

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ÖN KARIŞIMLI SIKIŞTIRMALI ATEŞLEMELİ BİR
MOTORDA (PCCI) ÖN KARIŞIM ORANI DEĞİŞİMİNİN
MOTOR PERFORMANS VE EMİSYONLARINA
ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

**Hazırlayan
H. Enes FİL**

**Danışman
Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU**

Doktora Tezi

**Ekim 2022
KAYSERİ**

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ÖN KARIŞIMLI SIKIŞTIRMALI ATEŞLEMELİ BİR
MOTORDA (PCCI) ÖN KARIŞIM ORANI DEĞİŞİMİNİN
MOTOR PERFORMANS VE EMİSYONLARINA
ETKİSİNİN İNCELENMESİ
(Doktora Tezi)**

**Hazırlayan
H. Enes FİL**

**Danışman
Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU**

**Bu çalışma, Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından
FDK-2019-9157 kodlu proje ile desteklenmiştir.**

**Ekim 2022
KAYSERİ**

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

H. Enes FİL

İmza

“Ön Karışımrlı Sıkıştırılmalı Ateşlemeli Bir Motorda (PCCI) Ön Karışım Oranı Değişiminin Motor Performans ve Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi” adlı Doktora tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi’ ne uygun olarak hazırlanmıştır.

Hazırlayan

H. Enes FİL

Danışman

Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU

Makine Mühendisliği ABD Başkanı

Prof. Dr. Veysel ÖZCEYHAN

TEŞEKKÜR

Tez çalışmalarımın her aşamasında desteğini gördüğüm, doktora eğitimime başladığım günden itibaren maddi ve manevi yardımlarını her zaman hissettiğim, engin tecrübelerini aktararak akademik olarak gelişmeye katkıda bulunan sayın danışman hocam, Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU'ya en içten teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Tez çalışmamın deneysel kısmında yardımlarını esirgmeden ilminden faydalandığım, ayrıca tecrübelerinden yararlanırken göstermiş olduğu hoşgörü ve sabrından dolayı tez izleme komitesinde yer alan değerli hocalarım, Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN ve Prof. Dr. Bilge ALBAYRAK ÇEPER'e desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Enerji Anabilim Dalı'nda çalışmaya başladığım günden bu yana desteğini gördüğüm değerli hocam Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN'a teşekkür ederim. Ayrıca, laboratuvarında teknik desteğini benden hiçbir zaman esirgemeyen ve deney sisteminin elektronik kısmını başarıyla yapılan kıymetli dostum Turgut BEKTAŞ'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmamın başlangıcından sonuna kadar ilgisini göstermekten kaçınmayan, tecrübelerinden faydalandığım, karşılaştığım güçlüklerde çözüm odaklı önerileri ile yardımlarını her an hissettiğim, çok kıymetli dostum Dr. Öğr. Üyesi M. Raşit ATELGE'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Deney sisteminin kuruluş aşamasında yaşadığımız bütün sıkıntılarda vaktini hep ayırarak, bana yol gösteren değerli hocam Doç. Dr. Sezai Alper TEKİN'e de şükranlarımı sunarım.

FDK-2019-9157 kodlu proje ile çalışmaya destek sağlayan Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Bu günlere gelmemde büyük pay sahibi olan ve birçok fedakârlıklar gösterip beni destekleyerek her an yanımda olan çok kıymetli aileme teşekkürlerimi sunarım.

H. Enes FİL

Ekim 2022, KAYSERİ

ÖN KARIŞIMLI SIKIŞTIRMALI ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA (PCCI) ÖN KARIŞIM ORANI DEĞİŞİMİNİN MOTOR PERFORMANS VE EMİSYONLARINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

H. Enes FİL

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

Doktora Tezi, Ekim 2022

Danışman: Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU

ÖZET

Bir sıkıştırma ateşlemeli motorun termal verimliliği, buji ateşlemeli bir motorunkinden daha yüksektir ve bu da yakıt ekonomisinin artmasına yol açar. Bununla birlikte, dizel yakıtın yanma özelliklerinden kaynaklanan NO_x emisyonları çevre açısından önemli bir endişe kaynağı olmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında, farklı yakıt püskürtme açılarında, bir dizel motorda dizel ve benzin karışımlarının yanma ve egzoz emisyonları üzerine etkileri incelenmiştir. Enjeksiyon süresinin ve zamanlamalarının iki silindirli ve dört zamanlı common rail DICI motorunun performansını nasıl etkilediğini çalışmanın amacını oluşturmuştur. Yakıt karışımları, dizel yakıt hacimce %0 ila %10 arasında benzin ilavesinin %5'lik artışlarla eklenmesi ile gerçekleştirilmiştir. Deneylerde, sabit motor devri 1500 d/d kullanılarak, farklı enjeksiyon zamanlamaları ve yükleri ele alınmıştır. Tekli enjeksiyon durumundaki sonuçlar, %5 benzin ilavesi durumunda verimin en yüksek değere ulaştığını göstermiştir. CO ve HC emisyonları artarken, NO emisyon değerlerinde azalmalar görülmüştür. İkili enjeksiyon durumunda ise sonuçlar, tekli enjeksiyonda olduğu gibi bazı birinci püskürtme avansları hariç % 5 benzin ilavesinin en yüksek verimle sonuçlandığını göstermiştir. Genel olarak ikinci püskürtme avansının üst ölü noktaya doğru yaklaştığı durumlarda saf dizel yakıtla kıyasla benzin ilaveli durumlarda CO ve HC emisyonlarının azaldığı görülmüştür. NO emisyonlarında ise tam tersi bir sonuçla saf dizel yakıtlı deneylerde daha az emisyon elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: PCCI, Tek kademeli ve iki kademeli püskürtme, Enjeksiyon zamanlaması, Benzin ilavesi, Dizel Motor.

**INVESTIGATION OF THE EFFECT OF PRE-MIX RATIO CHANGE ON
ENGINE PERFORMANCE AND EMISSIONS IN A PREMIXED
CHARGE COMPRESSION IGNITION (PCCI)**

H. Enes FİL

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences

PhD Thesis, October 2022

Supervisor: Prof. Dr. Selahaddin Orhan AKANSU

ABSTRACT

The thermal efficiency of a CI engine is higher than SI engine, leading to improved fuel economy. However, NO_x emissions from the combustion characteristics of diesel fuel are a major concern. In this study, the combustion and exhaust characteristics of a diesel engine operating with diesel and gasoline mixtures at different fuel injection angles were investigated. The purpose of this research is to see how injection time and timings affect the performance of a two-cylinder and four-stroke common rail DIC I engine. Fuel blends were made by adding gasoline to diesel fuel in increments of 5% by volume, ranging from 0% to 10% by volume. Experiments were performed at 1500 rpm with various injection timings and loads. The results in the case of single injection showed that the efficiency was highest in the case of the addition of 5% gasoline. While CO and HC emissions increased, NO emissions decreased. In the case of two-stage injection, the results showed that the addition of 5% gasoline resulted in the highest efficiency, except for some first injection advances as in single injection. In general, when the second injection advance closes to the TDC, it was observed that CO and HC emissions decreased in cases with gasoline addition compared to pure diesel fuel. On the other hand, less emissions were obtained in the experiments with pure diesel fuel, with the opposite result in NO emissions,

Keywords: PCCI, Single-stage and two-stage injection, Injection timing, Gasoline addition, Diesel engine.

İÇİNDEKİLER

ÖN KARIŞIMLI SIKIŞTIRMALI ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA (PCCI) ÖN KARIŞIM ORANI DEĞİŞİMİNİN MOTOR PERFORMANS VE EMİSYONLARINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK.....	ii
YÖNERGEYE UYGUNLUK.....	iii
KABUL VE ONAY	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ÖZET	vi
ABSTRACT.....	vii
İÇİNDEKİLER	viii
KISALTMALAR	xi
TABLolar LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİLLER LİSTESİ	xiv
GİRİŞ	1

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER

1.1. Düşük Sıcaklıklı Yanma(LTC)	7
1.1.1. LTC'nin Avantajları	10
1.1.2. LTC'nin Dezavantajları.....	11
1.1.2.1. Sınırlı Güç Yoğunluğu	11
1.1.2.2. Tutuşma Zamanı Ve Yanma Oranı Kontrolü	12
1.1.2.3. Soğuk Çalıştırma Özelliği.....	12
1.1.2.4. Gürültü, CO ve HC Emisyonları	12
1.1.2.5. Homojen Karışım Hazırlama	13
1.1.2.6. Yanma Modeli Geliştirme	13
1.1.2.7. Çevrimsel Ve Silindirden Silindire Değişimler	13
1.1.3. LTC Türleri	13
1.1.3.1. Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme (HCCI)	13
1.1.3.2. Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma İle Ateşleme (RCCI).....	16
1.1.3.3. Ön karışimli dolgu sıkıştırma ile ateşleme (PCCI)	19
1.2. Püskürtme Zamanı	24

1.2.1. Tekli Erken Püskürtme	25
1.2.2. İki-Kademeli Erken Püskürtme.....	28
1.2.2.1. Birinci Püskürtme Zamanı.....	28
1.2.2.2. İkinci Püskürtme Zamanı	31
1.3. Püskürtme Basıncı	32
1.4. Emisyon özellikleri	34
1.4.1. Gaz Emisyonları	34
1.4.1.1. Karbon monoksit (CO)	34
1.4.1.2. Yanmamış hidrokarbon (UHC)	35
1.4.1.3. Azot oksitleri (NO _x)	35
1.4.1.4. Partikül emisyonları	36

2. BÖLÜM

MATERYAL VE METOT

2.1. Deney Düzenegi	37
2.2. Dizel Test Motoru.....	38
2.3. Dinamometre	39
2.4. Yakıt Ölçüm Sistemi	40
2.5. Piezoelektrik Silindir-içi Basınç Sensörü	42
2.6. Amplifikatör	43
2.7. Enkoder	43
2.8. Egzoz Emisyon Ölçümü	44
2.9. Motor üzerinde yapılan değişiklikler	45
2.10. Yakıt Özellikleri	48
2.11. Isı Yayılım Hızı Hesaplama Metodolojisi	49
2.12. Belirsizlik Analizi	50
2.13. Deney Matrisi	51

3. BÖLÜM

DENEYSEL ARAŞTIRMA SONUÇLARI

3.1. PCCI Tekli Püskürtme Modunda Yapılan Deney Sonuçları.....	55
3.1.1. Performans Parametreleri.....	55
3.1.1.1. Isıl Verim	55
3.1.1.2. Egzoz Gazı Sıcaklığı.....	57
3.1.2. Yanma Karakteristiği	58

3.1.2.1. Silindir İçi Basınç	58
3.1.2.2. Isı Yayılım Hızı	63
3.1.2.3. Hava Fazlalık Katsayısı	66
3.1.3. Emisyon Parametreleri	68
3.1.3.1. Karbon monoksit Emisyonu (CO)	68
3.1.3.2. Yanmamış hidrokarbon Emisyonu (HC)	69
3.1.3.3. Azot oksit Emisyonu (NO)	70
3.1.3.4. Duman Koyuluğu	72
3.2. PCCI İki Kademeli Püskürtme Modunda Yapılan Deney Sonuçları	73
3.2.1. Performans Parametreleri	73
3.2.1.1. Isıl Verim	73
3.2.1.2. Egzoz Gazı Sıcaklığı	78
3.2.2. Yanma Karakteristiği	81
3.2.2.1. Silindir İçi Basınç ve Isı Yayılım Hızı	81
3.2.3. Emisyon Parametreleri	101
3.2.3.1. Karbon monoksit Emisyonu (CO)	101
3.2.3.2. Yanmamış hidrokarbon Emisyonu (HC)	107
3.2.3.3. Azot oksit Emisyonu (NO)	113
3.3. ANN Model (Yapay Sınır Ağları)	120
3.3.1. ANN model ve optimizasyon	122
3.3.2. En iyi YSA modeli ile optimizasyon	123
4. BÖLÜM	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	
4.1. Giriş	126
4.2. Genel Sonuçlar	127
4.3. Öneri ve Tartışma	132
KAYNAKÇA	133
ÖZGEÇMİŞ	152

