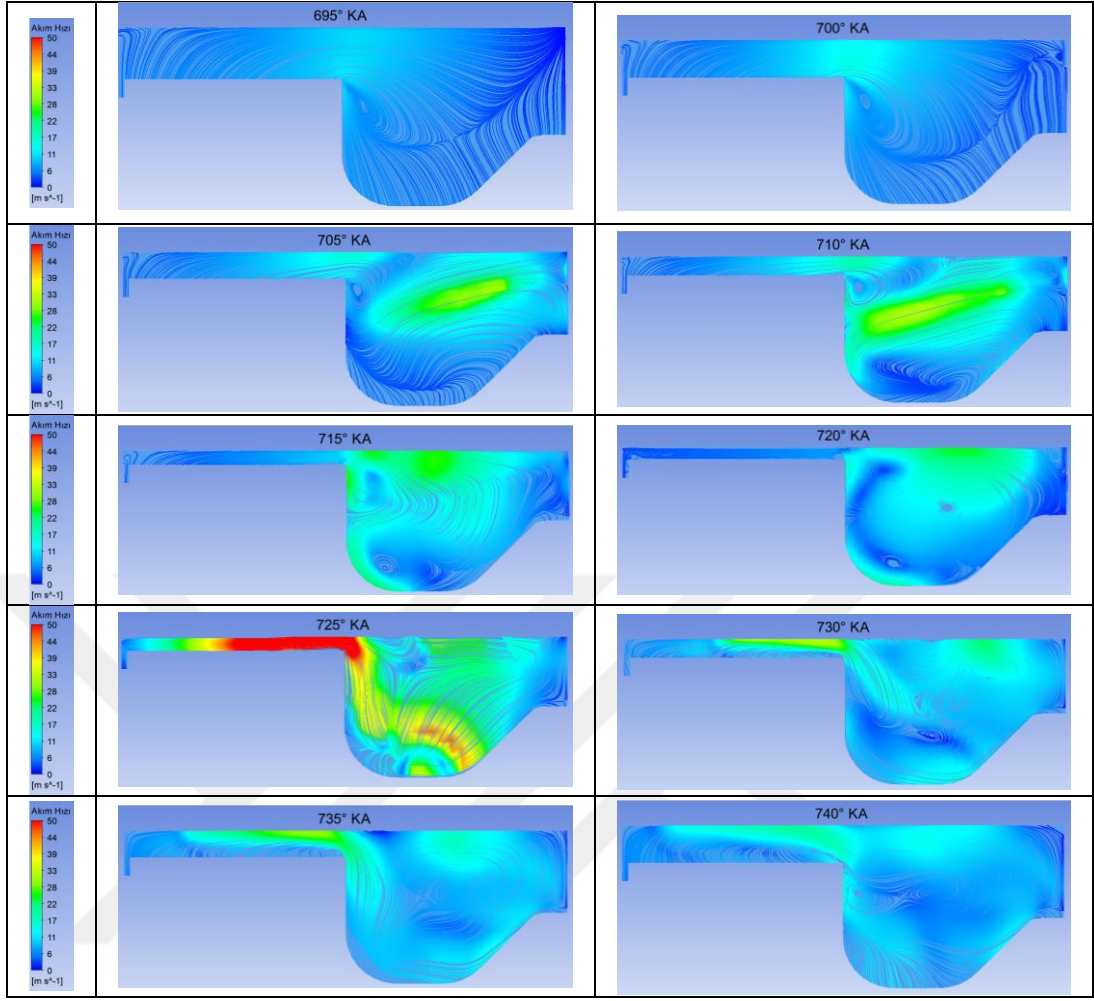
sınır koşulları kullanılmış ve motor performans parametreleri aşağıda Tablo 6.1’de gösterilmiştir.

Tablo 6.1 Deneysel ve sayısal analiz performans değerleri

	Deneysel analiz (Can, (2012))	Sayısal analiz	Hata (%)
Güç (kW)	3,6858	3,65067	0,8
Tork (N.m)	16	15,8472	0,9
Özgül yakıt tüketimi (g/kW.h)	225	247,68	8,9
NO _x (ppm)	545	539	1,1
CO (% Hacimsel)	0,312	0,292	6,4

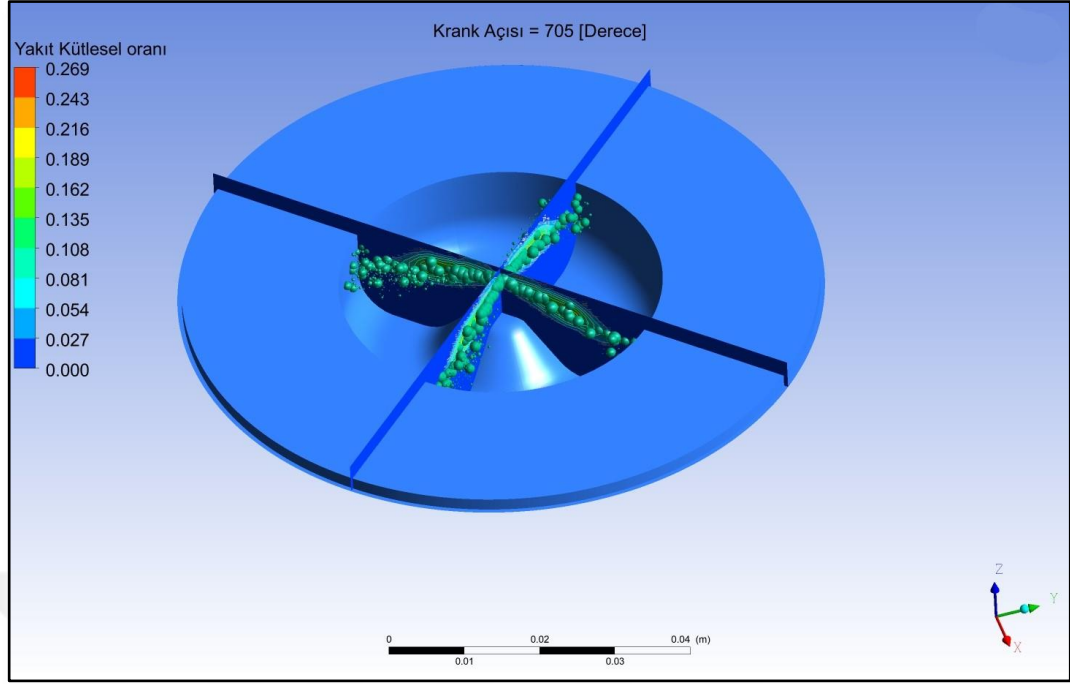
Şekildeki tabloda güç, tork, özgül yakıt tüketimi, NO_x ve CO salım değerleri deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonuçlarına göre en fazla farklılık %8,9 ile özgül yakıt tüketiminde gözlemlenmiştir. Aşağıda şekil 6.3’de 2200 devir sayısı, 16 N.m, 24° KA ÖÜÖN püskürtme avansı değerleri için yanma analiz sonuçları gösterilmiştir.

İçten yanmalı motorlarda yanma veriminin yüksek olması, hava yakıt karışımının en ideal olması durumunda gerçekleşmektedir. Yanma odası içerisinde türbülans oluşumu, yakıtın homojen olarak dağılmasını doğrudan etkileyen parametrelerdendir. Aşağıda Şekil 6.3’de yanma odası içerisinde pistonun hareketine bağlı olarak akım hatları gösterilmiştir. Yanma odası hız profillerindeki değişim pistonun alt ölü noktadan 25° KA sonra başlayıp egzoz valfinin açılmasına kadar olan süreyi içermektedir. Aşağıdaki şekillerde ise yakıtın püskürtülmesi ve yanma prosesini içerecek şekilde hız ve akım profilleri gösterilmektedir.



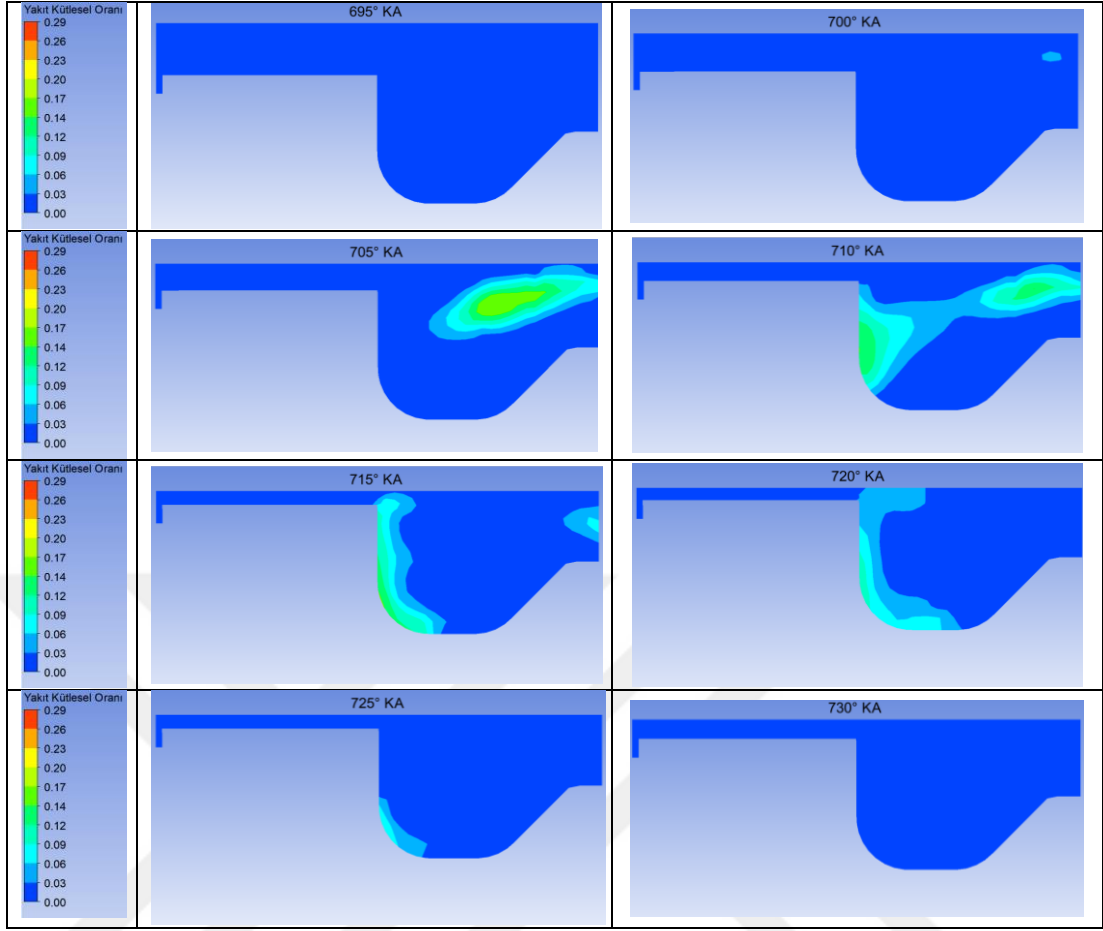
Şekil 6.3 Yanma odası akım hatları ve hızın krank açısı ile değişimi

Yukarıda belirlenen hız ve akım profillerinde 695° KA ile 745° KA arasındaki hız ve akım profilleri gösterilmiştir. Yapılan analizde kullanılan motor yanma odası geometrisi Meksika şapkası olarak adlandırılan şekildedir. Girdap oluşumları da şekilde görüldüğü üzere geometriye bağlı olarak oyuk etrafında oluşmaktadır. Maksimum hızın piston üst ölü noktada iken kesit daralmasına bağlı olarak oluştuğu belirlenmiştir. Şekil 6.4’de yakıtının krank açısına bağlı olarak yanma odası içerisinde dağılımı gösterilmiştir. Modellenen dizel motor bir önceki bölümde de belirtildiği üzere 4 nozullu enjektör sisteminden oluşmaktadır. Enjektör açısı yatayla 14 derece ve 20 derecelik koni açısı yapacak şekilde belirlenmiştir. Aşağıda şekil 6.4’de gösterildiği üzere her bir nozuldan püskürtülen yakıtın geometrik yapısı tahmin edilmiştir.



Şekil 6.4 Yakıt püskürtme profili

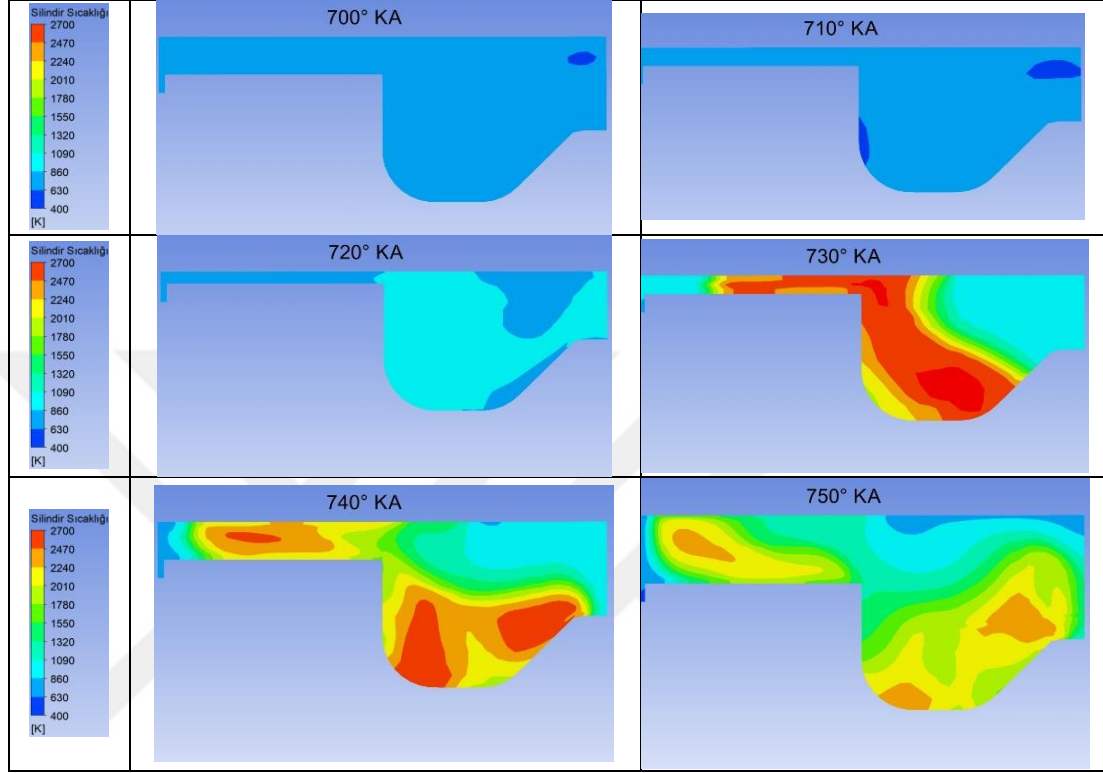
Aşağıda Şekil 6.5’de gösterilen grafiklerde yakıtın kütle oranının değişimi püskürtme yönde olan düzlemsel bölgeler ile gösterilmiştir. Grafiklerde yanma süreci boyunca püskürtülen yakıtın krank açısına bağlı kütle oranları gösterilmektedir. Kütle oran profilleri, 90° kısmı modelin merkezinden geçen düzlemsel bölge olarak belirlenmiştir. Aşağıdaki grafiklerde $C_{14}H_{30}$ formülüne sahip yakıtın parabolik fonksiyon olarak 20° CA süresince püskürtülmesi sonucu oluşan kütle oranı farklı krank açısı değerleri için gösterilmiştir. Yakıtın kütle oranı değişiminin incelenmesi yanmamış hidrokarbonların ve yanma sürecinin verimliliği hakkında bize bilgi sunmaktadır. Dizel motorlarda doğru yanma için hava yakıt oranının iyi belirlenmesi, yakıtın mümkün olan en kısa sürede yanma odasına dağılarak küçük parçalara ayrılması, yukarıda belirtildiği üzere türbülans oluşturularak silindir hacminin tamamına yayılması ve uygun sıcaklık ortamına sahip olmasıdır. Aşağıda belirlenen grafikler, yakıtın kütle oranı olarak yanma odası içerisine dağılımı, yanmanın başlama noktası ve yakıtın tüketimi hakkında bilgi vermektedir.



Şekil 6.5 Yakıtın kütleli oranının değişimi

Yanma odası içerisine yakıt üst ölü noktadan 24° KA değerinde parabolik fonksiyon şeklinde püskürtülmektedir. Yakıt kütleli oranının üst ölü noktadan 15° KA ve 10° KA değerlerinde maksimum olduğu gözlemlenmiştir. Yakıtın, yanma başlangıcının 10° KA değerlerinde olduğu gözlemlenmiş ve bu değerden sonra giderek azalmıştır. Deneysel verilere göre püskürtme süresi 20° KA olarak belirlenmiştir. Yakıtın yanma odası içerisinde dağılımı Şekil 6.3’de gösterilen akım hatları ile orantılı olarak silindir duvarlarına yakın bölgelerde yoğunlaştığı gözlemlenmiştir. Yakıtın üst ölü noktayı geçtikten sonra yanma odası içerisinde kütleli oranının sıfıra yaklaştığı belirlenmiştir. Yakıtın yanma odası içerisinde silindir duvarlarına çarparak küçük parçalara ayrılması ve girdap etkisi ile silindir içerisine dağılması 710° KA değeri ile başlamaktadır.

Yanma süreci boyunca silindir sıcaklığının krank açısı ile değişimi Şekil 6.6'da gösterilmiştir. Yakıtın silindir içerisinde verimli bir şekilde yanması için uygun sıcaklık ve basınç değerleri en önemli parametreler arasındadır.