KISALTMALAR

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

Kısaltmalar	Açıklama	Birimi
CI	Sıkıştırılmalı tutuşma	-
CO	Karbonmonoksit	-
CO ₂	Karbondioksit	-
EKÜ	Elektronik kontrol ünitesi	-
EGR	Egzoz gazı resirkülasyonu	-
HC	Hidrokarbon	-
HCCI	Homojen şarjlı sıkıştırılmalı tutuşma	-
HRR	Isı yayılım hızı	j/°KMA
KMA	Krank mili açısı	-
LTC	Düşük sıcaklıkta yanma	-
NO _x	Nitrojen oksitler	-
O ₂	Oksijen	-
PCCI	Ön karışımli sıkıştırılmalı tutuşma	-
PM	Partikül madde emisyonu	-
RCCI	Reaktif kontrollü sıkıştırılmalı tutuşma	-
SI	Buji ateşlemeli	-
ÜÖN	Üst ölü nokta	-
ÜÖNÖ	Üst ölü noktadan önce	-
ÜÖNS	Üst ölü noktadan sonra	-
d/d	Devir/dakika	-
ÖYT	Özgöl yakıt tüketimi	g/kWh
P	Güç	kW
ppm	Milyondaki parçacık sayısı	-
T	Tork	Nm
UHC	Yanmamış hidrokarbonlar	-
λ	Hava fazlalık katsayısı	-
φ	Eşdeğerlik oranı	-
BTE	Fren ısı verimi	-
DI	Direkt enjeksiyon	-

EGT	Egzoz gazı sıcaklığı	°C
TG	Tutuşma gecikmesi	ms
NO	Azot monoksit	-
P	Silindir içi basıç	Bar
θ	Krank mili açısı	°KA
DICI	Direkt enjeksiyonlu dizel motor	-
YSA	Yapay sınır ağları	-
MSE	Ortalama karesel hata	-
ICE	İçten yanmalı motor	-
DPF	Dizel partikül filtresi	-
LPG	Sıvılaştırılmış petrol gazı	-
CNG	Sıkıştırılmış doğal gaz	-
IVC	Emme valfi kapandıktan sonra	-
SoC	Yanmanın başlangıcı	-
CR	Sıkıştırma oranı	-
CIDI	Sıkıştırma ateşlemeli doğrudan ateşlemeli	-
DISI	Doğrudan enjeksiyonlu kıvılcım ateşlemeli	-
VCR	Değişken sıkıştırma oranı	-
VVT	Değişken subap zamanlaması	-
CFD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği	-
HSDI	Yüksek hızlı doğrudan enjeksiyonlu	-
DOC	Dizel oksidasyon katalizörü	-
LNT	Fakir NO _x tutucu	-
IMEP	Ortalam indike efektif basıncı	Bar
BMEP	Fren ortalama efektif basıncı	Bar
ITE	İndike termal verim	-

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 1.1.	Konvansiyonel dizel, HCCI ve PCCI yanmasının temel özelliklerinin karşılaştırılması.....	20
Tablo 2.1.	Test motoruna ait özellikler.....	38
Tablo 2.2.	Aktif dinamometrenin donanımları ve veri toplama ünitesi.....	39
Tablo 2.3.	Hassas terazinin teknik özellikleri.....	41
Tablo 2.4.	Kronometrenin teknik özellikleri	42
Tablo 2.5.	Basınç sensörünün teknik özellikleri.....	42
Tablo 2.6.	FENAC markalı enkoderin teknik detayları.....	44
Tablo 2.7.	Egzoz emisyon ölçüm cihazının teknik özellikleri.....	45
Tablo 2.8.	Yakıt özellikleri	49
Tablo 2.9.	Kullanılan cihazların ölçüm aralıkları ve hesap edilen belirsizlikler	51
Tablo 2.10.	PCCI yanmada tekli enjeksiyon deneyleri	52
Tablo 2.11.	PCCI yanmada iki kademeli enjeksiyon deneyleri.....	53
Tablo 2.12.	Deneyde kullanılan yakıtların isimlendirilmesi.....	54
Tablo 3.1.	Egzoz gazı sıcaklığının püskürtme zamanlarına göre değişimi	57

ŞEKİLLER LİSTESİ

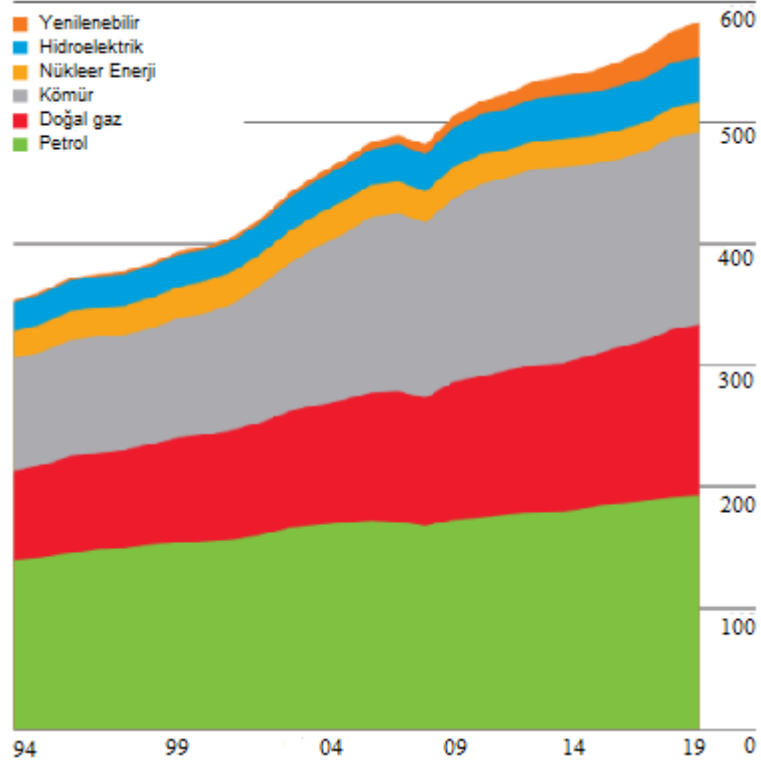
Şekil 1.	Dünya enerji tüketimi haritası 1994-2019.....	1
Şekil 2.	Türkiye’de yıllar itibarıyla ham petrol ithalatı ve üretimi.....	2
Şekil 3.	Ulaşım sektöründe kaynağa göre enerji tüketimi, 2018	3
Şekil 4.	Türkiye’de sektörler göre sera gazı emisyon oranları, 2020	4
Şekil 1.1.	Alev Sıcaklığı ve Alev Eşdeğerlik Oranı dikkate alınarak Kurum ve NOx oluşum bölgeleri	9
Şekil 1.2.	LTC’nin dezavantajları.....	11
Şekil 1.3.	Homojen dolgulu sıkıştırma ateşleme (HCCI) zamanları	14
Şekil 1.4.	HCCI Motorun- Benzin ve Dizel Motoru ile Kıyaslanması.....	16
Şekil 1.5.	RCCI Motorda ateşleme ve yanmanın şematik olarak gösterilişi	17
Şekil 1.6.	PCCI yanmanın dört zamanlı gösterimi	19
Şekil 1.7.	Benzinli, dizel ve PCCI motorların çalışma prensipleri.....	21
Şekil 1.8.	Konvansiyonel dizel ve ön karışımli dizel yanma modunda silindir içi basıncın ve ısı yayılım hızının grafikleri	21
Şekil 1.9.	ϕ -T haritasındaki diğer yöntemlerle karşılaştırıldığında PCCI yakma işlemi	22
Şekil 1.10.	Tekli ve iki aşamalı erken enjeksiyon stratejisi.....	25
Şekil 1.11.	Püskürtme zamanlamasına bölününce erken enjeksiyon stratejisi.....	25
Şekil 1.12.	PCCI Yanmanın temsili ısı yayılım karakteristiği.....	29
Şekil 2.1.	Deney sisteminin genel görünümü	38
Şekil 2.2.	Ruggerini RD 210 Deney Motoru	39
Şekil 2.3.	NF aktif dinamometre ve motor test sistemi ara yüzü.....	40
Şekil 2.4.	Desis hassas terazi	41
Şekil 2.5.	Kenko kronometre	41
Şekil 2.6.	PCB113B22 Piezoelektrik basınç sensörü	42
Şekil 2.7.	Amplifikatör ve arayüz programı	43
Şekil 2.8.	Deney motoruna enkoderin bağlanmış hali	44
Şekil 2.9.	Egzoz emisyon cihazı ve ölçüm için kullanılan arayüz.....	45
Şekil 2.10.	Motor üzerinde yapılan modifikasyonlar	46
Şekil 2.11.	Elektronik kart tasarımı	48

Şekil 3.1.	Isıl verimin, farklı yakıt-aynı yüklerde püskürtme açısına göre değişimi	56
Şekil 3.2.	10 Nm’de farklı yakıt karışımlarındaki P-θ grafikleri.....	59
Şekil 3.3.	20 Nm’de farklı yakıt karışımlarındaki P-θ grafikleri.....	61
Şekil 3.4.	10 Nm’de farklı yakıt karışımlarındaki ısı yayılım hızının KMA’sına göre değişimi	64
Şekil 3.5.	20 Nm’de farklı yakıt karışımlarındaki ısı yayılım hızının KMA’sına göre değişimi	66
Şekil 3.6.	Hava fazlalık katsayısının farklı yakıt-aynı yüklerde püskürtme zamanına göre değişimi.....	67
Şekil 3.7.	CO emisyonunun, farklı yakıt-aynı yüklerde püskürtme açısına göre değişimi	68
Şekil 3.8.	HC emisyonunun, farklı yakıt-aynı yüklerde püskürtme açısına göre değişimi	70
Şekil 3.9.	NO emisyonunun, farklı yakıt-aynı yüklerde püskürtme açısına göre değişimi	71
Şekil 3.10.	Duman koyuluğunun, farklı yakıt-aynı yüklerde püskürtme açısına göre değişimi	72
Şekil 3.11.	10 Nm yükte ısı verim-enjeksiyon açısı değişimi	74
Şekil 3.12.	20 Nm yükte ısı verim-enjeksiyon açısı değişimi	77
Şekil 3.13.	10 Nm yükte egzoz sıcaklığı-enjeksiyon açısı değişimi.....	78
Şekil 3.14.	20 Nm yükte egzoz sıcaklığı-enjeksiyon açısı değişimi.....	81
Şekil 3.15.	PCCI modda D100B0T0 durumunda farklı birinci püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri	83
Şekil 3.16.	PCCI modda D100B0T10 durumunda farklı birinci püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri	85
Şekil 3.17.	PCCI modda D100B0T20 durumunda farklı 1. Püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri	88
Şekil 3.18.	PCCI modda D95B5T0 durumunda farklı 1. Püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri	90