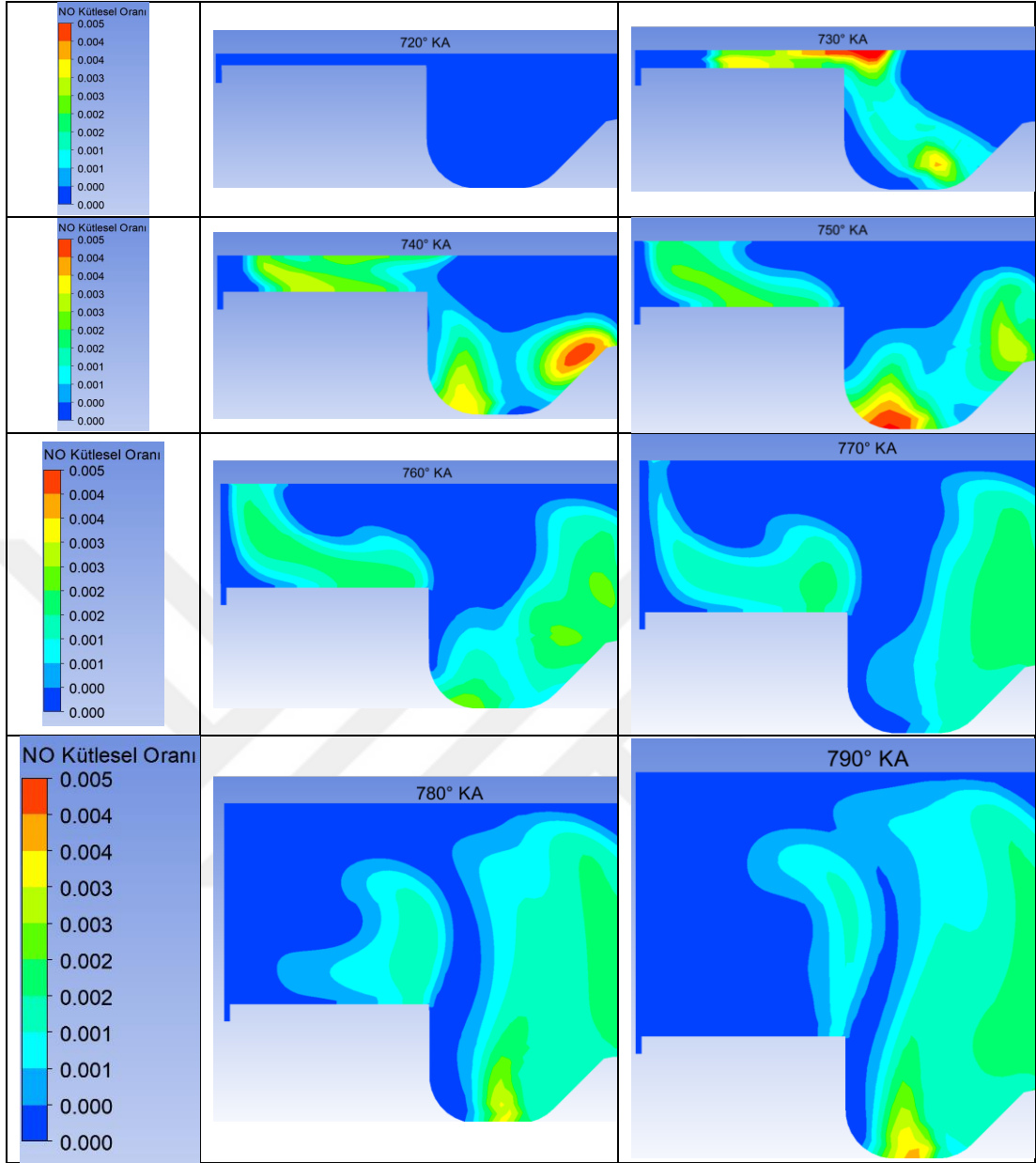


Şekil 6.6 Silindir sıcaklığı değişimi

Dizel motorlarda uygun tutuşma sıcaklığının oluşmaması, tutuşma gecikmesini arttırıcı etkisinden dolayı, yanma verimini düşürmektedir. Yukarıdaki grafiklerde krank açısı 700° KA için, yakıtın 368 K püskürtülmesi nedeniyle sıcaklığın azaldığı gözlemlenmiştir. 710° KA değerinden sonra tutuşmanın başladığı ve yakıtın profiline paralel olarak silindir duvarlarına yakın bölgelerde yanmanın etkisi ile sıcaklığın yükselerek 730° KA değerlerinde maksimum değerine ulaştığı belirlenmiştir. Yanma odası sıcaklığının yaklaşık 730° KA değerinde, maksimum 2600 K civarında ve minimum değerinin 1000 K civarında olduğu gözlemlenmiştir. Silindir içerisindeki ortalama sıcaklığın 730° KA için 1500 K civarında olduğu düşünülürse, yerel sıcaklık değişimleri ortalama sıcaklığa göre büyük farklılıklar göstermektedir.

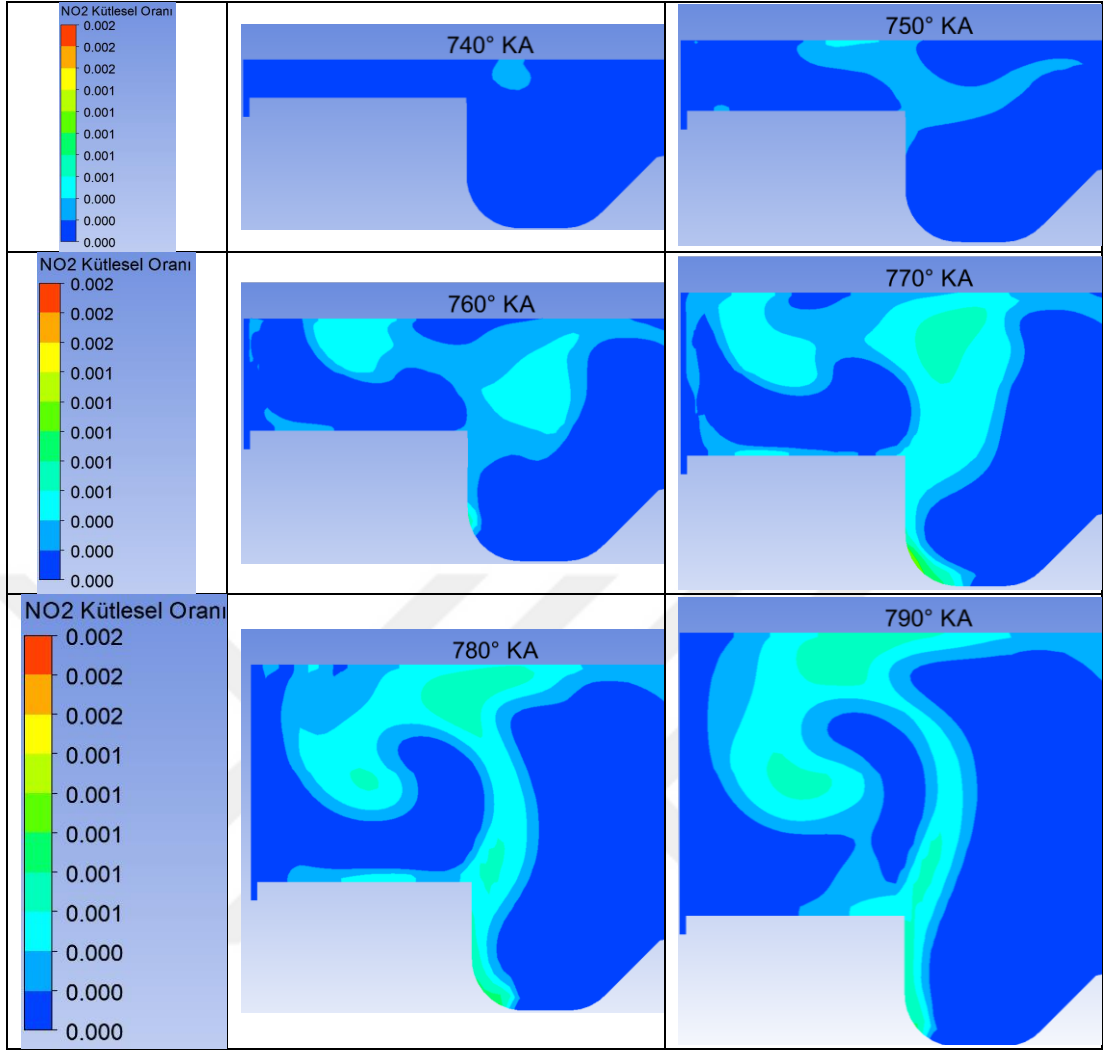
Silindir içerisinde yanma süresince oluşan sıcaklık farklılıkları, meydana gelen kimyasal reaksiyonları ve oluşan ürünleri de doğrudan etkilemektedir. Şekil 6.7'de

yanma odasında NO kütleli oranlarının değışimi gösterilmiştir. Belirlenen kütleli oranlar, NO salımlarının sıcaklık ile orantılı bir şekilde oluştuğunu açık bir şekilde ortaya koymaktadır. Krank açısının 730° olduğu değerde oluşan salım miktarları sıcaklığın yerel olarak maksimum olduğu bölgelerde ciddi artışlar göstermektedir. Sıkıştırma strokunda iş elde edildikten sonra genişleyen yanma odası hacmi ile NO'nun kütleli oranında da sıcaklığa bağı bir azalma gözlemlenmekte ve 790° - 800° krank açısı değesinde stabil değere ulaşmaktadır. Silindir içerisinde oluşan NO miktarı, ayrıca hava fazlalık katsayısı ile de orantılı şekilde değışmektedir. Yerel olarak hava fazlalık katsayısının maksimum olduğu bölgelerde hem sıcaklık hem de NO miktarları artmaktadır. Silindir içerisinde yanma başlangıcında oluşan NO_x salım miktarının tamamını NO salımları oluştururken sonrasında NO miktarları NO_2 'ye dönüşmektedir. Kütleli oranlar 90° olarak modellenen kısmın tam ortasından geçen düzlemsel bölgeden elde edilmiştir.



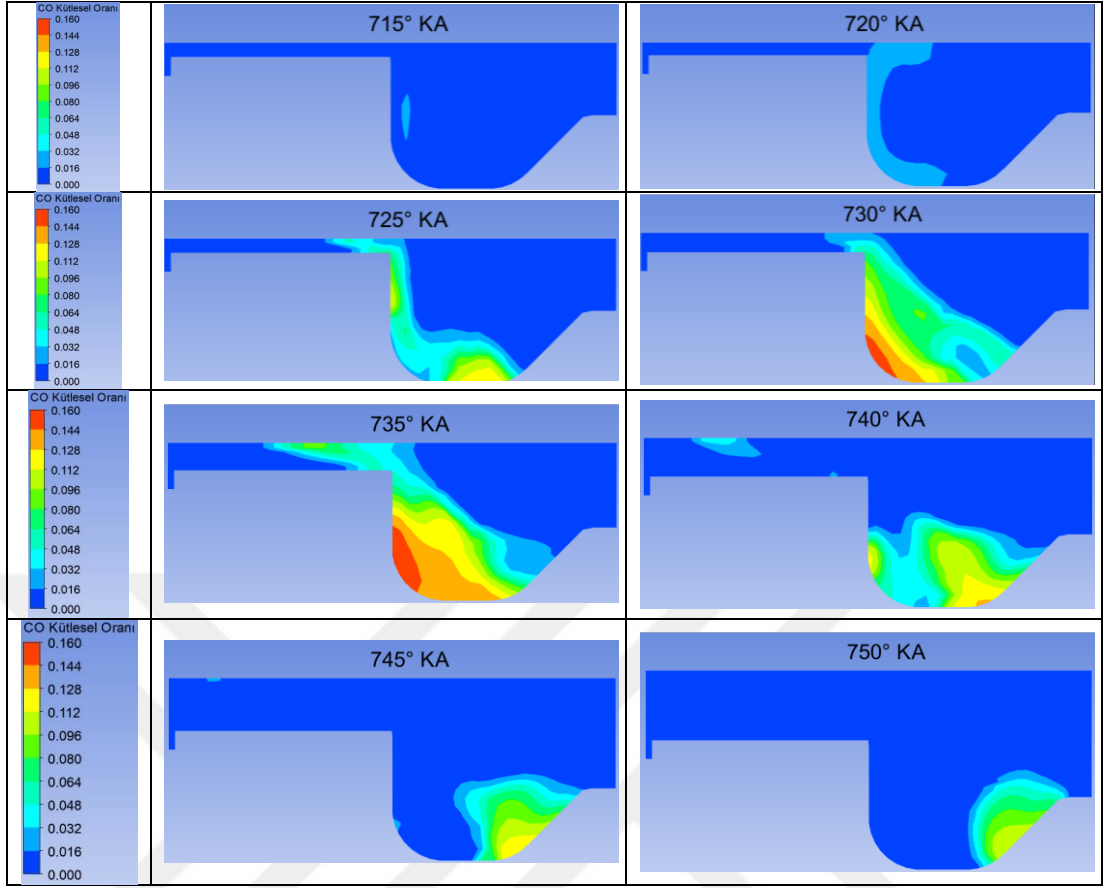
Şekil 6.7 NO kütlesel oranının değişimi

Uygun sıcaklık ve hava fazlalık değerlerinde sıcaklığın azalmasına da bağlı olarak NO salım miktarları NO_2 ye dönüşmektedir. Aşağıda Şekil 6.8 NO_2 kütlesel oranları gösterilmiştir. Grafiklere göre 740° krank açısından itibaren NO_2 salım miktarlarının arttığı ve bu değer 790° krank açısına kadar artarak bu değerden sonra sabit kaldığı belirlenmiştir. Ayrıca NO_x toplam salım miktarları göz önüne alındığında kütlesel oranının giderek arttığı belirlenmiştir.

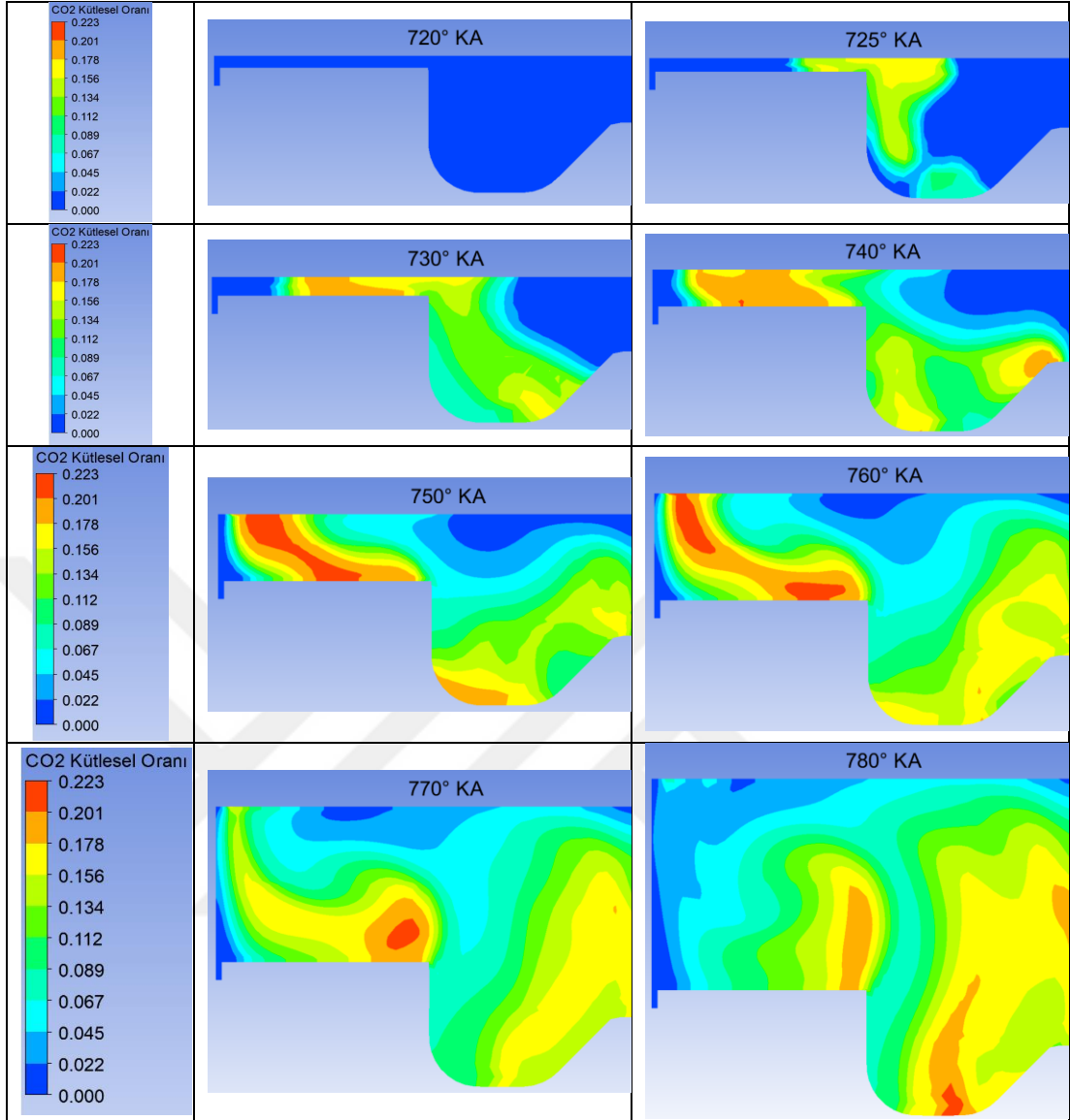


Şekil 6.8 NO₂ kütle oranının değişimi

Yanma odasında yüksek türbülans etkisi verimli yanma sonucunda CO emisyon miktarı azalmaktadır. Hesaplamaları yapılan dizel motor için, yanma sonucu meydana gelen CO miktarı Şekil 6.9’da gösterilmiştir. CO salım miktarları dizel makinelerde genellikle viskoziteye bağlı olarak değişmektedir. Artan viskozite değerlerinde yanmanın tam gerçekleşmemesi CO miktarını da artırıcı etki yapmaktadır. Aşağıda grafiklerde de belirtildiği üzere 715° KA açısı değerinde CO emisyonları oluşmaya başlamakta ve yakıtın tam olarak yanma süreci başlamadan CO kütle oranı 730° krank açısı değerlerine kadar sürekli olarak artmaktadır. Yanmanın tam olarak gerçekleştiği ve tam yanmamış hidrokarbonların ve CO miktarları azalarak farklı kimyasallara dönüşmektedir. Ayrıca maksimum CO miktarı 735° krank açısında %15 değerlerinde iken yanma sonucunda %2,5 değerlerinde atmosfere salınmaktadır.



Şekil 6.9 CO kütle oranının değişimi



Şekil 6.10 CO₂ kütle oranının değişimi

Yukarıda şekillerde 700°-750° krank açısı değerlerinde CO₂ kütle miktarları giderek artmaktadır. Yakıtın ilk püskürtüldüğü anda yanma odası içerisindeki hidrokarbonlar CO'ye dönüşmektedir. Sıcaklığın yükselmesi ile birlikte yanma hızlanarak CO'nin bir kısmı CO₂'e dönüşmekte ve 780° krank açısı ile birlikte stabil hale gelmekte ve egzoz ile dışarı atılmaktadır.

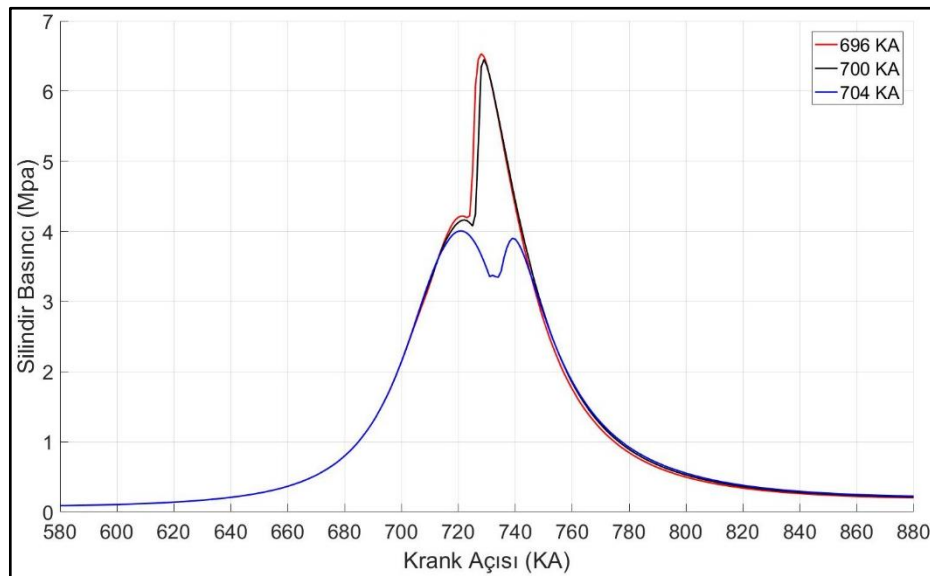
6.2 Yakıt Püskürtme Avansının Yanmaya Etkisinin İncelenmesi

Dizel makinelerde yanma çevrimlerinde yakıt püskürtme zamanlaması dizel motor performans ve salım miktarlarında önemli rol oynamaktadır. Bu bölümde, üç farklı püskürtme karakteristiği için yanma verimi, güç, ortalama indike basınç gibi performans parametreleri; silindir sıcaklığı, silindir basıncı, toplam ısı salım oranı gibi termodinamik özellikler ile CO, NO, NO₂ ve yanmamış hidrokarbon miktarlarını belirtilen salım değerleri karşılaştırılmıştır. Aşağıda Tablo 6.2’de farklı püskürtme zamanlamaları için sınır koşulları belirtilmiştir.

Tablo 6.2 Farklı püskürtme zamanlamaları için sınır koşulları

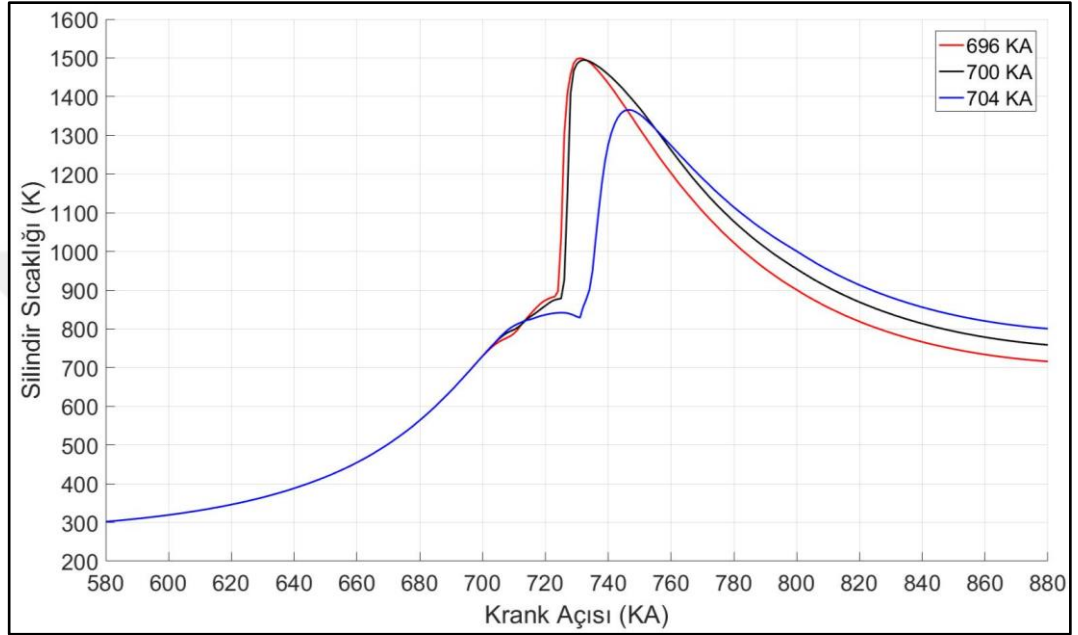
Sınır koşulu	Sınır değerleri		
Püskürtme başlangıç açısı (KA)	696°	700°	704°
Püskürtme bitiş açısı (KA)	716	720	724
Püskürtme açısı (Derece)	14	14	14
Nozul sayısı (adet)	4	4	4
Püskürtme Sıcaklığı (K)	368	368	368
Koni Açısı (derece)	20	20	20
Türbülans model	k-ε RNG	k-ε RNG	k-ε RNG
Yakıt püskürtme süresi (KA)	20	20	20

Yukarıdaki tabloda belirlenen sınır koşulları için emisyon ve termodinamik özellikler grafikler halinde aşağıda belirtilmiştir. Şekil 6.11’de üç farklı püskürtme avansı değeri için silindir basıncı gösterilmiştir.



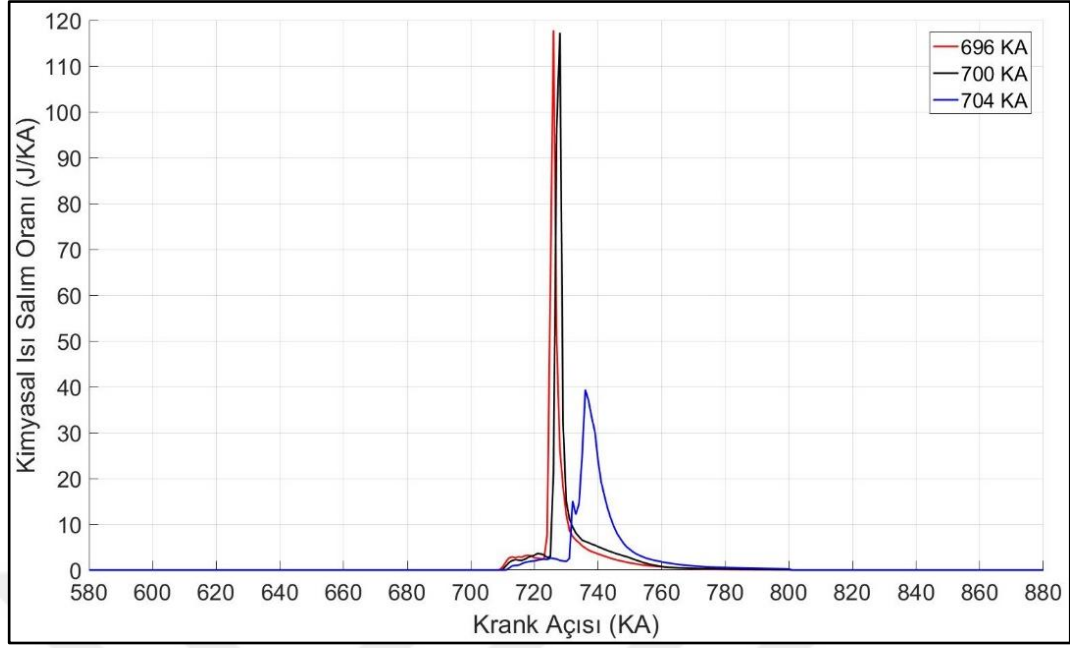
Şekil 6.11 Farklı püskürtme avans değerleri için silindir basıncı

Farklı püskürtme oranları için silindir basıncı değişiminde püskürtme başlangıcı ne kadar erken gerçekleşirse, karışım o kadar kaliteli olmakta bu durumda basıncın artmasına neden olmaktadır. Aşağıda Şekil 6.12’de silindir sıcaklığı gösterilmiştir. Silindir sıcaklık değeri 696°-700° KA değerleri için maksimum 704° KA açısı için minimum değerde bulunmuştur.



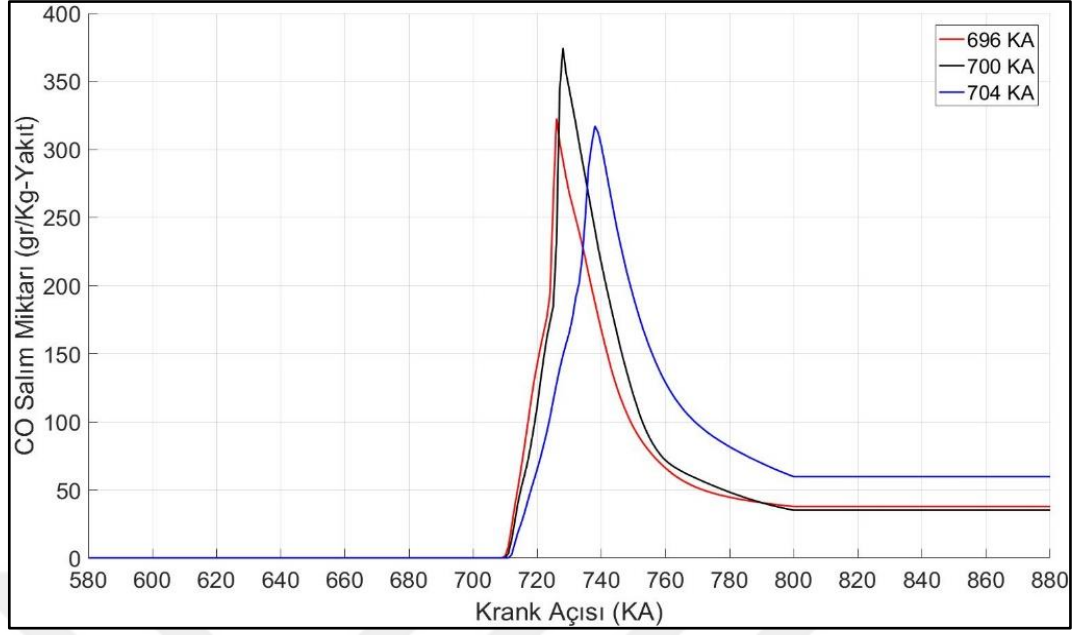
Şekil 6.12 Farklı püskürtme avans değerleri için silindir sıcaklığı

Kimyasal ısı salım oranının püskürtme avans değerleri için miktarı aşağıda Şekil 6.13’de belirtilmiştir. Silindir basıncı ve sıcaklığı değerleri ile paralellik gösteren bu değer, motor performans değerlerine doğrudan etki eden parametrelerdendir.

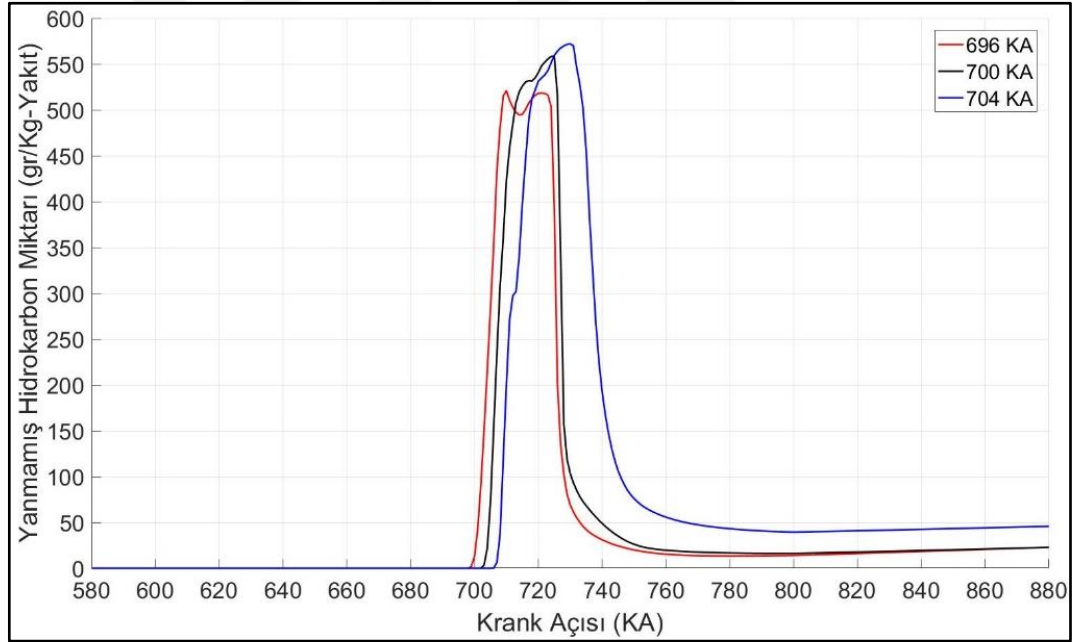


Şekil 6.13 Farklı püskürtme avans değerleri için kimyasal ısı salım oranı

Dizel makinelerde püskürtme avansı yanma odası içerisindeki hava-yakıt karışımının kalitesini etkileyen en önemli değişkenlerden biridir. Erken püskürtme avans değerleri yanma odası içerisinde homojen dağılımın oluşmasına olanak sağlamaktadır. Yanma odası içerisinde yanma reaksiyonlarının tam gerçekleşmemesi ya da uygun sıcaklık basınç değerlerinin oluşmaması, yakıtın verimli yanmamasına, bundan kaynaklı CO emisyonları ve yanmamış hidrokarbonların oluşmasına neden olmaktadır. Aşağıda Şekil 6.14’de CO miktarının, Şekil 6.15 yanmamış hidrokarbon miktarının püskürtme avansı ile değişimi gösterilmiştir.