Şekil 3.19.	PCCI modda D95B5T10 durumunda farklı 1. Püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri	92
Şekil 3.20.	PCCI modda D95B5T20 durumunda farklı 1. Püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri	94
Şekil 3.21.	PCCI modda D90B10T0 durumunda farklı 1. Püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri	96
Şekil 3.22.	PCCI modda D90B10T10 durumunda farklı 1. Püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri	98
Şekil 3.23.	PCCI modda D90B10T20 durumunda farklı 1. Püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri	100
Şekil 3.24.	10 Nm yükteki CO emisyonunun enjeksiyon açısına göre değişimi.....	102
Şekil 3.25.	20 Nm yükteki CO emisyonunun enjeksiyon açısına göre değişimi.....	104
Şekil 3.26.	10 Nm yükteki HC emisyonunun enjeksiyon açısına göre değişimi.....	107
Şekil 3.27.	20 Nm yükteki HC emisyonunun enjeksiyon açısına göre değişimi.....	110
Şekil 3.28.	10 Nm yükteki NO emisyonunun enjeksiyon açısına göre değişimi	113
Şekil 3.29.	20 Nm yükteki NO emisyonunun enjeksiyon açısına göre değişimi	117
Şekil 3.30.	Örnek yapay sınır ağı yapısı	121
Şekil 3.31.	YSA ile optimizasyonun şematik gösterimi	123
Şekil 3.32.	Algoritmalara ve gizli katman boyutlarına göre MSE(ortalama kare hatası) değerleri	124
Şekil 3.33.	En düşük MSE için YSA modeli ağ diyagramı (a), ...	125

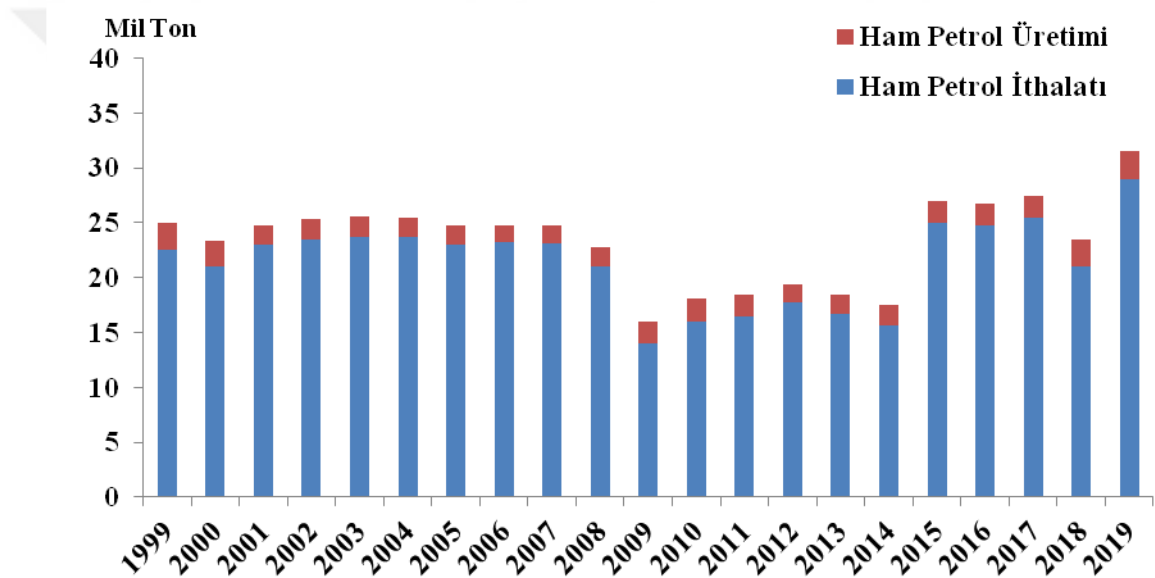
GİRİŞ

Bir ulusun büyümesi, enerji kaynaklarının ve ileri teknolojilerin yeterli mevcudiyetine bağlıdır. Geçmişte de günümüzde de, geleneksel fosil yakıtlar ana enerji kaynağıdır. Bu nedenle, artan enerji taleplerini karşılamak için araştırmacılar daima fosil yakıtlara alternatifler aramışlardır. Yenilenebilir enerji, artan enerji talepleri ile birlikte fosil yakıt kullanımının çevresel etkilerine ilişkin artan küresel farkındalık nedeniyle de son yıllarda ilgi odağı haline gelmiştir[1]. Günümüzde fosil yakıtlar, Şekil 1'de gösterildiği gibi, dünya birincil enerjisinin %84'ünü sağlıyor[2]. Şekil incelendiğinde en büyük tüketici kesimin sanayi sektörü olduğu ve sanayi sektörünü ulaşım ve tarımın izlediği görülmektedir.



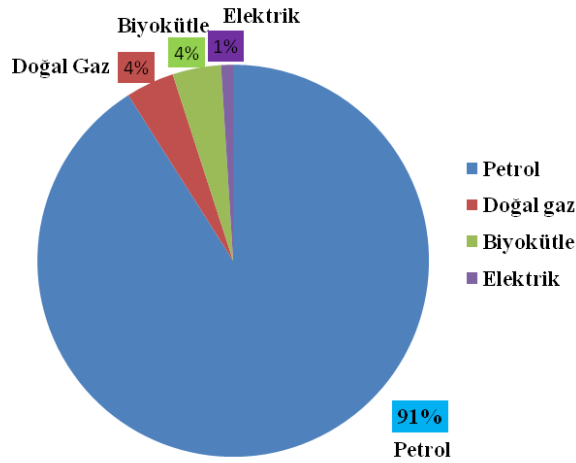
Şekil 1. Dünya enerji tüketimi haritası 1994-2019 [2]

Petrol, ülkemizin bir yandan enerji ürünlerine olan talep ve isteği bir yandan ise enerji tüketiminde tartışmasız çok kritik bir pozisyonundadır. Son yıllarda ülkemizin ham petrol üretim eğrisi yükselmesine karşın talep eğrisinin daha hızlı oranda artmasından dolayı üretimin talebi karşılama oranı az kalmaktadır (Şekil 2). Doğal kaynakların yeterli seviyede olmamasından dolayı ülkemiz, petrol ihtiyacının %90'dan fazlasını ithalat yaparak temin etmektedir. Bu da ister istemez dış ticaretten kaynaklanan açığın artmasına sebebiyet vermektedir. Ülkemizde sektörel bazda petrol önceki dönemlere nazaran bir ivme kazanmakta, petrol ve doğal gaz aramaya yönelik yatırımlar gitgide artmaktadır[3].



Şekil 2. Türkiye’de yıllar itibarıyla ham petrol ithalatı ve üretimi [3]

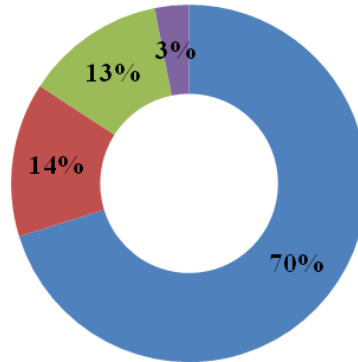
Emisyonların ve sera gazlarının azaltılması konusu, bugün dünyamızda küresel bir sorun olarak hala ilk sıralarda yer almaktadır. Emisyonlara en çok katkıda bulunanlardan biri, toplam enerji tüketiminin yaklaşık 1/3’ünü oluşturan ulaşım sektörüdür. Ulaşım sektöründe enerji tüketiminin kaynağı, Şekil 3’de gösterildiği gibi büyük ölçüde petroldür. Bu da mevcut ulaşım araçlarımıza alternatif yakıtlar bulmanın önemini gözler önüne sermektedir[4].



Şekil 3. Ulaşım sektöründe kaynağa göre enerji tüketimi, 2018[4]

CO₂(Karbondiyoksit) gibi sera gazları Dünya atmosferinde birikir ve güneşten gelen radyasyonu emerek gezegeni izole eder. Sera gazları, gezegenin sıcaklığını yaşanabilir bir seviyede tutmak için elzem olmakla birlikte, fosil yakıt kullanımına bağlı olarak çok fazla ısının emilerek artan atmosferik sıcaklıklara yol açması anlamına gelmektedir. Yani insanlar küresel ısınmanın itici gücüdür [5]. Sera gazları daha yüksek konsantrasyonda karbondiyoksit, metan ve su buharıdır. Buna karşılık, ozon, azot oksit ve florlu gazlar da bir dereceye kadar sera etkisinden sorumludur. Fosil yakıt rezervlerinin konumları ve sınırlı olmaları nedeniyle jeopolitik ve ekonomik sorunlar, sera gazı emisyonları, NO_x (azot oksitler), is, UHC (yanmamış hidrokarbonlar) ve CO (karbon monoksit) gibi zararlı kirlenimler fosil yakıtlarla ilgili tek sorun değildir. Ki bu zehirli gazlar insan sağlığı açısından çok zararlıdır ve ciddi akciğer enfeksiyonlarına ve solunum sorunlarına neden olabilir. Aynı zamanda çevresel bozulmanın, küresel ısınmanın, ozon tabakasının incelmesinin ve doğal afetlerin başlıca nedenleridir. Emisyonların azaltılması ve fosil yakıtların aşamalı olarak kaldırılması ile ilgili birçok yönetmelik gündemdedir. Bunun kanıtı, 90'ların başında dizel binek otomobiller için izin verilen partikül emisyonlarının 0,14 g/km olması ve şu anda mevzuatın Avrupa'da 0,0045 g/km'ye izin vermesidir [6]. Bu, PM(Partikül Madde) emisyonunda %96'lık bir azalmayı temsil eder. Türkiye'de 2020 yılındaki her sektörün sera gazı emisyon oranları Şekil 4.'te gösterilmektedir [7].

■ Enerji ■ Tarım ■ Endüstriyel İşlemler ve Ürünler ■ Atık



Şekil 4. Türkiye'de sektörlere göre sera gazı emisyon oranları, 2020 [7]

ICE (İçten yanmalı motorlar), yüksek güçleri, düşük yakıt tüketimleri, yüksek verimlilikleri ve kullanılabilecekleri sektörlerin çok yönlülüğü nedeniyle ilgi çekicidir ve diğerlerinin yanı sıra kara ve deniz taşımacılığı, tarım, enerji üretimi gibi sektörleri kapsar. Hem petrol tüketiminin azaltılması hemde kirletici emisyonların azaltılmasına yönelik yeni yöntemler araştırılmış ve içten yanmalı motorların gücü ve verimliliği artırılmaya çalışılmıştır. Bu yöntemler, karışım oluşumu ve yakıt besleme sistemlerindeki iyileştirmeleri, yanma odalarının ve egzoz kanallarının yeniden tasarlanmasını, egzoz gazı resirkülasyonsistemlerini ve kullanılan yakıtın bileşimini içerir. Bu stratejiler, kirletici oluşumunu kaynağında en aza indirmeyi amaçladıkları için aktif çözümler olarak adlandırılırken, bu kirletici emisyonlarını bir kez oluşturduklarında kontrol altına almaya odaklanan stratejiler, pasif çözümler olarak bilinir. Pasif çözümler günümüzde zaten uygulanmaktadır ancak bu unsurlar bütün bir motor ömrü dikkate alındığında motor maliyetinde ve işletme maliyetlerinde artış anlamına gelmektedir. Gerçekten de, CI(Sıkıştırma Ateşlemeli) motorlar için son işlem sistemleri, yakıt tüketimini artıran DPF'nin (dizel partikül filtresinin) aktif bir şekilde yenilenmesini teşvik etmek için geç yakıt enjeksiyonlarını gerektirir. Bu anlamda, aktif çözümler, otomotiv araştırma ve geliştirme sektörü için büyük ilgi ve öneme sahiptir, çünkü daha düşük emisyon oluşumu, after-treatment sistemlerini daha az karmaşık ve dolayısıyla daha ucuz hale getirir.

Dizel motorlar daha yüksek sıkıştırma oranına ve üstün termal verimliliğe sahiptir, bu nedenle modern yaşamın bir parçası haline gelmiştir. Bir yandan, CI motor, NO ve PM emisyonları nedeniyle her iki kirleticiyi aynı anda azaltmayı amaçlayan büyük bir zorluğa sahiptir. Öte yandan, CI motorları orta ve ağır hizmet taşımacılığı sektörüne yüksek güç, yüksek ısı verim ve düşük yakıt tüketimi sağlayabilir. Alternatif veya yenilenebilir yakıtlar CO₂, PM ve NO gibi ana kirleticilerini azaltma potansiyeline sahiptir.

Son yıllarda dikkat çeken, LTC (Düşük Sıcaklıklı Yanma) stratejileri olarak görülmektedir. NO emisyonlarını düşük tutmak için daha düşük yanma sıcaklıkları elde etmeye ve is üretimini kontrol altında tutmak için lokal zengin yakıt eşdeğerlik oranlarından kaçınmaya odaklanılmıştır. Böylece, LTC, termal verimlilik korunurken kirletici emisyonlarda (NO ve is) mevcut olan dengeyi bozabilir. Bu başarı, yüksek oranda EGR (Egzoz Gazı Resirkülasyonu) kullanımı ve konvansiyonel yanmaya kıyasla daha uzun karıştırma süreleri sayesinde mümkündür [8].

LTC stratejileri içinde, HCCI (Homojen dolgu sıkıştırma ile ateşleme) ve PCCI (Ön karışımli dolgu sıkıştırma ile ateşleme) düşünülebilir. Her iki strateji de farklı yakıtlar ve yakıt karışımları ile değerlendirilmiş ve kirletici emisyonların azaltılmasında iyi sonuçlar elde edilmiştir. Ancak yük aralığının (düşük ve orta) sınırlaması hala mevcuttur ve bu esas olarak yakıt reaktivitesine bağlı olan yanma fazını kontrol etmenin zorluğundan kaynaklanmaktadır [9, 10]. Motorun çalışma aralığının sınırlandırılmasını ele almak için Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma Ateşleme (RCCI) adı verilen bir yanma stratejisi ortaya çıkar [10]. Esas olarak reaktivite özellikleri taban tabana zıt olan dizel ve benzin yakıtlarının reaktivitesi yoluyla ateşlemenin düzenlenmesine dayanır. RCCI ile motorun yük aralığının düşük ve yüksek yükler için önemli ölçüde genişletilmesine rağmen, iki enjeksiyon sisteminin kullanılması, uygulanması için teknolojik bir sınırlamayı temsil eder, bu nedenle yukarıda belirtilen sınırlamalarla karşılaşan diğer yanma stratejileri ortaya çıkmaya devam eder, ancak bunlar yanma süreçlerinin temellerinde derinleşmeyi gerektirir.

Doğal gaz, propan, hidrojen gibi yakıtlar ve etanol, metanol, bütanol ve türevleri gibi bazı alkoller alternatif yakıtlar olarak kabul edilir. Ayrıca hem biyodizel hem de bitkisel ve atık türevli yağlar da alternatif yakıtlar olarak kabul edilmektedir [11]. Ancak, petrol

bazlı yakıtın önümüzdeki yıllarda hala ulaşım yakıtlarına hakim olacağı gerçeği, üretimlerinden kaynaklanan sera gazı emisyonlarını azaltmak için tüm yaşam döngüsünü dikkate alan düşük karbonlu alternatif yakıtların kullanımını daha da önemli hale getirmektedir. Temel amaç, ulaşım sektörünün karbondan arındırma sürecini hızlandırmaktır. Halihazırda dizel ve LPG (Sıvılaştırılmış Petrol Gazı) veya CNG (Sıkıştırılmış Doğal Gaz) ile çalışan CI motorlar piyasada kolaylıkla bulunabilmektedir. Kirletici emisyonları azaltma konusunda yüksek performans göstermelerine rağmen, ana dezavantajları güçten kayıp ve bunu en aza indirmek için yakıt tüketiminin artmasıdır [12, 13].

Bütün bu bilgiler ışığında küresel ekonomik kalkınma üzerinde içten yanmalı motorlardan yararlanmaya devam edileceği aşikardır. Ancak, mevcut motorlar ile alternatif yakıtlar arasında mutlak uyumluluğu sağlamak ve böylece her iki unsurun da en yüksek performansının elde edilmesini sağlamak için Ar-Ge açısından daha kat edilmesi gereken uzun bir yol olduğu söylenebilir. Bu nedenle, bu doktora tezi, yeni nesil enjeksiyon sistemlerinden faydalanılarak elde edilen farklı bir yanma modu ve farklı püskürtme stratejileri hakkında bilgi sağlamanın yanı sıra gelecekteki çalışmalar için temel veriler sağlamayı amaçlamaktadır.

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER

Otomotiv endüstrisi, daha temiz ve verimli, ortam hava kalitesini verimli bir şekilde iyileştiren, sera gazı emisyonlarını azaltan ve enerji güvenliğine yardımcı olan teknolojilere ihtiyaç duymaktadır. Bu nedenle ulaşım sektöründe kullanılan yakıt ve motor teknolojileri, yakıt ekonomisini iyileştirmek ve emisyonları azaltmak gibi iki büyük problemle karşı karşıyadır. Katı emisyon düzenlemeleri ve birincil enerji kaynaklarının kısıtlılığı göz önüne alındığında, konvansiyonel yakıtlara ek olarak alternatif yakıtları kullanabilen, yüksek verimli ve çevre dostu yeni yanma konseptleri ve sistemlerinin geliştirilmesi giderek daha önemli hale gelmiştir. Otomotiv sektörüne dayatılan en katı çevre mevzuatını karşılama amacıyla LTC (Düşük Sıcaklıklı Yanma) olarak adlandırılan yeni bir yanma konsepti önerilmiş ve bu konsepti geliştirmek için çeşitli deneysel çalışmalar yapılmıştır. Son yıllarda araştırmacılar, geleneksel yanma modlarına kıyasla emisyonu düşürme ve daha yüksek verim elde etme potansiyelinden dolayı öncelikle LTC teknolojilerine odaklanmışlardır. LTC, HCCI (Homojen dolgu sıkıştırma ile ateşleme), PCCI (Ön karışimli dolgu sıkıştırma ile ateşleme) ve RCCI (Reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme) vb. gibi birkaç teknik içerir. Tüm bu teknikler, temel prensip söz konusu olduğunda aynıdır, ancak uygulama metodolojilerinde farklılık gösterirler.

1.1. Düşük Sıcaklıklı Yanma(LTC)

LTC fikri 100 yılı aşkın bir süredir var olan ve ilk olarak Carl W. Weiss tarafından 1897'de iki zamanlı yağlı motorun icadında kullanılmıştır [14]. Weiss'in motorunda, ısıtılmış bir ön bölmede homojen bir karışım hazırlamak için sıcak bir ampulün yüzeyine gazyağı veya ham yakıt enjekte edilmiştir. Yakıtın püskürtülmesi, sıkıştırma zamanında çok erken tutularak yakıtın buharlaşması ve hava ile karışmasına fazlaca

süre bırakılmıştır. Hazırlanan homojen yakıt-hava karışımı, sıkıştırma zamanının sonunda karışımın kendiliğinden tutuştuğu silindire verilmiştir. İlk çalışma esnasında, sıcak ampul bir el feneri veya bir brülör kullanılarak dış yüzeyde ısıtıldı. Motor çalıştığında, ampul yanan gazla sıcak tutulmuştur[15].

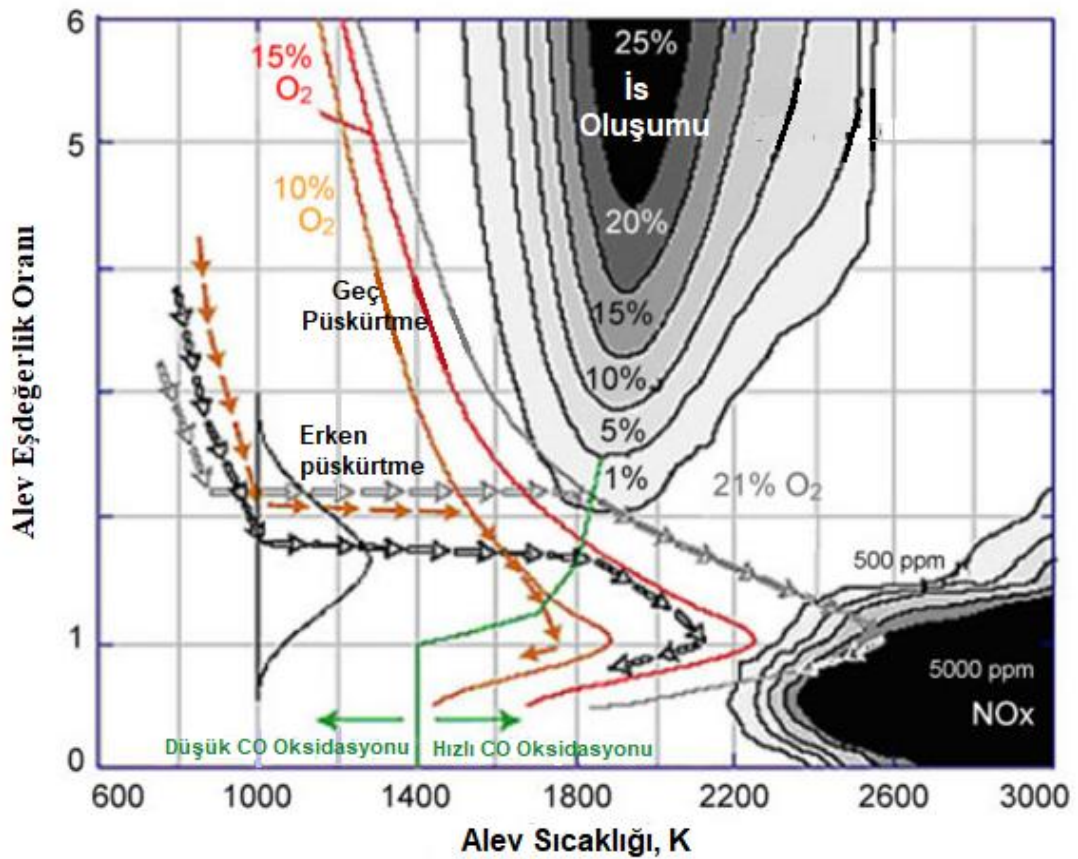
LTC motorları, yüksek verimlilik ve düşük NO_x ve PM emisyonları elde etmek için büyük bir potansiyeldir. Bu durum hem araştırmacıların hem de otomotiv endüstrisinin ilgisini çekmiştir. LTC'de motor performansını ve emisyonlarını etkileyen fiziksel ve kimyasal süreçleri anlamak için bir çok araştırma yapılmaktadır. LTC'nin en yaygın biçimi, CI ve SI motorlarının temel öğelerini kullanan, dört zamanlı bir motorla aynı temel prensipte çalışan HCCI yanmasıdır.