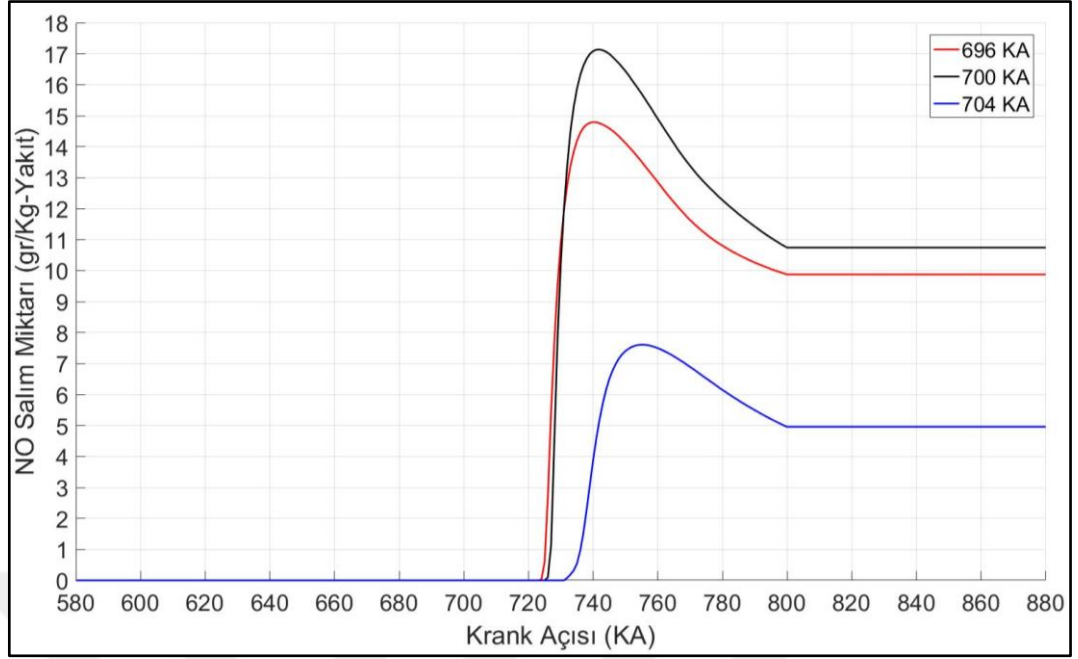


Şekil 6.14 Farklı püskürtme avans değerleri için CO miktarları

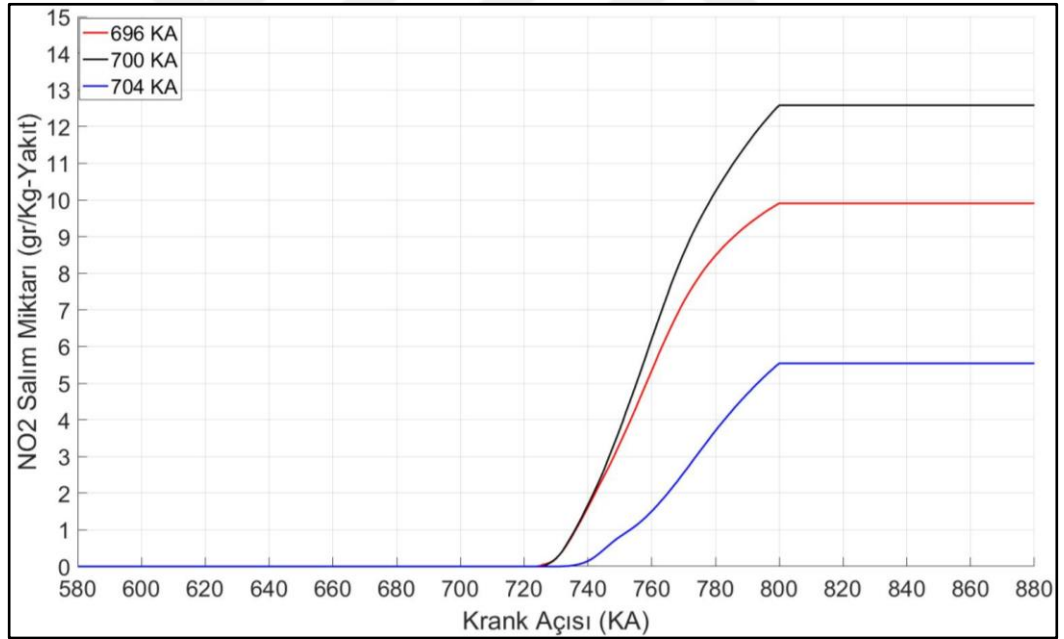


Şekil 6.15 Farklı püskürtme avans değerleri için yanmamış hidrokarbon miktarları

CO ve yanmamış hidrokarbon miktarları sıcaklık değeri ile ters orantılı olmasına karşın, NO_x miktarı sıcaklık artışı ile birlikte artmaktadır. Ayrıca NO_x miktarları Şekil 6.16'daki NO ve Şekil 6.17'de belirtilen NO_2 miktarından oluşmaktadır. Yanmanın ilk evrelerinde NO oluşurken daha sonra sıcaklık etkisi ile bir miktar NO'dan NO_2 'ye dönüşmektedir. 800°KA değerinde dengelenerek egzozdan atılmaktadır.



Şekil 6.16 Farklı püskürtme avans değerleri için NO miktarları



Şekil 6.17 Farklı püskürtme avans değerleri için NO₂ miktarları

Dizel Makinelerde yakıt püskürtme avansının egzoz gazı bileşenlerinin yanı sıra yanma odası sıcaklık, basınç, yakıtın yanma verimine bağlı olarak motor güç değerlerini de etkilemektedir. Aşağıda Tablo 6.3’de, yukarıda Tablo 6.1’de gösterilen sınır koşullarına bağlı olarak yanma odası ortalama gösterge basıncı ve güç değerleri gösterilmiştir.

Tablo 6.3 Motor performans verileri

Performans parametreleri	Performans değerleri		
Püskürtme başlangıç açısı (KA)	696°	700°	704°
Güç (kW)	3,65067	3,89377	3,52215
IMEP (MPa)	0,50412	0,53769	0,48637
Yakıt miktarı (g/cyc)	0,0137	0,0137	0,0137
Yakıt alt ısı değeri (kJ/g)	44,52000	44,52000	44,52000
Toplam kimyasal ısı salımı (J)	423,74142	454,82165	421,30023
Yanma verimi	0,69474	0,74570	0,69074
CO salım miktarı (ppm)	1335	1237	2108
NOx salım miktarı (ppm)	539	624	282

Tabloda dört farklı püskürtme avans değeri için performans parametreleri gösterilmiştir. Motor güç değerinin 700° KA püskürtme değeri için en yüksek, 704° KA püskürtme değeri için ise en az olduğu belirlenmiştir. Dizel makinelerde yanma verimi, kimyasal olarak açığa çıkan enerjinin, yakıtın maksimum olarak verebileceği enerji miktarına oranı ile bulunmaktadır. Yanma verimi, açığa çıkan toplam ısı salımı oranı ile orantılı olarak, püskürtme başlangıcı 700° KA değeri için en yüksek, 704° KA değeri için ise en düşük değerde olduğu gözlemlenmiştir. Püskürtme zamanlamasının 704° KA değerinde olması durumunda, yukarıda grafiklerde de belirtildiği üzere yakıtın yanma odası içerisinde tam ve verimli yanmamasından kaynaklı olarak, performans parametrelerinin düştüğü buna bağlı olarak da CO salım miktarlarında artma olduğu belirlenmiştir.

6.3 Yakıt Püskürtme Süresinin Yanmaya Etkisinin İncelenmesi

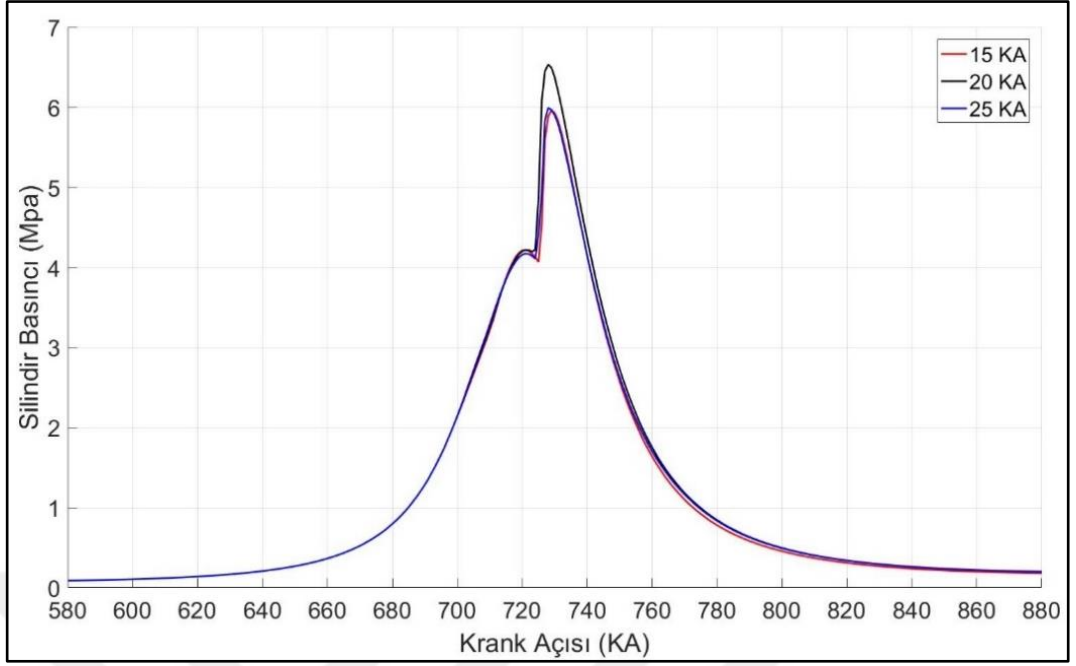
Tez çalışması kapsamında incelenen bir diğer konu ise farklı püskürtme süreleri için motor performans ve egzoz gazından salınan zararlı gaz miktarlarının belirlenmesidir. Çalışmada farklı püskürtme zamanlamaları için farklı püskürtme süreleri incelenmiştir. Aşağıda Tablo 6.4’de belirtilen durumlar için sayısal analiz gerçekleştirilmiştir.

Tablo 6.4 Farklı püskürtme süreleri için sınır koşulları

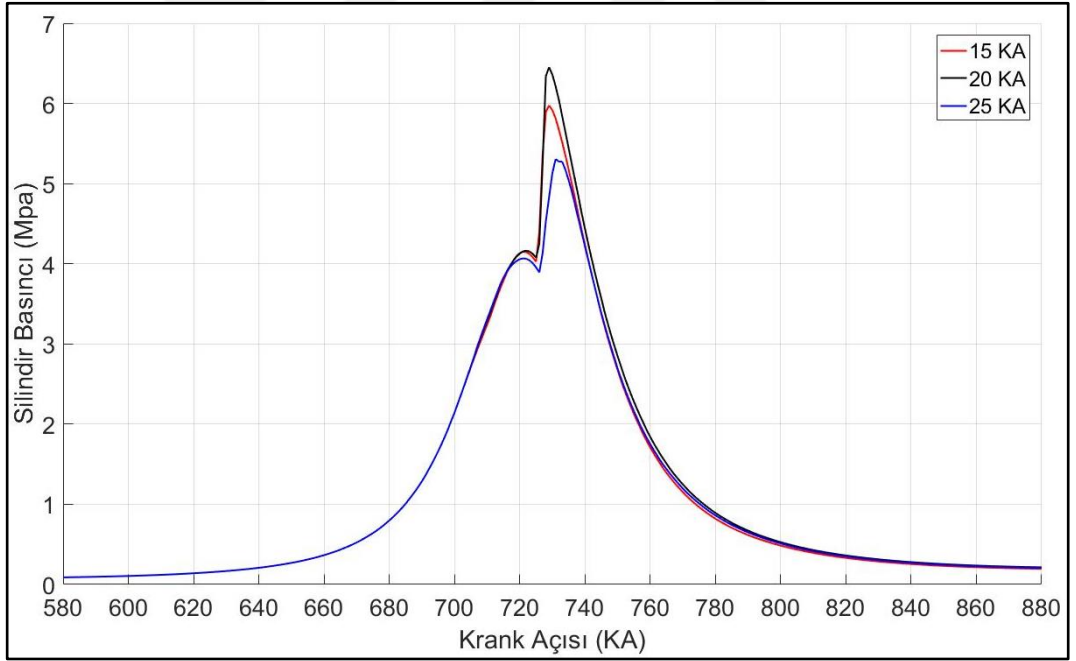
Sınır koşulları	Sınır değerleri		
Püskürtme başlangıç Açısı (KA)	696°	700°	704°
Püskürtme bitiş Açısı (KA)	716	720	724
Püskürme açısı (derece)	14	14	14
Nozul Sayısı	4	4	4
Püskürtme sıcaklığı (K)	368	368	368
Koni açısı (derece)	20	20	20
Türbülans model	k-ε RNG	k-ε RNG	k-ε RNG
Yakıt püskürtme süresi (KA)	15	15	15
	20	20	20
	25	25	25

Tabloda da gösterildiği üzere her bir püskürtme avansı değeri için, 15° KA, 20° KA ve 25° KA püskürtme süresi değerleri için, sabit yakıt miktarı ve sabit sınır koşulları değerlerinde, egzoz gazından atmosfere salınan kimyasal türlerin miktarları belirlenmiştir. Aşağıda grafiklerde ayrıca sıcaklık, basınç ve kimyasal ısı salım oranı gibi motor performansını doğrudan etkileyen parametreler de belirtilmiştir. Dizel makinelerde yanmanın verimli gerçekleşebilmesi için, püskürtme avans değeri ve püskürtme süresinin en uygun şekilde ayarlanması gerekmektedir. Püskürtme süresinin seçiminde, yanma odası içerisinde basınç ve sıcaklığın maksimum olduğu koşullarda yakıtın yanma odasına püskürtülmesi gerekmektedir. Bu durum yakıtın tutuşma gecikmesi ile doğrudan ilişkilidir.

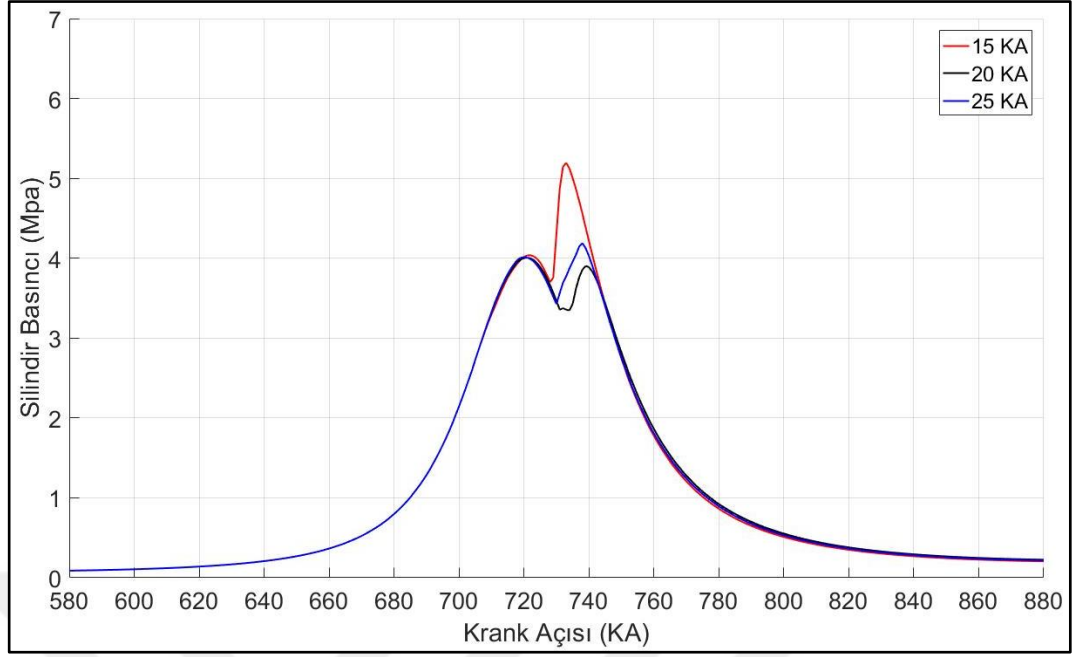
Aşağıda Şekil 6.18, 6.19 ve 6.20 püskürtme avans değerleri için yanma odası silindir basıncının farklı yakıt püskürtme süreleri için değerleri verilmiştir. Belirtilen şekiller için her bir püskürtme avans değerinde 15° KA, 20° KA ve 25° KA püskürtme süreleri için analiz gerçekleştirilmiştir.



Şekil 6.18 Farklı püskürtme süreleri için basınç değerleri (696° KA)



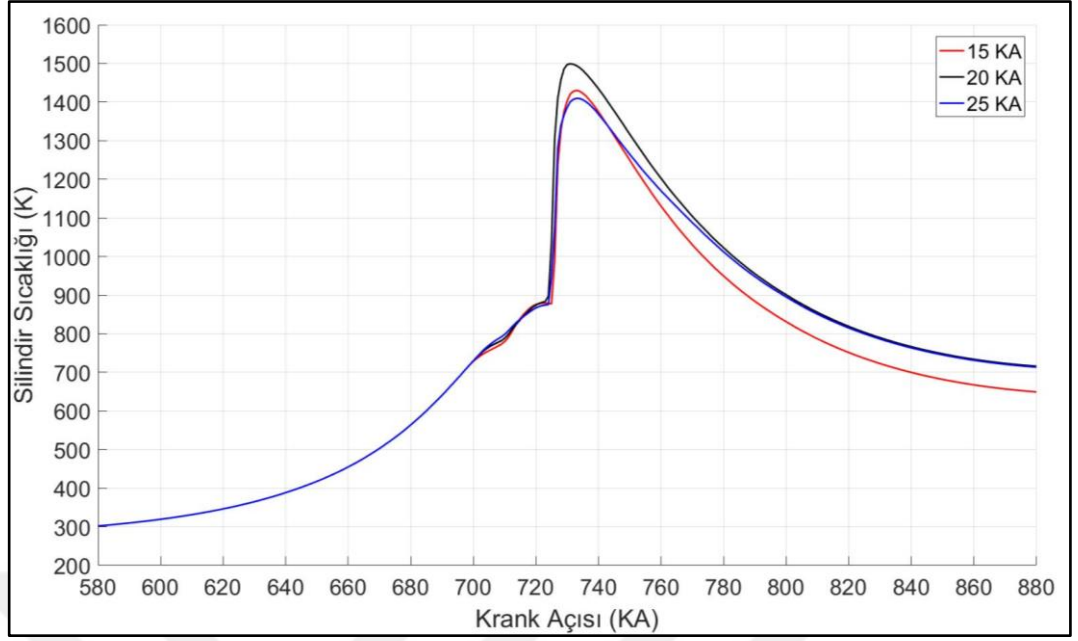
Şekil 6.19 Farklı püskürtme süreleri için basınç değerleri (700° KA)