Emme zamanı sırasında silindire homojen bir yakıt-hava karışımı verilir. Emme valfi kapandıktan sonra piston, silindir sıcaklığını ve basıncını artıran yakıt-hava karışımını sıkıştırmaya başlar. Piston üst ölü noktaya (ÜÖN) yaklaştıkça, karışım kendiliğinden tutuşma koşullarına ulaşır. Karışımın kimyasal kinetiği, emme havasının ön ısıtılmasıyla veya silindirden önceki motor çevriminden gelen sıcak yanma gazının bir kısmının tutulmasıyla sıkıştırma zamanının başlangıcında karışım sıcaklığının arttırılmasıyla geliştirilebilir. Her iki yöntemde de, daha yüksek sıcaklık ve basınç nedeniyle homojen yakıt-hava karışımında meydana gelen kimyasal reaksiyonlar hızlanır[16]. HCCI modunda yanmanın başlaması , sıkıştırma oranı (CR), emme sıcaklığı ve basıncı, türbülans seviyesi ve karışım homojenliği gibi değişkenlerin bir kombinasyonu ile kontrol edilebilir. Sıkıştırma zamanı sırasında kendiliğinden tutuşma sıcaklığına ulaşılır ulaşılmaz yakıt hızla oksitlenmeye başlar ve kimyasal enerjisi anında açığa çıkar. HCCI motorunda kendiliğinden tutuşma, silindirin farklı yerlerinde, aynı anda oluşur ve bu noktalara sıcak noktalar denir. Bu hızlı ısı tahliyesi, konvansiyonel motorlara kıyasla daha kısa bir zaman diliminde basınç artışına neden olurken, maksimum silindir sıcaklığı hala daha düşüktür. Bu nedenle yakıt-hava karışımının sıcaklığı ve basıncı yanma sırasında daha da artar. Çevrim, egzoz zamanı sırasında piston ÜÖN'yavardıktan sonra, yanma ürünlerini silindirden dışarı attıktan sonra tamamlanır. Özetle, HCCI yanması aşağıdaki adımlardan oluşur:

- (a) Yanmayı ve ısı yayılım oranını kontrol etmek için egzoz gazı resirkülasyonu (EGR) kullanılarak oldukça seyreltik bir yakıt-hava karışımının hazırlanması.

- (b) Sıkıştırma zamanı sonunda, yakıt-hava karışımının sıcaklığı kendiliğinden tutuşma sıcaklığına yaklaşır, bu da silindir içindeki karışımın birden fazla yerde aynı anda kendiliğinden tutuşmasına yol açar.
- (c) Yanma verimliliği ve emisyonlar arasında denge sağlamak için ısı yayılım oranının kontrolü[17].

HCCI yanması, NO_x ve partikül emisyonlarını aynı anda büyük ölçüde azaltma potansiyeline sahiptir. NO_x ve is oluşumu için bölge, Şekil 1'de gösterilen bir alev eşdeğerlik oranı- alev sıcaklığı diyagramında gösterilmiştir[18].



Şekil 1.1. Alev Sıcaklığı ve Alev Eşdeğerlik Oranı dikkate alınarak Kurum ve NO_x oluşum bölgeleri[18]

NO_x oluşumu düşük eşdeğerlik oranı ve yüksek adyabatik alev sıcaklığında gerçekleşir. NO_x oluşumunda azalma, alev sıcaklığının 2200 K'nin altına düşürülmesiyle sağlanabilir. Öte yandan is oluşumu, eşdeğerlik oranı yüksek (yani yakıt açısından zengin karışımlar) ve orta sıcaklıktaki bölgelerde gerçekleşir. Motordan net is

emisyonu, is oluşumu ve is oksidasyonu arasındaki bir dengedir. Bu nedenle, is emisyonu, yakıt-hava karışımını artırarak veya is oksidasyon oranını artırarak azaltılabilir[18]. NO_x ve is emisyonları, alev sıcaklığı ve eşdeğerlik oranının güçlü fonksiyonlarıdır, bu nedenle NO_x ve is emisyonunun eşzamanlı azaltılması için doğrudan yaklaşım, alev sıcaklığını ve yanma odasındaki karışımın lokal eşdeğerlik oranını kontrol etmektir. HCCI yanmasının temel faydası, aynı anda alev sıcaklığını düşürmek ve karışımın homojenliğini artırarak yeterli yakıt-hava karışımına izin vermektir[19]. HCCI motoru zayıf homojen karışımlar üzerinde çalışır, bu nedenle yanma odasında daha düşük pik silindir sıcaklıklarına sahiptir, bu da NO_x ve partikül oluşumunu aynı anda en aza indirir.

1.1.1. LTC'nin Avantajları

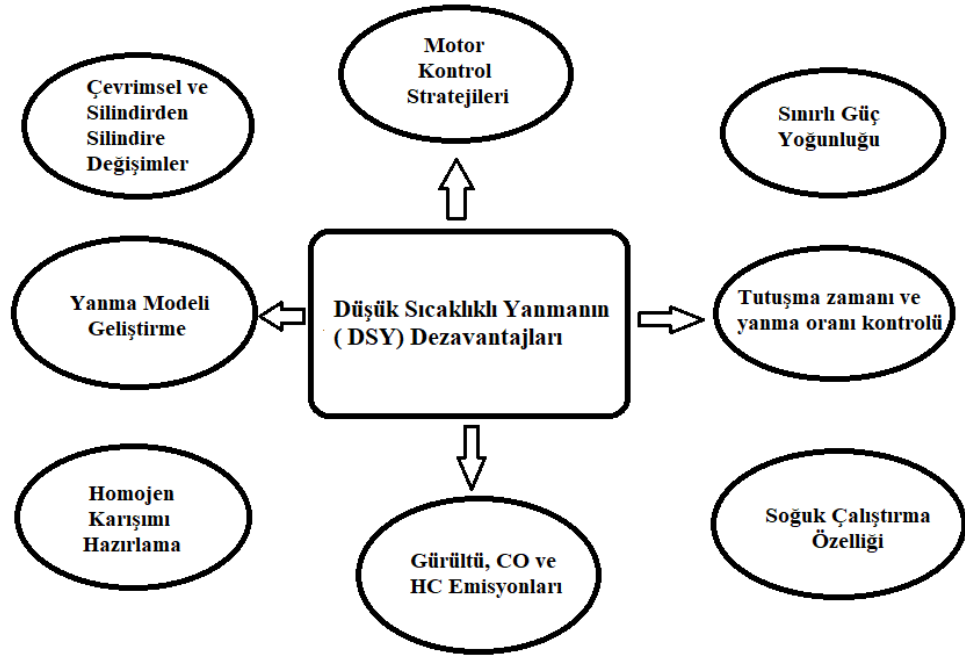
LTC'nin, konvansiyonel yanma çeşitlerine göre farklı avantajları vardır[20, 21]:

- LTC'de, daha yüksek sıkıştırma oranı kullanır ve daha kısa yanma süresine sahiptir. Böylece, sabit hacimli bir yanmaya yaklaşır ve daha düşük yanma sıcaklığından dolayı nispeten daha yüksek termal verim elde edilir. Böylece radyasyon kayıplarını da azaltır.
- LTC, sıkıştırma ateşlemeli doğrudan enjeksiyonlu (CIDI) ve doğrudan enjeksiyonlu kıvılcım ateşlemeli (DISI) motorlara kıyasla önemli ölçüde daha düşük emisyon potansiyeline sahiptir ve aynı anda NO_x ve PM emisyonlarını azaltır. Alev cephesi yoktur, yani yakıt-hava karışımının homojenliği nedeniyle yüksek sıcaklık ve zengin karışımların lokalize alanları tamamen yoktur. Bu nedenle ideal bir LTC döngüsünde is üretimi yoktur. Ayrıca, silindirde düşük sıcaklık koşulları ve daha düzgün sıcaklık dağılımı vardır; bu nedenle NO_x emisyonları çok düşük seviyelerde kalmaktadır. Yani, LTC is-NO_x değiş tokuşundan etkilenmez.
- LTC'nin bir diğer avantajı, hem benzin hem de dizel benzeri yakıtları kullanabilme özelliğidir. LTC motorlarının yakıt konusunda seçici olabilmesi, petrol rezervlerinin hızla tükenmesini dengeleyebilecek çeşitli alternatif yakıtların kullanılmasını sağlar[22, 23]. LTC, benzin, dizel, biyodizel, alkoller vb. olmak üzere bir çok farklı yakıt kullanılarak elde edilebilir.

- LTC motorları, konvansiyonel SI ve CI motorlarının değiştirilmesi için uygundur. Bu motorlar, elektrikli hibrit güç aktarma organları ile yüksek verimli içten yanmalı motorların avantajlarını birleştirerek daha gelişmiş hibrit motorlarda kullanılabilir.

1.1.2. LTC'nin Dezavantajları

LTC'nin çeşitli dezavantajları olmasından dolayı, henüz bu teknoloji ticarileştirme eşiğini geçmemiştir. Otuz yıldır bilinen bir teknoloji olmasına rağmen, LTC yalnızca yeni nesil elektronik kontrol sistemleriyle donatılmış ticari motorlarla elde edilebilir. LTC'nin SI ve CI motorlarıyla rekabet edebilecek araçlarda uygulanabilmesi için çeşitli teknik zorlukların çözülmesi gerekir. Bu bölüm, LTC motorlarının geliştirilmesinde karşılaşılan temel zorlukları açıklamaktadır[24-26] (Şekil 2).



Şekil 1.2. LTC'nin dezavantajları[27]

1.1.2.1. Sınırlı Güç Yoğunluğu

LTC motorların, SI veya CI motorlarında olduğu gibi yüksek devir ve yüklerde çalışması beklenir. Ancak, LTC motorları yalnızca düşük ve orta yüklerde düzgün çalışır. Yüksek yüklerde ise zorluklar yaşar. Yüksek yüklerde yanma hızı çok fazladır,

bu da çok yüksek oranda basınç artışına neden olur. Basıncın artması da, gürültüye, potansiyel motor hasarına ve daha yüksek NO_x emisyonlarına yol açar.

1.1.2.2. Tutuşma Zamanı Ve Yanma Oranı Kontrolü

LTC motorlarının kontrollü çalışması aralığını geniş bir hız ve yük bandına taşıyabilmek güçtür. Konvansiyonel motorlardan farklı olarak, LTC motorlarında buji veya enjektörü kontrol etmek için doğrudan bir yöntem yoktur. LTC'de bu kimyasal kinetik tarafından kontrol edilir. LTC motorlarının yanma fazı, yakıtının kendi kendine tutuşma özellikleri, yakıt-hava oranı, artık gazların akış hızı ve reaktivitesi, yakıt-hava karışımının homojenliği, yakıtın gizli buharlaşma ısısı, sıkıştırma oranı, emme havası sıcaklığı, motor sıcaklığı ve motora bağlı diğer birkaç parametreden etkilenir[28]. LTC'nin uygulanmasındaki en büyük zorluklardan biri, optimum termal verimlilik için kendiliğinden tutuşmanın ÜON'ya yakın bir yerde gerçekleşmesini sağlamaktır.

1.1.2.3. Soğuk Çalıştırma Özelliği

LTC motorlarında ateşleme, karışımın emme sıcaklığına oldukça duyarlıdır. Kendiliğinden tutuşmayı sağlamak için gereken sıcaklık, yakıtın özelliklerine ve motorun çalışma koşullarına göre değişir. Soğuk çalıştırma sırasında, sıkıştırılmış karışımın daha düşük sıcaklığı, LTC motorunun ateşlemesini engeller. LTC sırasında soğuk çalıştırmayı iyileştirmek için, kızdırma bujilerinin kullanımı, yakıt katkı maddeleri ve VCR (değişken sıkıştırma oranı) veya VVT(değişken subap zamanlaması) kullanılarak sıkıştırma oranının artırılması gibi çeşitli yöntemler kullanılabilir[21]. Ancak en pratik yöntem, motorun SI veya CI modunda çalıştırılıp, ısıtıldıktan sonra LTC moduna geçtiği ikili moddur.

1.1.2.4. Gürültü, CO ve HC Emisyonları

Bir LTC motorunda ateşleme, yanma odası boyunca aynı anda gerçekleşir. Bu nedenle, daha yüksek yüklerde, geleneksel DICIveya DISI(direkt enjeksiyonlu kıvılcım ile ateşleme) motorlarına kıyasla daha yüksek basınç artış oranı ve yüksek frekanslı gürültüye yol açar[29].

Genel olarak, LTC motorları daha düşük NO_x ve PM emisyonları, daha yüksek HC ve CO emisyonları yayarlar. Homojen yanmada, yakıtın önemli bir kısmı sıkıştırma

zamanında yarıklara girer ve genleşme zamanında yanma olmadan kaçır. Bu, konvansiyonel yanma tiplerine kıyasla HC ve CO emisyonlarında önemli bir artışa neden olur [30].

1.1.2.5. Homojen Karışım Hazırlama

Homojen karışım hazırlama, yüksek termal verim elde etmek, HC ve PM emisyonlarını azaltmak ve LTC motorunda yağ seyrelmesini önlemek için çok önemlidir. LTC'de dizel gibi nispeten düşük uçuculuğa sahip yakıtlar kullanılması homojen yakıt hazırlamanın önemini bir kez daha ortaya koymaktadır [31]. Karışımın homojenliği, LTC yanma aşamasını doğrudan kontrol eden kendiliğinden tutuşma reaksiyonlarını önemli ölçüde etkiler [32].

1.1.2.6. Yanma Modeli Geliştirme

LTC motorlarında belirli özellikleri ve emisyonları doğru bir şekilde tahmin etmek ve yanma sistemi tasarımlarını hızlı ve ucuz bir şekilde değerlendirmek için ayrıntılı kimyasal kinetik modellerle birleştirilebilen çok boyutlu CFD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) yanma modelleri geliştirmek gerekir.

1.1.2.7. Çevrimsel Ve Silindirden Silindire Değişimler

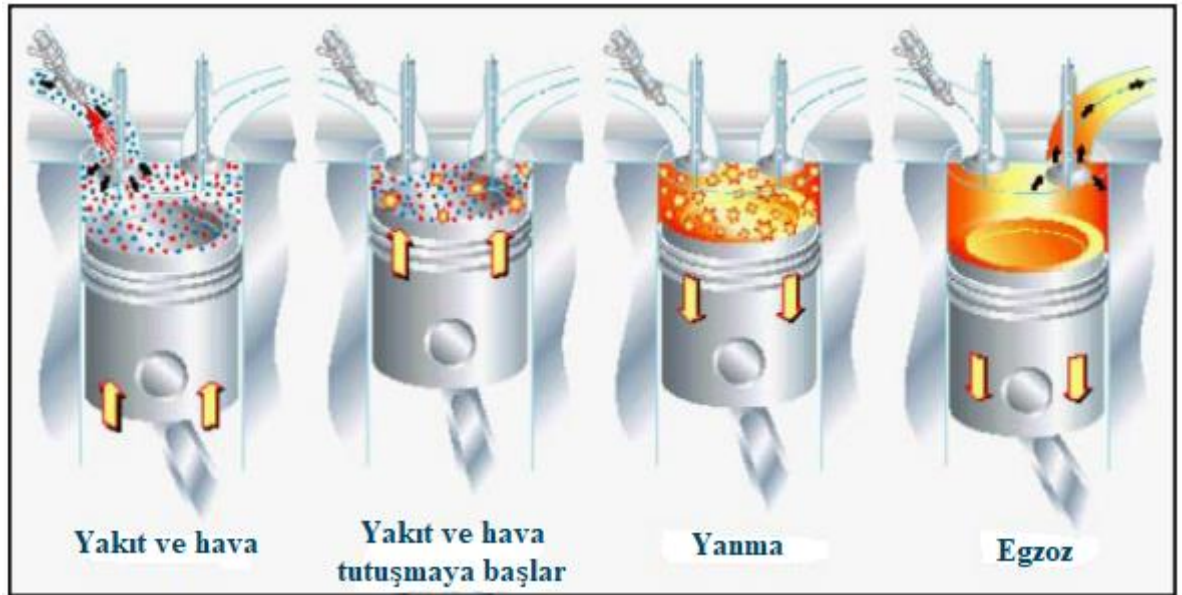
LTC motorlarındaki çevrimsel varyasyonlar, geleneksel SI motorlarına kıyasla daha azdır. Ancak bu değişimler, belirli çalışma koşullarında (örneğin, fakir yanma veya düşük emme sıcaklıkları) çok daha fazla olabilir [33]. Çünkü LTC, konvansiyonel CI ve SI motorlarında enjeksiyon zamanlaması/kıvılcım zamanlaması gibi yanma aşamalarını doğrudan kontrol edememektedir. LTC'deki çevrimden çevrime değişiklikler, yanma zamanlamaları doğrudan kontrol edilmesini güç hale getirmektedir[34].

1.1.3. LTC Türleri

1.1.3.1. Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme (HCCI)

HCCI yanma, homojen yakıt-hava karışımının kendiliğinden tutuşarak daha düşük NO_x ve is emisyonları ile sonuçlanan LTC'nin en ideal şeklidir. HCCI'nin temel özelliği, sıkıştırma sonunda kendiliğinden tutuşmaya uğrayan (az ya da çok homojen) ön

karışımli hava-yakıt karışımıdır. Düşük is emisyonu ile sonuçlanan kendiliğinden tutuşma, yakıt açısından zengin bölgenin ortadan kaldırılmasına yardımcı olan çok fakir bir karışımın yanmasını kolaylaştırır. Yanma sıcaklığı, NO_x emisyonlarının azaltılması için faydalı olan konvansiyonel dizel yanmasından önemli ölçüde daha düşüktür. Bununla birlikte, HCCI'de büyük bir zorluk, homojen bir hava ve yakıt karışımı elde etmektir. Bu, özellikle dizel motorlar için geçerlidir, çünkü dizel yakıtların daha düşük uçuculuğu sahip olması, benzinli yakıtlara kıyasla homojen bir karışım elde etmeyi daha zor hale getirir. Bu sorun dizeli buharlaştırmak için yükseltilmiş hava sıcaklığı kullanarak ön karışımli homojen dolgu oluşturularak çözülmüştür [35]. Ancak dizelin soğuk yanma kimyası bu tekniğin kullanımı sınırlandırmıştır. Ayrıca, konvansiyonel dizel yakıtın yüksek setan sayısı, yüksek oranlarda basınç artışına ve yanma fazının kontrolünde zorluklara neden olur [20, 28, 32]. Dört zamanlı bir motorla aynı temel prensipte çalışan HCCI yanması Şekil 1.3'te gösterilmiştir.

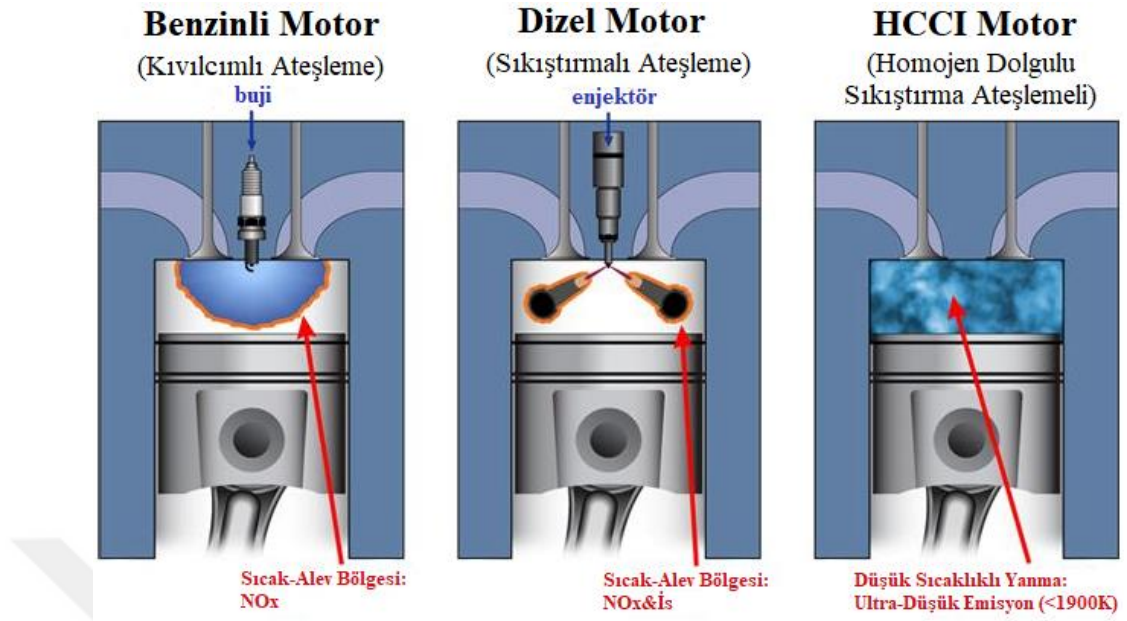


Şekil 1.3. Homojen dolgulu sıkıştırma ateşleme (HCCI) zamanları [36]

HCCI yanması sistematik olarak ilk kez Onishi ve ark. [37] ile ve Noguchi ve ark. [38] tarafından önerilmiştir. Onishi aktif termo-atmosferik yanma konseptini geliştirirken, Noguchi ise 1970'lerin sonlarında iki zamanlı motorlarda Toyota-Soken (TS) yanma konseptini geliştirmiştir. Khandal ve ark. [39] HCCI teknolojisinin geliştirilmesi için bir yol haritası sunarak, HCCI yanmanın önemini, gelişmiş CI motor teknolojileri ile karşılaştırarak gösterdiler (Şekil 1.4). Saf dizelin uçuculuğu son derece düşük

olduğundan, sıkıştırma zamanında dizel-hava karışımının sıcaklığı 800 K'yi aştığında, yanma odası içindeki hızlı kendiliğinden tutuşma, aşırı vuruntuya neden olur[40]. Bu nedenle, dizel HCCI elde etmek için erken/geç doğrudan püskürtme kullanılarak silindir içi karışım hazırlama kullanıldı, ancak bu tekniklerden fakir yakıt-hava karışımı, nispeten daha kötü bir yanma ile sonuçlanmıştır