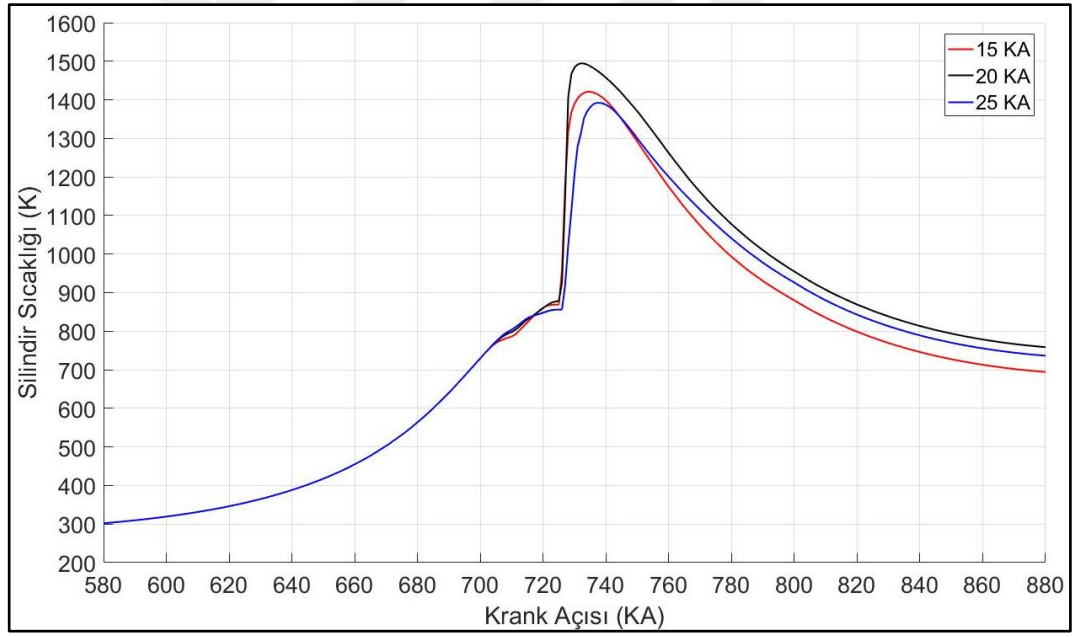
Şekil 6.20 Farklı püskürtme süreleri için basınç değerleri (704° KA)

Grafiklerde püskürtme avans değerleri için farklı püskürtme sürelerinde basınç değerleri verilmiştir. Püskürtme başlangıcı 696° KA değeri için, 20° KA püskürtme süresinde basıncın en yüksek, 15° KA ve 25° KA değerlerinde neredeyse aynı seviyede olduğu belirlenmiştir. 700° KA püskürtme başlangıcı değerinde ise 20° KA püskürtme süresi en yüksek değerinde olmasına karşın, 25° KA püskürtme süresi için basınç değeri oldukça düşmüştür. Püskürtme başlangıcı 704° KA değerinde geldiğinde ise, 15° KA püskürtme süresinin maksimum, 20° KA ve 25° KA değerleri için en az indiği belirlenmiştir. Her üç durumda göz önüne alındığında, püskürtme başlangıcı üst ölü noktaya yaklaştıkça basınç değerlerinde azalmalar meydana gelmektedir. Yanma odası basınç değeri için püskürtme süresinin ise püskürtme başlangıcı ve pistonun konumu ile doğrudan bir ilişkisi bulunmaktadır. Püskürtme başlangıcı ile püskürtme süresinin 720° KA değerinden düşük olması silindir basıncının arttırıcı etki yaratmaktadır. Bunun yanı sıra, erken püskürtme avansı da, aynı şekilde yakıt ile havanın karışımını arttırarak silindir basıncını arttırmaktadır.

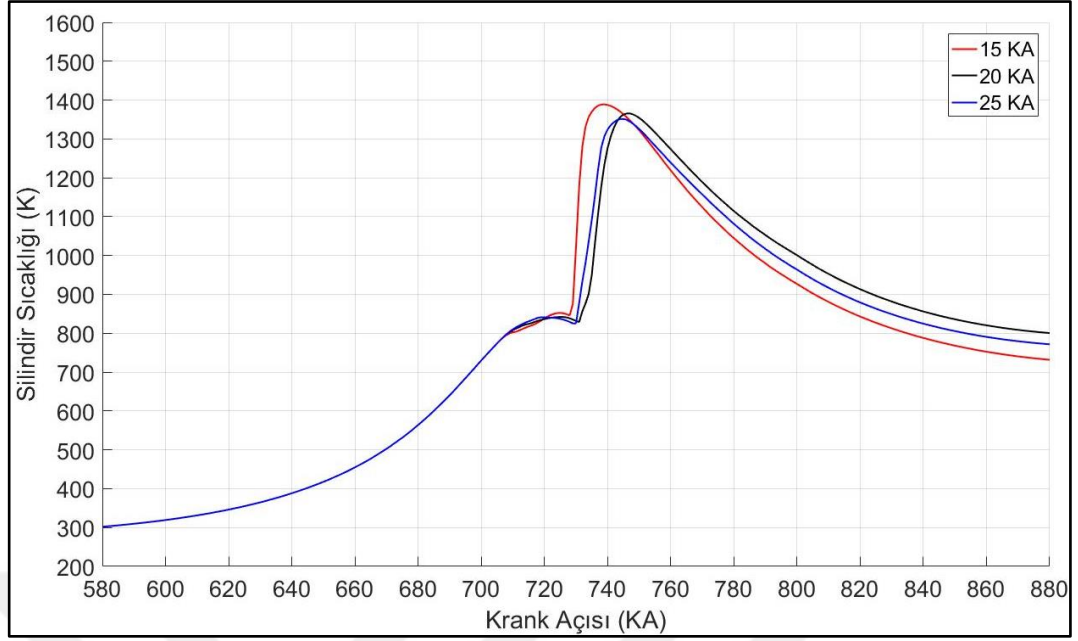
Motor performansını etkileyen bir diğer çalışma ise yanma odası sıcaklık değerleridir. Farklı püskürtme süresi ve avans değerleri için bulunan veriler, Şekil 6.21, 6.22 ve 6.23'de verilmiştir.



Şekil 6.21 Farklı püskürtme süreleri için sıcaklık değerleri (696° KA)



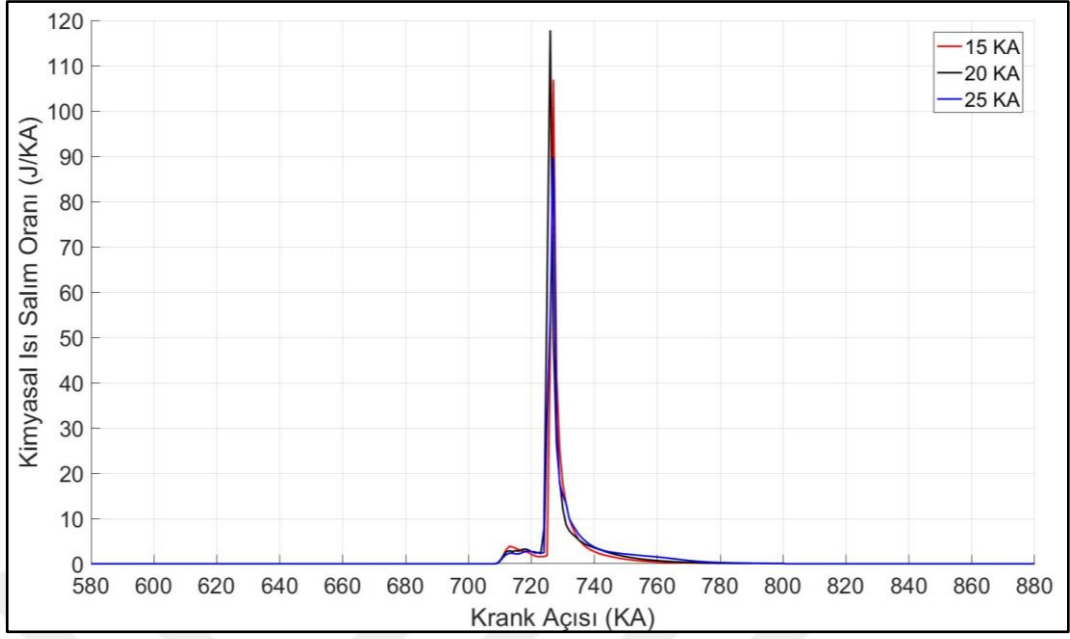
Şekil 6.22 Farklı püskürtme süreleri için sıcaklık değerleri (700° KA)



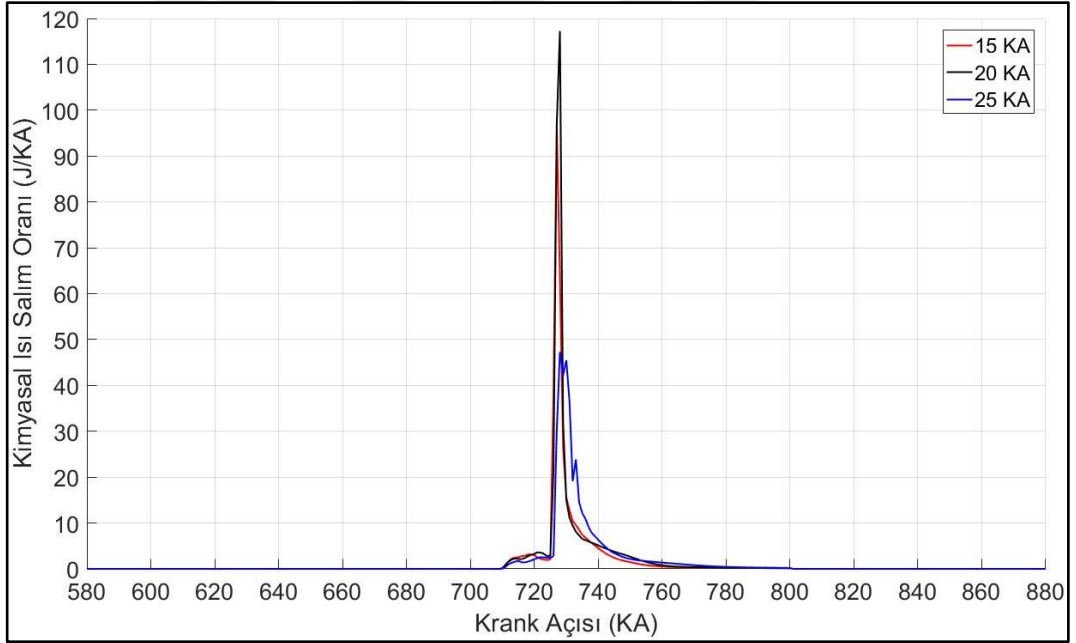
Şekil 6.23 Farklı püskürtme süreleri için sıcaklık değerleri (704° KA)

Grafiklerde her bir püskürtme avans değeri için üç farklı püskürtme süresi için analizler yapılmıştır. Silindir sıcaklık değerinin yanma odası basıncı ile orantılı olarak 696° KA püskürtme avansı değeri için 20° KA püskürme süresinde en yüksek değerde olduğu belirlenmiştir. Silindir sıcaklık değerleri 696° KA ve 700° KA değerleri için 20° KA püskürtme süresinde maksimum sıcaklık değerinin hemen hemen aynı olmasına karşılık 700° KA değerinde egzoz gazı sıcaklığı daha fazla olarak atmosfere salınmaktadır. Silindir sıcaklık değerleri yanma odası basıncı ile paralel olarak püskürtme avans değeri üst ölü noktaya yaklaştıkça azalmaktadır. 704° KA püskürtme başlangıç değeri için yanma odası sıcaklık değeri en az olmasına karşılık, bu püskürtme avans değerinde 15° KA püskürtme süresi maksimum sıcaklığın en yüksek olduğu değer olarak belirlenmiştir. Yanma odası maksimum sıcaklık değerleri püskürtme başlangıcı ve püskürtme zamanlamasına bağlı olarak optimum değerinde seçilmelidir.

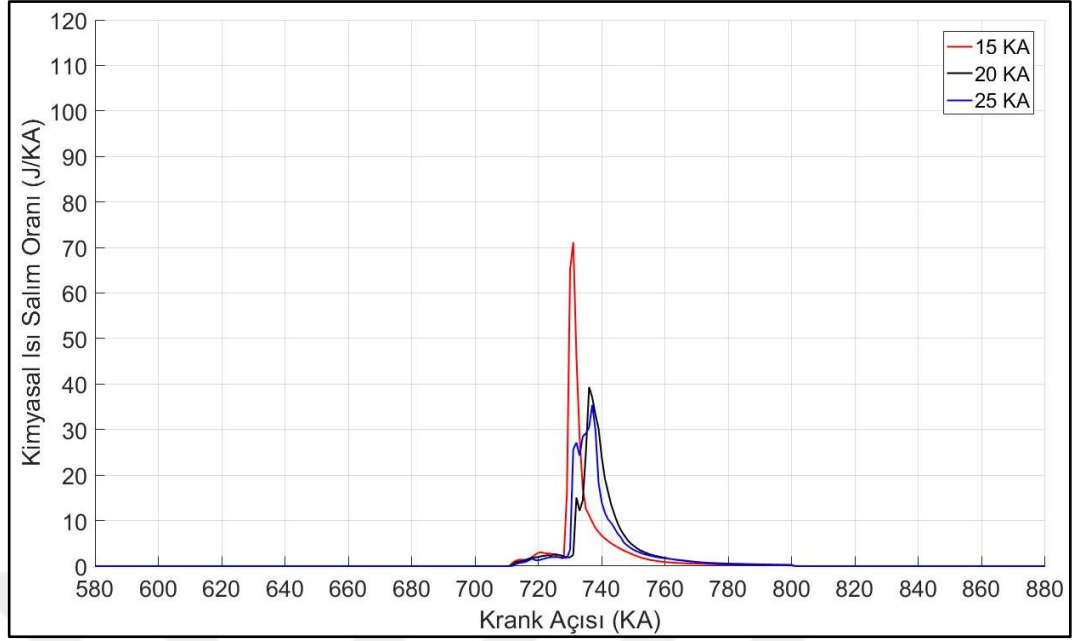
Yanma odası sıcaklık ve basınç değerleri, yanma verimini ve gücü doğrudan etkileyen parametreleridir. Farklı püskürtme süresi değerleri için kimyasal ısı salım oranları aşağıda Şekil 6.24, 6.25 ve 6.26'da gösterilmiştir.



Şekil 6.24 Farklı püskürtme süreleri için kimyasal ısı salım değerleri (696° KA)



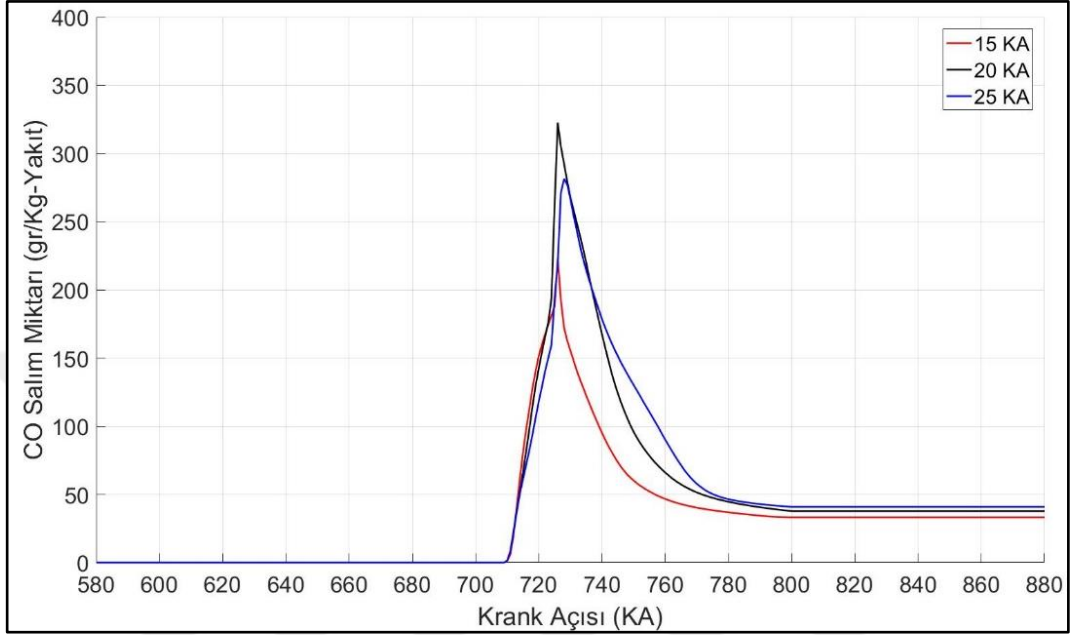
Şekil 6.25 Farklı püskürtme süreleri için kimyasal ısı salım değerleri (700° KA)



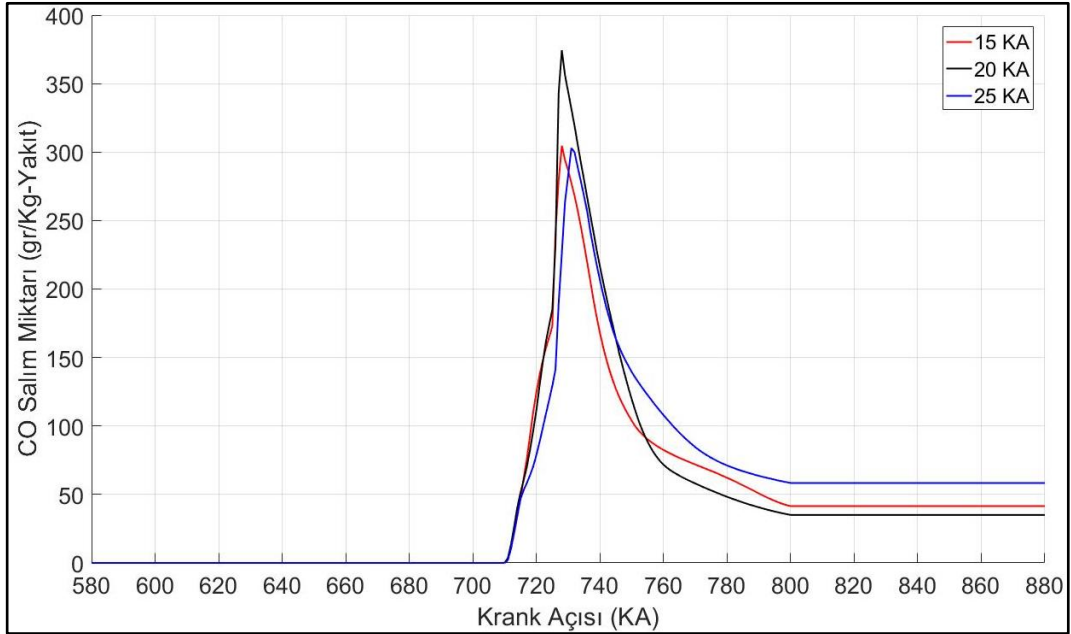
Şekil 6.26 Farklı püskürtme süreleri için kimyasal ısı salım değerleri (704° KA)

Yanma sırasında açığa çıkan kimyasal ısı salım oranı yukarıdaki grafiklerde farklı püskürtme avans değerleri ve süreleri için gösterilmiştir. Grafiklere göre kimyasal ısı Salım oranı 696° KA değeri için maksimum 704° KA değeri için en az değerde olduğu gözlemlenmiştir. Kimyasal ısı salım oranı, yakıtın yanma odasına püskürtülmesi ve yanma reaksiyonlarının başladığı noktalarda en yüksek, yakıtın azalması ile azalmakta ve yanma sonunda en az olduğu gözlemlenmiştir. 696° KA ve 700° KA değerleri için 20° KA püskürtme süresi için kimyasal ısı salım oranı en yüksek değerinde, 704° KA değeri için ise, 15° KA değeri maksimum kimyasal ısı salım oranının maksimum olduğu belirlenmiştir. Yanma veriminin, piston üst ölü noktayı geçtikten sonra yakıtın püskürtülmesi sonucu azaldığı gözlemlenmiştir. Kimyasal ısı salım oranının aynı yakıt miktarı için püskürtme süresi arttıkça, azaldığı belirlenmiştir. İçten yanmalı motorlarda kimyasal ısı salım oranı, motordan elde edilen enerji ile doğrudan orantılı bir parametredir. Yanma verimi, yakıtın alt ısı değeri ile miktarından elde edilecek maksimum gücün elde edilen kimyasal ısı arasındaki ilişkiden elde edilmektedir. Dolayısıyla kimyasal ısı salınımının yüksek olması, yanma verimin de yüksek olmasını beraberinde getirmektedir.

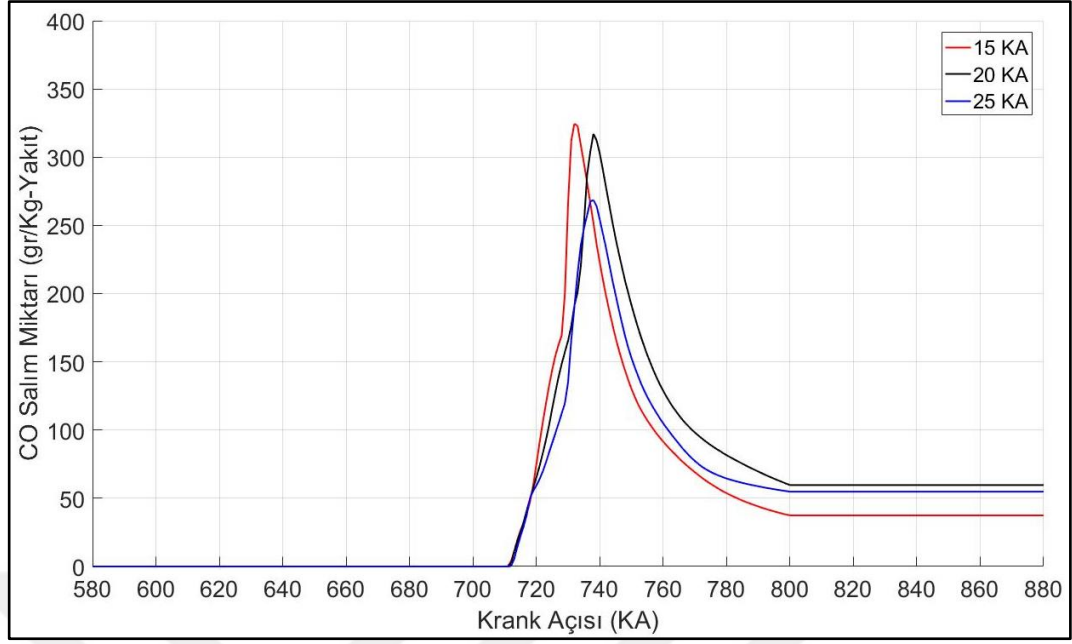
Yapılan analiz çalışmasında püskürtme süresinin emisyonlara etkisi bu kısımda incelenecektir. Aşağıda Şekil 6.27, 6.28 ve 6.29 için farklı püskürtme avans değerleri için farklı püskürtme sürelerinde oluşan CO miktarları gösterilmiştir.



Şekil 6.27 Farklı püskürtme süreleri için CO değerleri (696° KA)



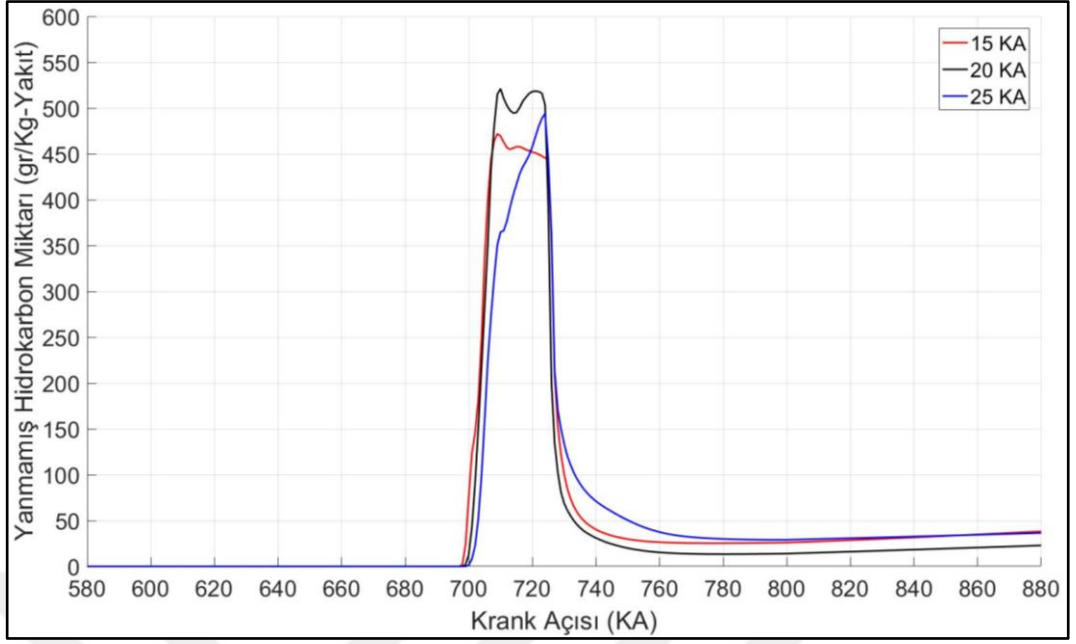
Şekil 6.28 Farklı püskürtme süreleri için CO değerleri (700° KA)



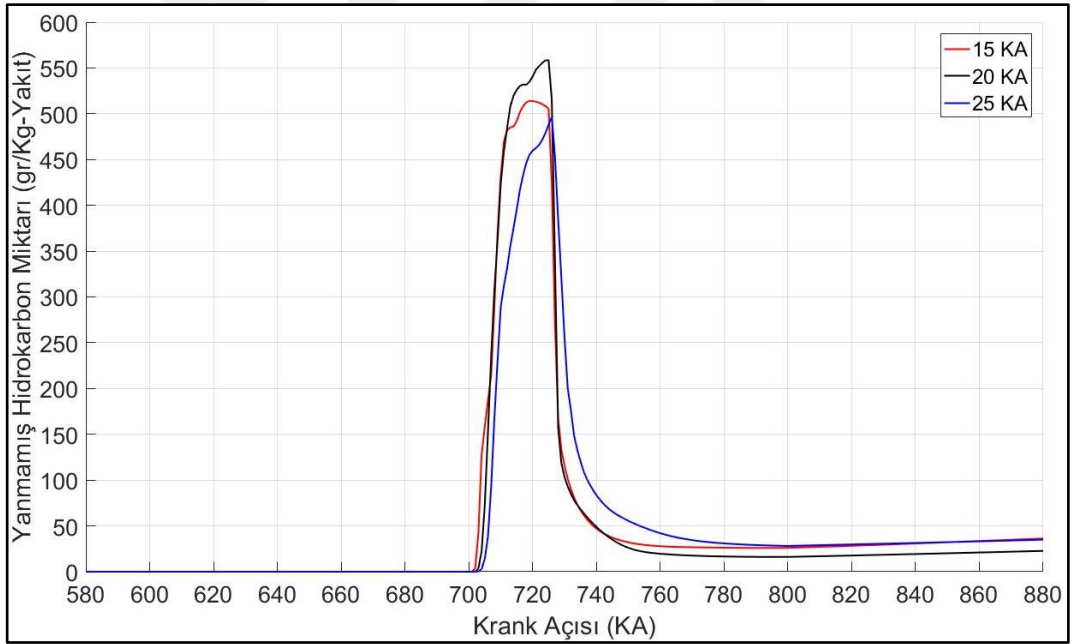
Şekil 6.29 Farklı püskürtme süreleri için CO değerleri (704° KA)

İçten yanmalı makinelerde egzoz gazından salınan kimyasal bileşenler yanma odası sıcaklık ve basınç değerleri doğrudan orantılıdır. Yukarıdaki grafiklerde CO miktarlarının farklı püskürtme süreleri için değerleri verilmiştir. Bir önceki kısımda CO salım miktarlarının püskürtme avansı ile birlikte değişimi incelenmişti. Yanma odası CO miktarları sıcaklık ile ters orantılı olarak değişmektedir. CO salım miktarları 704° KA püskürtme başlangıcı değeri için 20° KA püskürtme süresinde en yüksek değerinde sıcaklığın artışına bağlı olarak 696° KA püskürtme başlangıcı 20° KA değeri için azalmıştır. 704° KA püskürtme başlangıç değerinde 15° KA değeri için yanmanın ve sıcaklığın etkisi ile en yüksek seviyelerde olduğu gözlemlenmiştir. 696° KA açısı değeri için farklı püskürtme zamanlamaları dikkate alındığında 25° KA değerinin 15° KA değerinden fazla çıkmasının nedeni püskürtmenin üst ölü noktadan uzak olması ve yakıt yanma reaksiyonlarının tamamlanmasına bağlı olduğu belirlenmiştir. 25° KA açısı değerinde egzoz gazından salınan CO miktarının en fazla değerde olduğu gözlemlenmiştir.

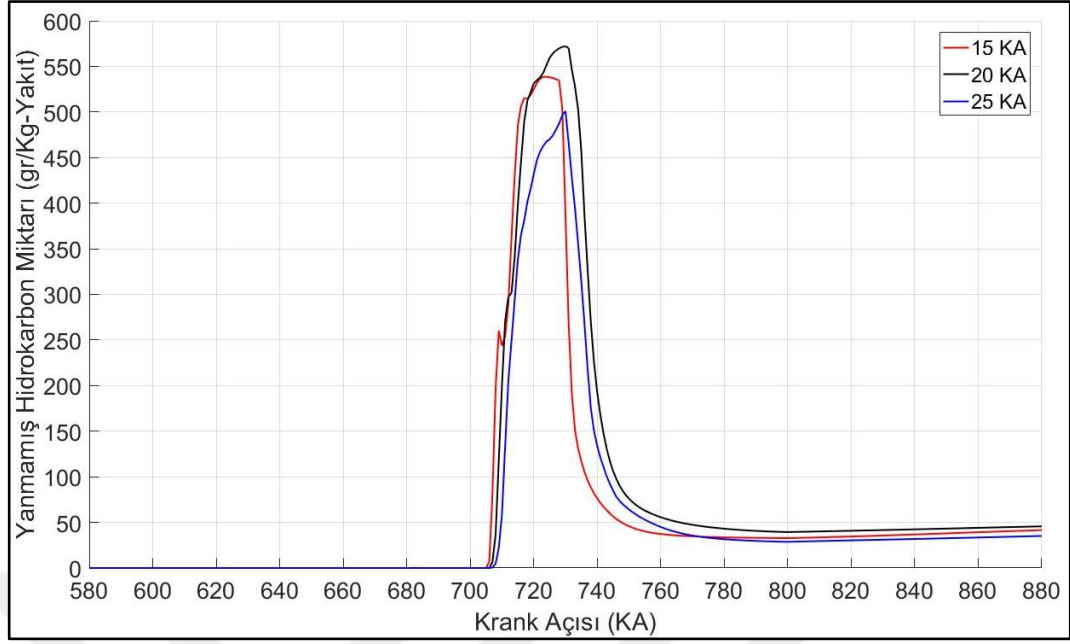
Aşağıda Şekil 6.30, 6.31 ve 6.32’de yanma sonucu oluşan yanmamış hidrokarbonların miktarları gösterilmiştir.



Şekil 6.30 Farklı püskürtme süreleri için yanmamış hidrokarbon değerleri (696° KA)



Şekil 6.31 Farklı püskürtme süreleri için yanmamış hidrokarbon değerleri (700° KA)

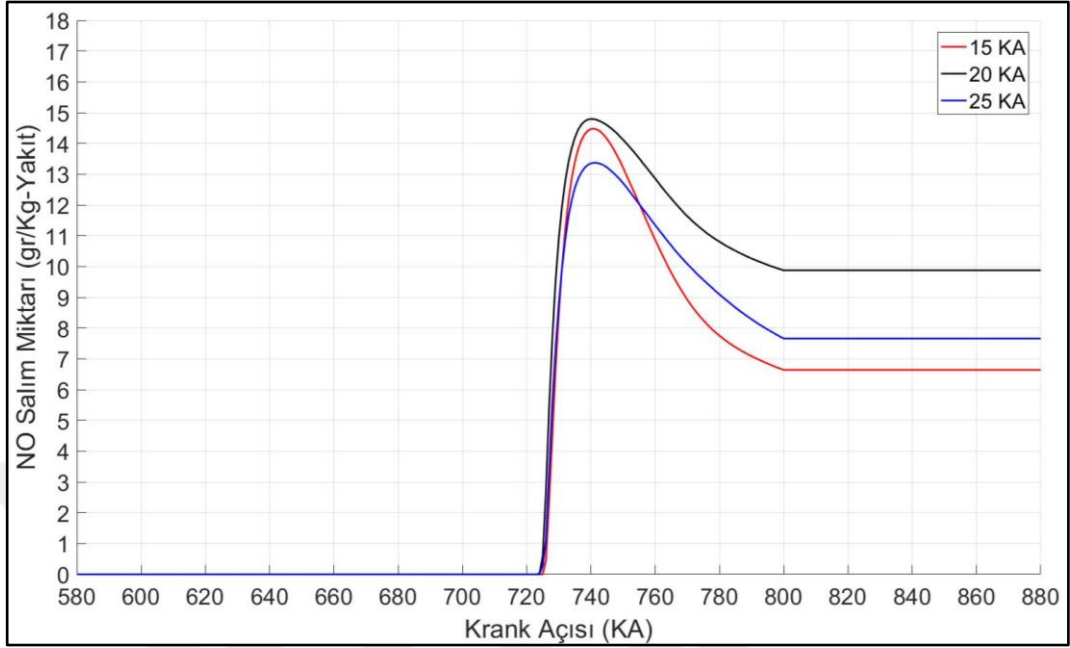


Şekil 6.32 Farklı püskürtme süreleri için yanmamış hidrokarbon değerleri (704° KA)

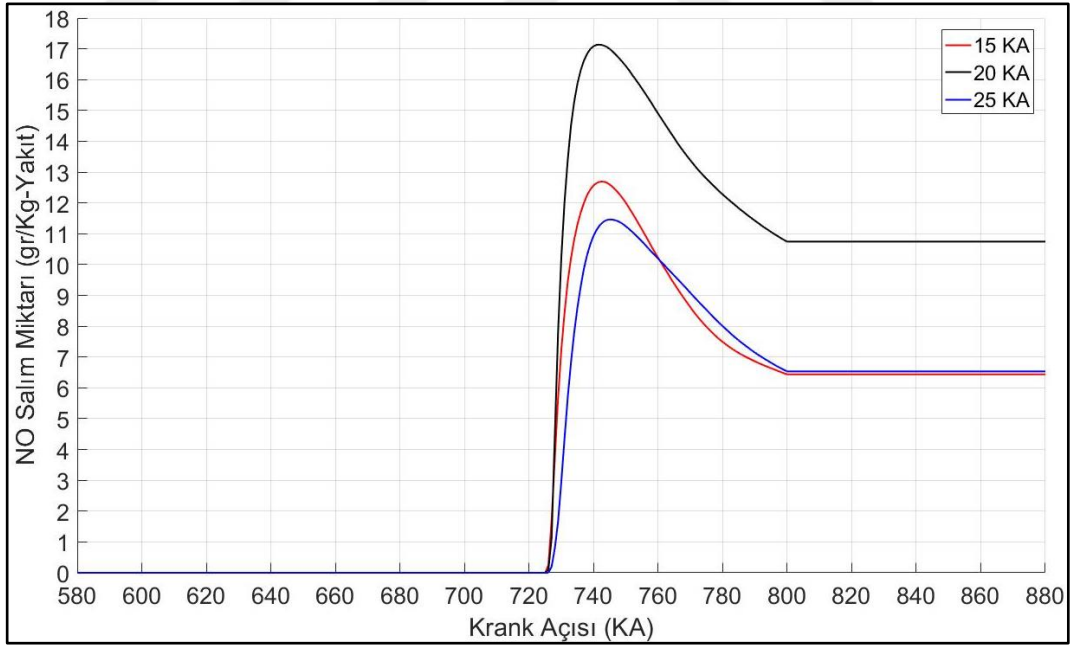
Dizel makinelerde yanmamış hidrokarbon miktarı, yanma verimliliği ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Yanma odasına püskürtülen yakıtın verimli olarak yanmaması yanma odası ve yanmamış hidrokarbonların miktarını etkilemektedir. Yukarıdaki grafiklerde yanma odası yanmamış hidrokarbon miktarları gösterilmiştir. Yanma odası içerisinde başlangıçta yakıt olmadığından dolayı sıfır değerinde 696° KA değerinde, yakıtın püskürtülmesi birlikte yanma odası hidrokarbon miktarı da artmaktadır. 720° KA değerlerinde patlamanın gerçekleşmesi ile birlikte hidrokarbon miktarı da azalmaktadır. Farklı püskürtme başlangıcı ve püskürtme süreleri için yapılan çalışmada, püskürtme zamanlaması 696° KA ve 700° KA değerleri için yanmamış hidrokarbon miktarı en az iken, 704° KA değeri için egzoz gazındaki hidrokarbon miktarının, en yüksek değerde olduğu belirlenmiştir. Yanma odası içerisinde yanma süresince ise maksimum hidrokarbon miktarının yine 700° KA ve 704° KA değerinde olduğu gözlemlenmiştir. Püskürtme süresinin etkisi incelendiğinde, 20° KA püskürtme süresinde 696° ve 700° KA püskürtme başlangıcı için en az, 704° KA püskürtme başlangıcı için ise en fazladır.