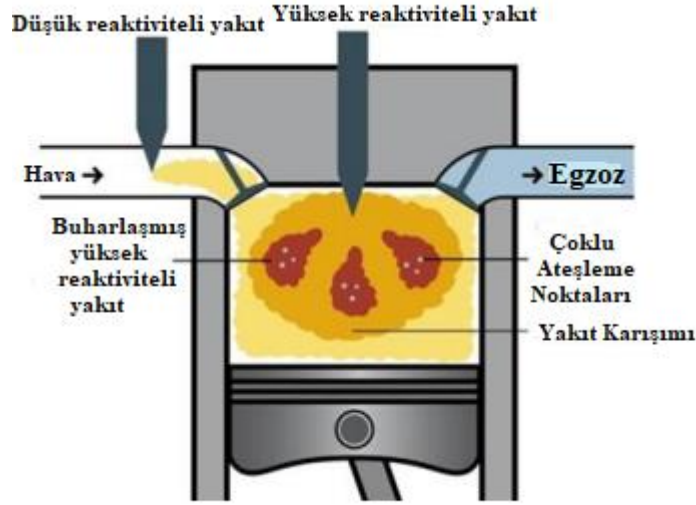
Dizel için, ön karışımli bir dolgu elde etmek için port yakıt enjeksiyonunun en basit yaklaşım olduğu bulundu[35]. Bu teknikte, yakıtı buharlaştırmak için yakıt enjektörünün önüne bir emme havası ısıtıcısı yerleştirilmiştir. Gray ve Ryan [41] tarafından yürütülen benzer bir çalışmada, dizel yakıtlı HCCI'de üç temel problem olduğu söylenmiştir. İlk sorun çok erken ateşleme ve yüksek sıkıştırma oranlarında vuruntuydu. Bu nedenle, emme havası sıcaklığına ve EGR'ye bağlı olarak 8 ile 13 aralığında değişebilen sıkıştırma oranı önerildi. İkinci problem, emme manifoldu yüzeylerinde sıvı yakıt damlacıklarının birikmesini azaltmak için çok yüksek emme havası sıcaklığı (135 °C-205 °C) ile ilgiliydi. Üçüncü sorun, daha düşük sıkıştırma oranı, düşük yanma fazı nedeniyle nispeten daha yüksek UHC emisyonlarıdır. Dizel yakıtlı HCCI yanma zamanlamaları ve HRR üzerindeki kontrol, diğer bir temel problemdi. Dizel HCCI ile ilgili tasarım ve işletim parametreleri ile ilgili problemler Gan ve ark. [42] tarafından değerlendirilmiştir. HCCI teknolojisini gözden geçirerek, HCCI yanmasını etkileyen çeşitli kontrol ve performans parametrelerini tartıştılar. HCCI yanma sistemlerinin uzun vadeli gelişimi ve üstün karışım oluşumu ve kontrolü için esnek yakıt püskürtme stratejileri ve EGR kullanımının en kritik kontrol yaklaşımları olacağı sonucuna varmışlardır. Lu ve ark.[43] ise EGR'nin yanma özellikleri üzerindeki etkisini incelediler. Artan EGR ile yanma fazı gecikmiş ve bu da nispeten daha uzun yanma süresi ile sonuçlanmıştır. HCCI motorda EGR kullanımı Nakano ve ark. tarafından daha fazla araştırılmıştır[44]. EGR kontrollü bir HCCI sistemini simüle ettiler ve EGR'nin mükemmel kontrol yeteneklerini gösterdiler. Kamninos ve Kosmadakis[45] HCCI yanma sisteminde ısı ve kütle transferine dayalı çok bölgeli bir model analizi gerçekleştirmiştir.



Şekil 1.4. HCCI Motorun- Benzin ve Dizel Motoru ile Kıyaslanması[39]

1.1.3.2. Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma İle Ateşleme (RCCI)

LTC hakkında kapsamlı bir araştırmadan sonra, araştırmacılar, HCCI ve PPC ile karşılaştırıldığında daha umut verici görünen, RCCI yanma olan gelişmiş bir LTC tekniği geliştirdiler. RCCI yanması çift yakıtlı çalışmaya dayalı bir PPC stratejisi olarak düşünülebilir. RCCI, yüksek yanma verimliliği ve düşük zararlı egzoz bileşenleri emisyonu ile birçok yakıt türünün kullanılmasına izin veren özel bir HCCI motor türüdür. RCCI, dizel, dimetil eter (DME) vb. gibi yüksek reaktif yakıtın hava ile karışarak doğrudan silindire püskürtüldüğü ve daha önce dolaylı enjeksiyon yoluyla yanma odasına verilen benzin, doğal gaz, etanol, metanol, bütanol vb. düşük reaktif bir yakıtın kendiliğinden tutuştuğu bir ateşleme yöntemidir[46, 47]. Bütün çift yakıtlı motorlar, homojen bir hava-yakıt karışımının oluşmasına sebep olacak yönde geliştirilmektedir [48]. Reaktif yakıt olarak dizel yakıtla çift yakıt modunda çalışan motor, ateşlemeyi başlatmak için yalnızca daha önce bahsedilen pilot dizel yakıtına ihtiyaç duyar. Şekil 1.5, düşük reaktif yakıt olarak gaz yakıt ve yüksek reaktif yakıt olarak dizelden oluşan bir karışımla çalışan bir RCCI motorundaki ateşleme ve yanmanın şematik bir görünümünü göstermektedir [49]. RCCI yanması, nispeten daha düşük NOx ve PM emisyonlarını korurken, HCCI yanması ve LTC'nin diğer türlerine kıyasla nispeten daha yüksek fren termal verimliliği (BTE) verir [50].



Şekil 1.5. RCCI Motorda ateşleme ve yanmanın şematik olarak gösterilişi [49]

RCCI yanmasını iyileştirmek için araştırmacılar, hem DI enjektörleri hem de PFI enjektörleri için EGR seviyeleri, karışımın girdap yoğunluğu seviyeleri, yakıt enjeksiyon basıncı, kıvılcım/püskürtme zamanlamaları ve enjeksiyon sayısı gibi farklı parametreleri araştırdı. Walker ve ark. [51] doğrudan yakıt enjeksiyon basıncının RCCI üzerindeki etkisini araştırmış ve yanma zamanında birincil yakıtın enjeksiyon basıncının önemli ölçüde etkilendiğini bildirmiştir. Hanson ve Reitz[52] birincil yakıt olarak saf dizel ve ikincil yakıt olarak benzin kullanarak RCCI deneyleri yapmışlardır. RCCI yanmasında sabit yük koşullarını elde etmek için yaklaşık 80 döngü gerektiğini gözlemlediler. Curran ve ark.[53] ayrıca RCCI yanmasını sağlamak için dizel/benzin kombinasyonunu kullanarak benzer deneyler yapmış ve NO_x ve PM emisyonlarının %90'dan fazla azaldığını bildirmiştir. Ma ve ark.[54], kıvılcım/püskürtme zamanlamasının benzinli (port)-dizel (silindir içi) çift yakıtlı RCCI motor performansı ve emisyon özellikleri üzerindeki etkisini araştırmış ve erken pilot enjeksiyon zamanlamasının önemli ölçüde daha düşük NO_x ve kurum emisyonları ile daha düşük ISFC(indike özgül yakıt tüketimi) ile sonuçlandığını bildirmiştir.

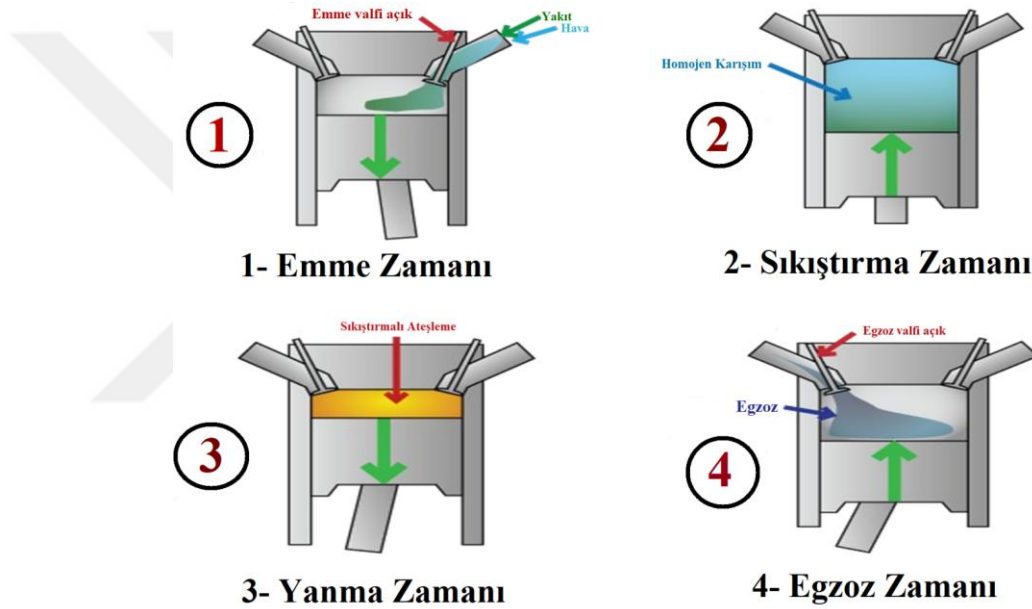
Araştırmacıların bir çoğu, alternatif yakıtlar kullanılarak RCCI yanmasının kolayca sağlanabileceğini öne sürmüştür. Doğal gaz[55, 56], metanol/etanol [57, 58] ve bütanol [59, 60] dahil olmak üzere çeşitli düşük reaktiviteli yakıtlar, RCCI yanmasında yük artışı üzerindeki etkilerini araştırmak için incelenmiştir. Bu düşük reaktiviteli alternatif

yakıtlarla, istikrarlı ve genişletilmiş RCCI çalışmasının sağlanabileceği sonucuna varılmıştır. Alkoller, yüksek buharlaşma gizli ısıları ve daha düşük reaktiviteleri nedeniyle RCCI uygulamaları için olumlu sonuçlar göstermiştir. Park ve ark. [61] ikincil yakıtın RCCI yanması üzerindeki etkisini karşılaştırmış ve biyo-etanolün port enjeksiyonunun benzine kıyasla daha uzun süre yanmaya yol açtığını; bunun da daha yüksek IMEP (ortalama indike efektif basınç) ile benzine kıyasla daha fazla HC ve CO emisyonlarıyla sonuçlandığını bildirmiştir. Splitter ve ark. [62] ise E85-dizel karışımını kullanarak RCCI deneyleri gerçekleştirmiş ve yaklaşık %56 brüt ITE (indike termal verim) elde etmiştir. Park ve Yoon[63] dizel-biyogaz ve dizel-benzin kombinasyonlarını kullanarak RCCI yanmasının performans ve emisyon özelliklerini araştırdı. IMEP'in çok erken silindir içi enjeksiyon zamanlaması ile artan r_p (ön karışım oranı) ile arttığını bildirdiler. Artan r_p , daha uzun bir yanma süresi ile sonuçlanmıştı, bu da düşük NO_x ve is emisyonlarıyla sonuçlanmıştır. Qian ve ark.[59], RCCI yanmasının performans ve emisyon özelliklerini araştırmak için tek silindirli bir motorda RCCI yanmasını incelemişler. İkincil yakıt olarak etanol, n-bütanol ve n-amil alkol ile birlikte birincil yakıt olarak n-heptan kullandılar. Çevrim başına sabit genel düşük ısı değerinde (LHV) artan r_p ile is emisyonlarının önemli ölçüde azaldığını, ancak NO_x emisyonlarının önce arttığını ve sonra azaldığını bulmuşlardır. Sabit bir r_p 'de, çevrim başına toplam LHV'nin artması, daha yüksek NO_x ve is emisyonlarıyla sonuçlanmıştır. Işık ve Aydın [64], birincil yakıt (yüksek reaktiviteli yakıt) olarak saf dizel ile biyodizel ve ikincil yakıt (düşük reaktiviteli yakıt) olarak etanol karışımlarını kullanarak sabit hızlı bir motorda RCCI yanma deneyini gerçekleştirmiştir. Etanol ilavesinin yanma özelliklerini iyileştirdiğini ve biraz daha yüksek HC ve CO emisyonlarına neden olmasına rağmen daha düşük NO_x emisyonları ile sonuçlandığını görmüşlerdir.