Dizel makinelerin yanma proseslerinde yanma süreci başladıktan sonra sıcaklık ve basıncın etkisi ile serbest halde bulunan oksijen ve azot atomları birleşerek çevreye de zararlı olan NO ve NO₂ zararlı gazlarını oluşturmaktadır. Aşağıda Şekil 6.33, 6.34 ve

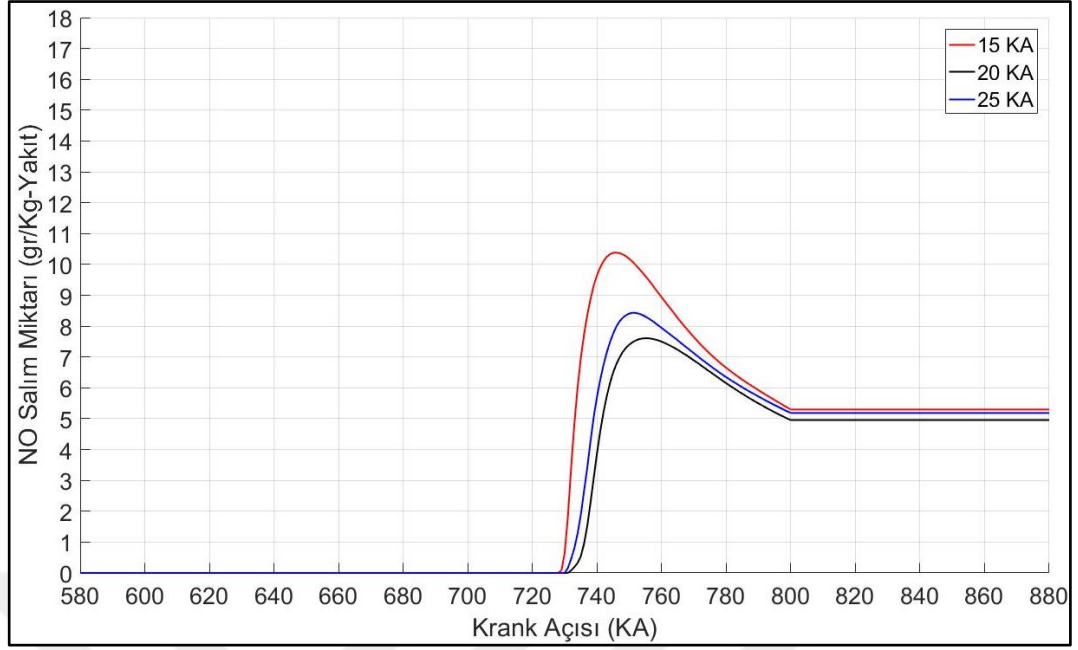
6.35’de atmosfere salınan NO gazlarının miktarları gösterilmiştir.



Şekil 6.33 Farklı püskürtme süreleri için NO değerleri (696° KA)



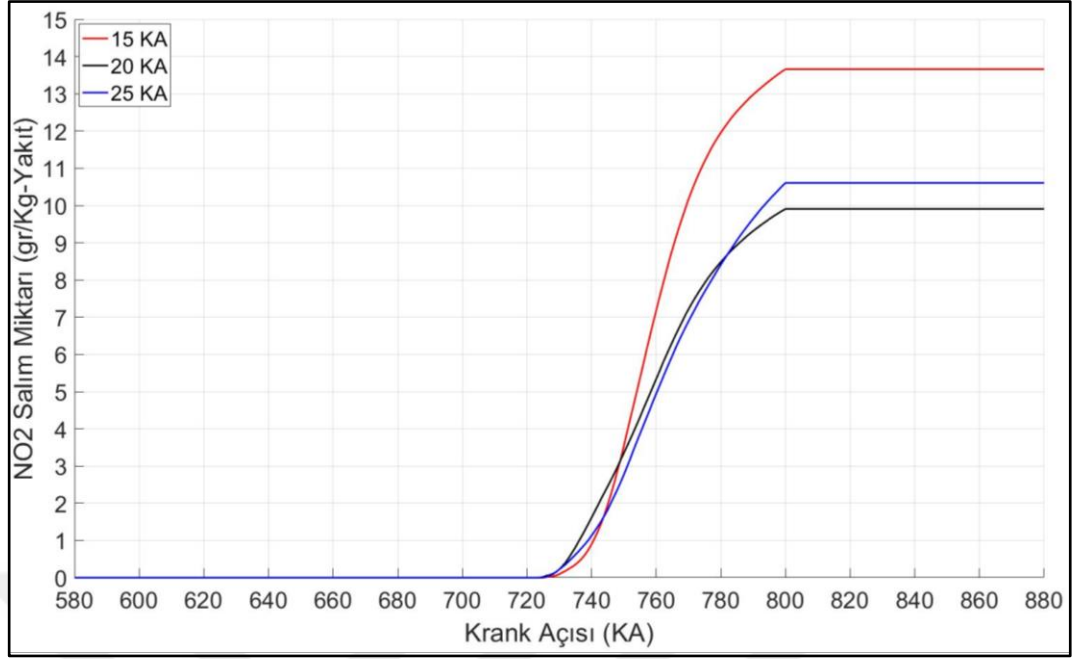
Şekil 6.34 Farklı püskürtme süreleri için NO değerleri (700° KA)



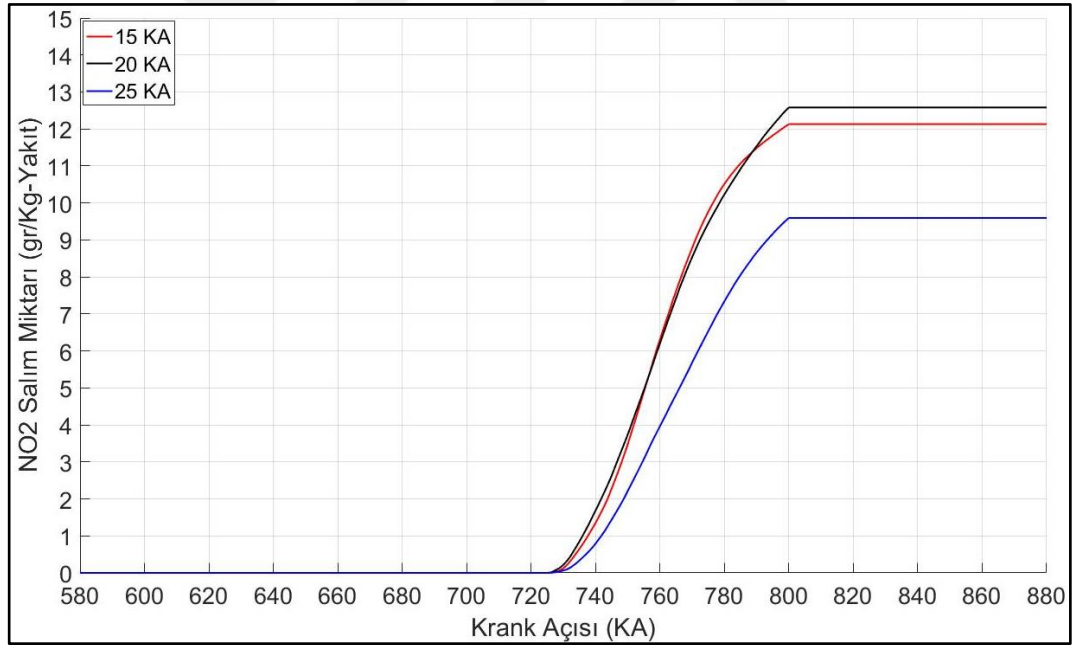
Şekil 6.35 Farklı püskürtme süreleri için NO değerleri (704° KA)

Yukarıdaki grafiklerde gösterilen NO miktarlarının farklı püskürtme başlangıcı ve püskürtme süreleri için değişimi gösterilmiştir. Grafiklerde de gösterildiği üzere, NO salım miktarları sıcaklığın etkisi ile 730° KA seviyelerinde maksimum değerine ulaşırken, 745° KA değerlerinde azalmaya başlamakta ve 800° KA gelindiğinde sabit olarak devam etmektedir. Egzoz gazı ile dışarı atılan NO miktarının en yüksek sıcaklığın elde edildiği 700° KA değeri için 20° KA püskürtme değerinde en yüksek seviyelerde olduğu gözlemlenmiştir. 704° KA sıcaklığın azalması ile birlikte NO miktarları da azalmaktadır. 704° KA değeri için püskürtme süresinde, 15° KA değeri için, NO salım miktarları, yukarıda diğer kimyasal bileşenlerde olduğu gibi yanmanın daha verimli olmasından kaynaklı olarak en yüksek değerine ulaşmaktadır. Yanma süresince yukarıda da belirtildiği üzere kimyasal kinetik mekanizmasında sıcaklığa bağlı olarak NO miktarlarının bir kısmı NO₂ bileşenlerine dönüşmektedir.

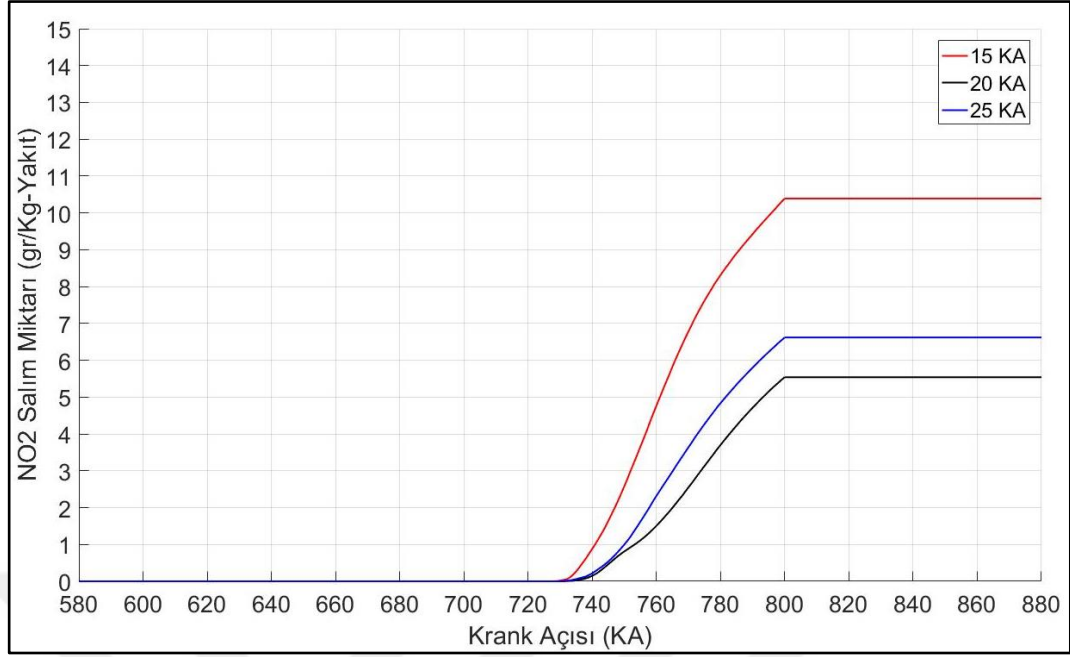
Aşağıda Şekil 6.36, 6.37 ve 6.38’de farklı püskürtme başlangıç değerleri için NO₂ miktarları gösterilmiştir.



Şekil 6.36 Farklı püskürtme süreleri için NO₂ değerleri (696° KA)



Şekil 6.37 Farklı püskürtme süreleri için NO₂ değerleri (700° KA)



Şekil 6.38 Farklı püskürtme süreleri için NO₂ değerleri (704° KA)

Yanma proseslerinde NO₂ oluşumları sıcaklık etkisi ile meydana gelmektedir. Yukarıdaki grafiklerde de gösterildiği üzere, NO₂ kimyasal bileşenlerinin yanma odası sıcaklık değerinin azalması ile birlikte NO bileşenlerinden meydana geldiği belirlenmiştir. Yukarıdaki grafiklerde NO₂ kimyasal bileşeninin miktarı, 800° KA değerine kadar artmakta, bu değerden sonra NO ve NO₂ bileşenlerinin tamamını ifade eden NO_x miktarları olarak dışarı atılmaktadır. NO₂ salım miktarlarının diğer kimyasal bileşenlerden farklı olarak 15° KA püskürtme değeri için sıcaklığın düşük olmasından kaynaklı olarak en yüksek değerinde olduğu gözlemlenmiştir. Ancak genel duruma bakıldığında bu değer diğer bileşenlerde olduğu gibi 704° KA püskürtme değeri için en küçüktür.

Dizel makinelerde yakıt püskürtme süresinin oluşan kimyasal bileşenlerin yanı sıra motor performans parametrelerine de etkisi vardır. Aşağıda Tablo 6.5’de 696° KA püskürtme başlangıç değeri için farklı püskürtme sürelerinin etkisi görülmektedir.

Tablo 6.5 Farklı püskürtme süreleri için motor performans verileri (696° KA)

Performans parametreleri	Performans değerleri		
	15°	20°	25°
Yakıt püskürtme süresi (KA)			
Güç (kW)	3,18600	3,65067	3,43838
IMEP (MPa)	0,43995	0,50412	0,47481
Püskürtme başlangıcı (KA)	696	696	696
Yakıt miktarı (g/cyc)	0,0137	0,0137	0,0137
Yakıt alt ısı değeri (kJ/g)	44,52000	44,52000	44,52000
Toplam kimyasal ısı salımı (J)	365,89845	423,74142	407,84177
Yanma verimi	0,59991	0,69474	0,66868
CO salım miktarı (ppm)	1178	1335	1446
NOx salım miktarı (ppm)	515	539	481

Tabloda farklı püskürtme avans değerleri için güç, ortalama efektif basınç, sabit miktarda yakıtın püskürtülme süresi, kimyasal ısı salım miktarı, yanma verimi, CO ve NO_x miktarları belirlenmiştir. 696° KA püskürtme başlangıcı değeri için performans değerinin 20° KA değerinde olduğu belirlenmiştir. Güç parametresi, yanma odası basınç değerleri ile paralel doğrultuda bulunmuştur. Ayrıca, silindir sıcaklığının en az olduğu 25° KA değeri için de NO_x miktarlarının en az değerinde olduğu belirlenmiştir. Aşağıda Tablo 6.6'da 700° KA püskürtme başlangıcı için performans parametreleri gösterilmiştir.

Tablo 6.6 Farklı püskürtme süreleri için motor performans verileri (700° KA)

Performans parametreleri	Performans değerleri		
	15°	20°	25°
Yakıt püskürtme süresi (KA)			
Güç (kW)	3,42392	3,89377	3,50519
IMEP (MPa)	0,47281	0,53769	0,48403
Püskürtme başlangıcı (KA)	700	700	700
Yakıt miktarı (g/cyc)	0,0137	0,0137	0,0137
Yakıt alt ısı değeri (kJ/g)	44,52000	44,52000	44,52000
Toplam kimyasal ısı salımı (J)	398,26484	454,82165	413,98034
Yanma verimi	0,65297	0,74570	0,67874
CO salım miktarı (ppm)	1468	1237	2063
NOx salım miktarı (ppm)	474	624	422

700° KA püskürtme başlangıcı değerleri için maksimum performansın 696° KA püskürtme başlangıcına benzer şekilde 20° KA püskürtme süresi için olduğu bulunmuştur. Sıcaklık değerine bağlı olarak, yine NO_x miktarının, en yüksek sıcaklığın bulunduğu 20° KA değerinde, CO miktarı ise sıcaklık ile ters orantılı olarak en az olduğu değer 20° KA değerindedir. Tablo 6.7'de 704° KA püskürtme başlangıcı değeri için motor performans parametreleri gösterilmiştir.

Tablo 6.7 Farklı püskürtme süreleri için motor performans verileri (704° KA)

Performans parametreleri	Performans değerleri		
Yakıt püskürtme süresi (KA)	15°	20°	25°
Güç (kW)	3,49096	3,52215	3,43154
IMEP (MPa)	0,48207	0,48637	0,47386
Püskürtme başlangıcı (KA)	704	704	704
Yakıt miktarı (g/cyc)	0,0137	0,0137	0,0137
Yakıt alt ısı değeri (kJ/g)	44,52000	44,52000	44,52000
Toplam kimyasal ısı salımı (J)	405,21584	421,30023	409,00008
Yanma verimi	0,66437	0,69074	0,67058
CO salım miktarı (ppm)	1325	2108	1939
NO _x salım miktarı (ppm)	399	283	313

Bu veriler ışığında 704 KA püskürtme başlangıcı için bulunan veriler 696° KA ve 700° KA değerlerinden farklıdır. 15° KA püskürtme süresi için yanma odası sıcaklık ve basınç değerlerinin en yüksek seviyelerde olması CO miktarını 20° KA ve 25° KA püskürtme sürelerine göre azaltmıştır. Sıcaklık etkisi ile yine aynı 15° KA püskürtme süresinde NO_x miktarı, diğer püskürtme sürelerine göre daha yüksek bir değerde bulunmuştur. Güç ise basıncın 15° KA püskürtme süresi için maksimum değerlere ulaşması nedeniyle, 20° KA püskürtme süresine yaklaşılarak gücün arttığı gözlemlenmiştir.

Yukarıda Tablo 6.5, 6.6 ve 6.7 göz önüne alındığında, motor performans parametrelerinin 700° KA değeri için en yüksek değerlere olduğunu göstermiştir. Diğer bir taraftan CO ve NO_x miktarları da yanma odasında oluşan maksimum sıcaklık ile orantılı olarak değişiklik göstermektedir. Bulunan sonuçlara göre yakıt püskürtme süresi ile yakıt püskürtme başlangıcı arasında doğrudan bir ilişki söz konusudur. Yakıtın püskürtülmesinin tamamlanması, silindirin üst ölü noktaya geçmeden önce tamamlanması, motor performansını artırıcı yönde etki ettiği belirlenmiştir.

BÖLÜM YEDİ

SONUÇLAR

Dünya üzerinde fosil yakıt kaynaklarının giderek azalması, içten yanmalı motorlardan atmosfere salınan zararlı gazların miktarının azaltılması için ulusal ve uluslararası düzenlemeler ve atmosfere salınan zararlı gazların sera etkisi yaratması dizel makinelerde kullanılan yakıtlara alternatif yakıtların kullanılması, motor geometrisinin ve püskürtme parametrelerinin değiştirilmesini zorunlu hale getirmiştir.

Tez kapsamında tek silindirli, dört stroklu bir dizel motoru modellenerek püskürtme parametrelerinin motor performans ve emisyonlarına olan etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Analiz çalışması üç farklı püskürtme avansı ve püskürtme süresi değerinde gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda, yanma prosesinin gerçekleştiği zamanlama için sıcaklık, basınç, kimyasal ısı salım miktarı, yanma odası akım hatlarının belirlenmesi, püskürtme karakteristiği, püskürtülen yakıtın miktarı, CO, NO_x ve yanmamış hidrokarbon miktarı belirlenmiştir.

Çalışma, ilk aşamada modellenen dizel motor silindir basıncı, kimyasal ısı salım miktarı, tork, güç, NO ve CO miktarları belirlenmiştir. Belirlenen bu değerler aynı motor için literatürden alınan deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmış ve analiz çalışması doğrulanmıştır. Sonuçların en fazla %8'lik sapma ile özgül yakıt tüketiminde olduğu gözlemlenmiştir.

İkinci aşamada püskürtme başlangıcı 696° KA, 700° KA ve 704° KA değerleri için motor performans ve salım miktarları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda 700° KA değeri için gücün maksimum değerinde olduğu belirlenmiştir. Egzoz gazı salım miktarlarına bakıldığında ise yanma veriminin 700° KA değerinde en yüksek olmasından kaynaklı olarak, CO miktarının en az, NO_x miktarının ise en fazla olduğu gözlemlenmiştir. Yakıt püskürtme zamanlaması üzerinde yapılan çalışmada belirlenen bir diğer etken de silindir basıncı değeridir. 696° KA püskürtme başlangıç değeri için silindir basıncının diğer püskürtme zamanlamalarına göre yanma süreci boyunca maksimum değere ulaştığı gözlemlenmesine rağmen, genişleme stroku boyunca 700°

KA değerinin en yüksek seviyede olduğu belirlenmiştir. 704° KA yakıt püskürtme başlangıç değeri için yanmanın tam gerçekleşmediğı, bu durumdan kaynaklı olarak kimyasal ısı salım miktarı, yanma verimi, güç miktarının oldukça fazla azaldığı, buna karşılık CO salım miktarlarının arttığı gözlemlenmiştir.

Tez kapsamında gerçekleştirilen son çalışma ise püskürtme süresinin dizel motor yanma ve egzoz gazlarındaki bileşenlere etkisidir. Farklı püskürtme başlangıç değeri için 15° KA, 20° KA ve 25° KA püskürtme sürelerinde aynı miktar yakıt gönderilmiş ve etkisi incelenmiştir. Çalışma sonucunda en yüksek güç ve yanma verimi değerin, 20° KA püskürtme süresi için 700° KA püskürtme başlangıcı ile elde edildiğı gözlemlenmiştir. 704° KA püskürtme başlangıç değeri için yanma süresince en yüksek basınç ve sıcaklık değerin alışımlışın dışında 15° KA değeriinde olduğu belirlenmiştir.

Çalışma ile dizel motorlarda yanma verimi egzoz gazı salım miktarlarının hem püskürme başlangıç değeri ile hem de doğrudan orantılı olduğu belirlenmiştir. Yanmanın yüksek verimlilikte gerçekleşmesi püskürtme süresinin pistonun hareketi ile paralel bir değerde alınması gerekmektedir. Dizel makineler gibi sıkıştırma sonucunda yanmanın gerçekleştiğı makinelerde, püskürtmenin maksimum sıcaklık ve maksimum basıncın olduğu değerlerde püskürtülmesi yanma performansını artırıcı bir etki yaratmaktadır. Yakıtın püskürtme zamanlaması ve püskürtme süresinin basınç ve sıcaklığın düştüğü değerlere denk gelmesi, yanma performansını azaltmaktadır.

Dizel makinelerde püskürtme süresi ile püskürtme avansının belirlenmesi, yakıtın tutuşma gecikmesi ile doğrudan ilişkilidir. Dolayısı ile sonraki çalışmalarda, tutuşma gecikmesi farklı olan yakıt kullanımının, yanma odası geometrisindeki değişikliklerin ve enjektör geometrisinin yanma ve performansa etkileri ilerde incelenebilecek diğeri çalışma konuları olabilir.

KAYNAKLAR

- Abay, M.K. (2015). *Dizel motorun hesaplamalı akışkanlar dinamiği İle modellenmesi ve yanma analizi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Akar, R. (2005). *Combustion chamber design with computational fluid dynamics*. Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi, Adana.
- Alrazen, H. A., Abu Talib, A. R. ve Ahmad, K. A. (2016). A two-component CFD studies of the effects of H₂, CNG, and diesel blend on combustion characteristics and emissions of a diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(24), 10483-10495.
- Ansys. (2016). *Ansys Forte Theory Manual*. 15.03.2018, <https://support.ansys.com/portal/site/AnsysCustomerPortal>
- Ansys. (2016). *Ansys Forte User Guide*. 15.03.2018, <https://support.ansys.com/portal/site/AnsysCustomerPortal>
- Babu, M.K.G. ve Subramanian, K.A. (2013). *Alternative transportation fuels* (1. Baskı). Abingdon: Taylor & Francis Group, LLC.
- Bae, C. ve Kim, J. (2016). Alternative fuels for internal combustion engines Choongsik. *Journal of Proceedings of the Combustion Institute*, 36 (3), 3389-3413.
- Basshuysen, R.V. ve Schäfer, F. (2004). *Internal combustion engine handbook* (2. Baskı). Canada: SAE Permissions.
- Benajes, J., Novella, R., Pastor, J. M., Hernández-López, A. Hasegawa, M. Tsuji, N., Emi, M., Uehara, I., Martorell, J. ve Alonso, M. (2016). Optimization of the combustion system of a medium duty direct injection diesel engine by combining CFD modelling with experimental validation. *Journal of Energy Conversion and*

Management, 110, 212-229.

Bennett, S. (2010). *Modern diesel technology: Diesel engines* (1. Baskı). New York: Delmar.

Brakora, J.L., Ra, Y. ve Reitz R. D. (2004). Development and validation of a reduced reaction mechanism for HCCI engine simulations. *SAE Technical Paper*, 1-22

Cable, M. (2009). *An evaluation of turbulence models for the numerical study of forced and natural convective flow in atria*. Yüksek Lisans Tezi. Queen's University, Canada.

Can, Ö., Çelikten, I. ve Usta, N. (2004). Effects of ethanol addition on performance and emissions of a turbocharged indirect injection Diesel engine running at different injection pressures. *Energy Conversion and Management*, 45, 2429–2440.

Can, Ö., (2012). *Bir DI dizel motorda etanol ön karışımli kısmi-HCCI uygulamasının yanma ve emisyonlar üzerine etkilerinin incelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara.

Correa, C. (2000). *Combustion Simulations in Diesel Engines using Reduced Reaction Mechanisms*. Doktora Tezi, Rupertus Carola University of Heidelberg, Almanya.

Caton, J. A. (2016). *An introduction to thermodynamic cycle simulations for internal combustion engines* (1. Baskı). USA: Wiley.

Curley, R. (2012). *Fossil Fuels* (1. Baskı). New York: Britannica Educational Publishing.

Cücen A. (2012). *Üç boyutlu türbülanslı bir DMD içten yanmalı motorun yanma karakteristiklerinin incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Ankara.

Çengel, Y.A. ve Boles, M.A. (2015). *Thermodynamics an engineering approach* (8. Baskı). New York: McGraw-Hill Education.

Çoban, M.T. (2017). *Numerical thermodynamics* (1. Baskı). İzmir: Ege Üniversitesi.

Demirtaş, V. ve Bayrakçeken, H. (2010). Değişken Supap Zamanlamalı Sistemlerin İncelenmesi. *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED)*,2, 40-56.

Deniz, O. (2008). *İçten yanmalı motorlar ders notları*. İstanbul: Yıldız Teknik Üniversitesi.

Department of Energy (DOE). (1993). *Diesel engine fundamentals*. 01.10.2017, <https://d6s74no67skb0.cloudfront.net/course-material/ME406-Diesel-Engine-Fundamentals.pdf>

Düzcan, B. (2017). *Etanol–dizel yakıt karışımlarının kısmi homojen dolgulu bir dizel motorun performansına etkisi*. Yüksek Lisans Tezi. Sakarya Üniversitesi, Sakarya.

Ejder, S.B. (2007). *Etanol-dizel, biyodizel- dizel yakıt karışımlarının kullanımının motor performansına etkilerinin deneysel araştırılması*. Yüksek Lisans Tezi. İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Engine Research Centre, (2015). *Chemical reaction mechanisms*.04.05.2018. <https://www.erc.wisc.edu/chemicalreaction.php>

Ferguson, C.R., Kirkpatrick, A.T. (2016). *Internal combustion engines applied thermo sciences* (4. Baskı). USA: Wiley.

Fukuda, K. (2012). *Numerical simulation of fuel sprays in diesel engines*. Yüksek Lisans Tezi. Windsor Üniversitesi, Ontario.

Gaikwad, D. S ve Kolhe, A. V. (2014). Experimental validation of combustion with CFD modelling in single cylinder four stroke CI engine fueled with biodiesel. *Journal of Multidisciplinary Engineering Science and Technology (JMEST)*, 1(4) 53-58.

Geng, P., Cao, E., Tan, Q., Wei, L. (2016). Effects of alternative fuels on the combustion characteristics and emission products from diesel engines: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 71, 523-534

Glassman, I. ve Yetter, A.Y. (2008). *Combustion* (4. Baskı). USA: Elsevier.

Gundmalm, S. (2009). *CFD modelling of a four stroke SI engine for motorcycle application*. Yüksek Lisans Tezi, KTH Industrial Engineering and Management, Stockholm.

Gupta, H.N. (2009). *Fundamentals of internal combustion engines* (2. Baskı). Delhi: PHI learning Private Limited.

Heywood, J.B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals* (1. Baskı). USA: McGraw-Hill.

Kohei, F. (2012). *Numerical simulation of fuel sprays in diesel engines*. Yüksek Lisans Tezi, University of Windsor, Canada.

Kolmogorov, A.N. (1991). The local structure of turbulence in incompressible viscous fluid for very large reynolds numbers. *proceedings: Mathematical and Physical Sciences*, 434, 9-13.

Kökkülünk, G. (2016). *İki stroklu gemi dizel motorlarında performans izleme ve değerlendirme uygulaması*. Doktora Tezi, Yıldız teknik Üniversitesi, İstanbul.

- Krishna, B.M. ve Mallikarjuna, J.M. (2001). Effect of Engine Speed on in-Cylinder Tumble Flows in a Motored Internal Combustion Engine-an Experimental Investigation Using Particle Image Velocimetry. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 4 (1), 1-14.
- Krishna, B.M. ve Mallikarjuna, J.M. (2010). Comparative Study of in-Cylinder Tumble Flows in an Internal Combustion Engine Using Different Piston Shapes-an Insight Using Particle Image Velocimetry. *Experiments in Fluids*, 48, 863-874.
- Mahmudul, H.M., Hagos, F.Y., Mamat, R., Adam, A.A., Ishak, W.F.W. ve Alenezi, R. (2017). Production, characterization and performance of biodiesel as an alternative fuel in diesel engines – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 72, 497-509.
- McAllister, S., Chen J.Y. ve Fernandez A.C. (2011). *Fundamentals of Combustion Processes* (1. Baskı). USA: Springer.
- Merker, G.P., Schwarz, C., Stiesch, G. ve Otto, F. (2006). *Simulating combustion* (4. Baskı). USA: Springer.
- Model Fuels Consortium II (2009). 05.02.2018. <http://www.reactiondesign.com/news/3/95/Reaction-Design-Concludes-Model-Fuels-Consortium/>
- Papageorgakis, G.C. ve Assanis, D.N. (1999). Comparison of linear and nonlinear RNG-based k-epsilon models for incompressible turbulent flows. *Numerical Heat Transfer*, 35, 1–22.
- Patankar, S.V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow* (1. Baskı). USA: Hemisphere.

- Puduppakkam, K.V., Liang, L., Shelburn, A., Naik, C. V., Meeks, E. ve Bunting, B. (2010) Predicting emissions using CFD simulations of an e30 gasoline surrogate in an HCCI engine with detailed chemical kinetics. *SAE Technical Paper*, 1-8
- Pulkrabek, W.W. (1997). *Engineering fundamentals of the Internal Combustion Engine* (1. Baskı). New jersey: Prentice Hall.
- Rahiman, A., R. K, Abdul R., Samee D. Mohammad A. ve K. Ramis M. (2014). CFD Analysis of Flow Field Development in a direct injection diesel engine with different manifolds. *American Journal of Fluid Dynamics*, 4(3), 102-113.
- Ramesh, B., Saravanakumar, L. ve Prasad, D. (2015) 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), 1-19.
- Reif, K. (2014). *Diesel engine management* (1. Baskı). Germany: Springer.
- Rohith, S. ve Prakash, N. (2015). Cold Flow Simulation in an IC Engine. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 2(7), 82-87.
- Sayma, A. (2009). *Computational fluid dynamics* (1. Baskı). Telluride: Ventus.
- Shi, Y., Ge, H. ve Reitz, R.D. (2011). *Computational Optimization of Internal Combustion Engines* (1. Baskı). USA: Springer.
- Stone, R. (1999). *Introduction to internal combustion engines* (3. Baskı). London: Macmillan Press Ltd.
- Sun, X., Liang, X., Shu, G., Wang, Y., Wang, Y. ve Yu, H. (2016). Effect of different combustion models and alternative fuels on two-stroke marine diesel engine performance. *Journal of Applied Thermal Engineering*, 115, 597-606.

Sushma H. ve Jagadeesha K.B. (2013). CFD modelling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines. *International Journal of Scientific and Research Publications*, 3(12), 1-7.

Tan, Y., Mohammad. A., Cirilo, N., Nur, S. ve Georgie, A. (2017). Engine performance and emissions characteristics of a diesel engine fueled with diesel-biodiesel-bioethanol emulsions, *Energy Conversion and Management*, 132, 54-64

Versteeg, H.K. ve Malalasekera, W. (2007). *An introduction to computational fluid dynamics*, (2. Baskı), İngiltere: Pearson.

Warnatz, J., Maas, U. ve Dibble, R.W. (2006). *Combustion* (4. Baskı). USA: Springer.

White, F.M. (2004). *Akışkanlar Mekaniği* (7. Baskı). İstanbul: Literatür Yayıncılık.

Xin, Q. (2011). *Diesel Engine System Design* (1. Baskı). Cambridge: Woodhead Publishing Limited.

Yıldırım, C. (2016). *2-D modelling of compression ignition engine combustion*, Yüksek Lisans Tezi, Boğaziçi Üniversitesi, İstanbul.

Yousefi, A., Birouk, M. ve Guo, H. (2017). An experimental and numerical study of the effect of diesel injection timing on natural gas/diesel dual-fuel combustion at low load. *Fuel*, 203, 642–657.