RCCI'nın, diğer yanma konseptlerine göre avantajları olsa da, çözülmesi gereken problemleri bulunmaktadır. Başlıca sorunlardan biri, yüksek RoPR(basınç artış oranı) veya NO_x/is emisyonları ile sınırlanan yüksek yük artışıdır. Artan r_p bu sorunu kısmen çözebileceği, ancak çok yüksek r_p benzine benzer HCCI yanmasına neden olduğundan daha yüksek basınç artış oranı[62, 65] ile sınırlandırılmıştır.

1.1.3.3. Ön karışimli dolgu sıkıştırma ile ateşleme (PCCI)

PCCI, hem NO_x hem de PM emisyonlarını aynı anda azaltan, konvansiyonel ve HCCI yanma modları arasında umut verici bir yanma türüdür [66, 67]. PCCI yanması (Şekil 1.6), EGR oranının ve yakıt enjeksiyon basıncının artırılıp, kıvılcım/püskürtme zamanlamasının ilerletilmesiyle elde edilebilir. Bu değişimler, konvansiyonel dizel yanmada püskürtme boyunca meydana gelen tabakalı bir alevin aksine, motor silindrinde daha homojen bir yanma alevinin oluşmasını sağlar [68]. PCCI yanmasında, homojen yakıt-hava karışımı yanmandan dolayı emisyonlar büyük ölçüde azalır.



Şekil 1.6. PCCI yanmanın dört zamanlı gösterimi

HCCI yanmasında, yanma faz kontrolü ve homojen karışım hazırlama zorluğu vardır. Bu problemlerin üstesinden gelmek için, PCCI yanmasında yakıtın sadece bir kısmı HCCI tipi yanmaya, geri kalanı ise konvansiyonel yanmaya maruz kalır. Kalan yakıt konvansiyonel yanmaya maruz kaldığından, yanma fazı enjeksiyon zamanlaması tarafından kontrol edilir. Ayrıca homojen karışımı hazırlamak için sadece kısmi yakıt kullanılır, bu da PCCI yanmasında karışım hazırlama evresini daha basit hale getirir. Ayrıca, oksijen konsantrasyonunu azaltıp, maksimum alev sıcaklıklarını düşürmek için sıklıkla yüksek EGR seviyeleri kullanılır ve bu da NO_x oluşum bölgesini kaydırır. Bununla beraber PCCI yanması ile ilgili yüksek CO ve HC emisyonlarının yanı sıra yüksek motor yükü sorunları henüz çözülmemiş sorunlardan bazılarıdır. Kimura ve

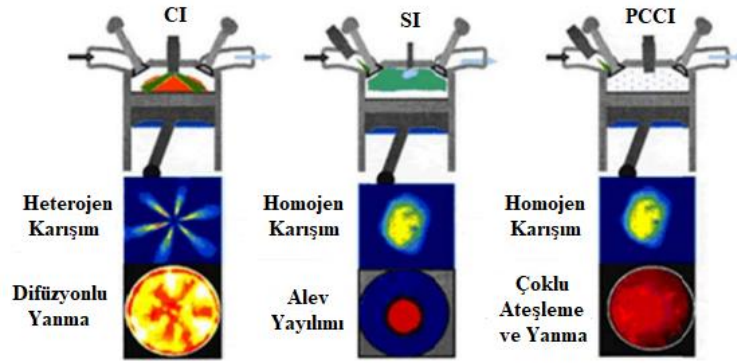
ark.[69], PCCI yanmasında konvansiyonel dizel yanmasının ön karışım fazına benzer şekilde tek aşamalı bir yanma süreci olduğunu ancak HCCI yanmasında düşük ve yüksek sıcaklıklı iki farklı yanma bölgesi görülebileceğini öne sürmüştür. HCCI yanması ile karşılaştırıldığında, PCCI yanması nispeten daha yüksek NO_x ve is emisyonları ile sonuçlanır, ancak PCCI yanması HCCI yanmasına kıyasla önemli ölçüde daha düşük HC ve CO emisyonlarına sebebiyet verir. Konvansiyonel dizel, HCCI ve PCCI yanmasının temel özelliklerinin karşılaştırılması Tablo 1.1'de gösterilmiştir.

Tablo 1.1. Konvansiyonel dizel, HCCI ve PCCI yanmasının temel özelliklerinin karşılaştırılması [70]

	Konvansiyonel Yanma	HCCI Yanma	PCCI Yanma
Püskürtme şekli	ÜÖN'ya yakın püskürtme	Erken püskürtme	Erken püskürtme + ÜÖN'ya yakın püskürtme
Yanma modu	Difüzyonlu	Ön karışimli	Ön karışimli + difüzyonlu
Tutuşma	Kendine kendine tutuşma (Püskürtme zamanlaması ile kontrol edilir)	Kendine kendine tutuşma (Kimyasal kinetik ile kontrol edilir)	Kendine kendine tutuşma (Püskürtme zamanlaması ile kontrol edilir)
Yanma sıcaklığı	Kısmi yüksek	Nispeten düşük	Nispeten düşük
NO _x	Yüksek yanma sıcaklığı nedeniyle yüksek NO _x emisyonları	Düşük yanma sıcaklığı nedeniyle düşük NO _x emisyonları	Düşük sıcaklık ve egzoz gazı resirkülasyonu nedeniyle düşük NO _x emisyonları
İs	Difüzyonlu yanma modu nedeniyle yüksek is emisyonları	Homojen fakir karışım nedeniyle düşük is emisyonları	Homojen fakir karışım nedeniyle düşük is emisyonları

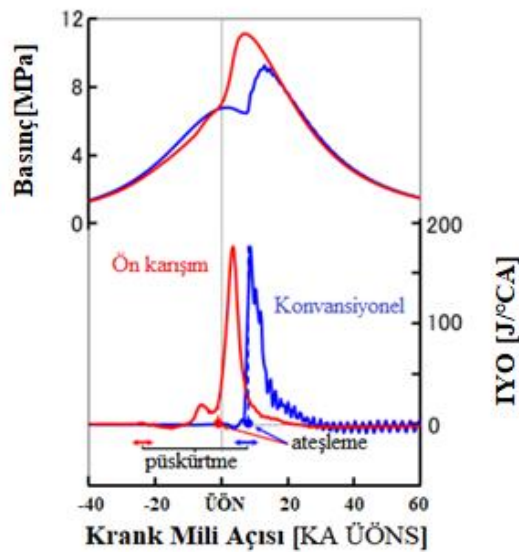
Şekil 1.7'de gösterildiği gibi, buji ateşlemeli benzinli motorlarda, yakıt ya emme manifoldundaki port enjeksiyonu ya da silindir içi direkt enjeksiyon ile silindire gönderilir. Benzin yakıtının nispeten yüksek uçuculuğu nedeniyle homojen bir şarj elde edilebilir ve bir buji ile ateşleme başlatılır. NO_x emisyonları, genellikle yüksek sıcaklıkta yanmış gaz bölgelerinde oluşur. Konvansiyonel dizel yanmada, yanma başlamadan hemen önce sıkıştırma zamanında üst ölü noktanın yakınında doğrudan silindire yakıt püskürtülür ve silindir içi yakıt dağılımı çok düzgün değildir. Yanma işlemi iki aşamaya ayrılabilir: "ön karışimli" faz ve "karıştırma kontrollü" faz. NO_x emisyonları genellikle, iki faz sırasında eşdeğerlik oranının düşük (ikinin altında) olduğu, yüksek sıcaklıktaki yanmış gaz bölgelerinde (2000K'dan yüksek, özellikle stokiyometrik bölgelere yakın) oluşur. İs, tutuşmadan hemen sonra yakıt buharının sıcak yanmış gazlarla karıştırılarak ısıtıldığı, enjektörlerin zengin yanmamış yakıt içeren

çekirdeğinde oluşur. Ön karışımli dizel yanmasında (PCCI), sıvı yakıt, ÜÖN'dan önce silindire püskürtülür ve yanma başlamadan önce hava ile yeterince karıştırılır. Burada, lokal silindir içi sıcaklıklar arttığında ve sıkıştırma zamanında tutuşma noktasına ulaştığında birçok bölgede kendiliğinden tutuşma başlatılır.



Şekil 1.7. Benzinli, dizel ve PCCI motorların çalışma prensipleri[71]

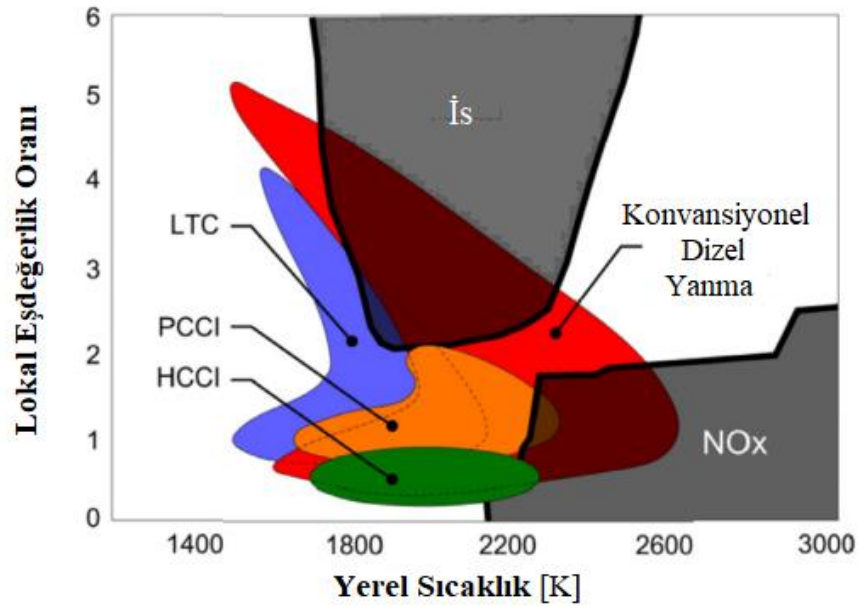
Konvansiyonel dizel yanma ile ön karışımli dizel yanma arasındaki yanma işleminin farkı silindir içi basınç ve ısı yayılım hızı grafikleri ile Şekil 1.8'de gösterilmiştir. Ön karışımli dizel yanma modunda yakıt enjeksiyonunun bitiminden tutuşmaya kadar uzun bir ön karıştırma süresi bulunurken, konvansiyonel dizel yanma modunda ateşleme yakıt enjeksiyonunun bitiminden önce gerçekleşir.



Şekil 1.8. Konvansiyonel dizel ve ön karışımli dizel yanma modunda silindir içi basıncın ve ısı yayılım hızının grafikleri[72]

Şekil 1.9'da gösterildiği gibi ϕ (eşdeğerlik oranı)-T (lokaladyabatik alev sıcaklığı) haritasından, ön karışımli dizel yanma modunda NO_x ve is emisyonunun aynı anda azaltılablmesinin nedeni aşağıdaki gibidir:

Uzun süreli tutuşma gecikmesi nedeniyle, homojen bir ön karışım oluşturulabilir ve aşırı zengin karışım bölgesi, is oluşumunu engelleyebilir. Bu arada, uzun süreli ateşleme gecikmesi elde etmek ve lokal adyabatik alev sıcaklığı-oksijen konsantrasyonu bölgesini azaltmak, NO_x oluşumunu engellemek için ön karışımli dizel yanmasında her zaman yüksek oranda EGR uygulanmalıdır.



Şekil 1.9. ϕ -T haritasındaki diğer yöntemlerle karşılaştırıldığında PCCI yakma işlemi[73]

Kalghatgi ve ark. [74], dizelden benzine değişen dört farklı yakıt kullanarak yakıtın kendiliğinden tutuşma kalitesinin, iki farklı emme gazı basıncında (1.5 bar ve 2.0 bar) ve farklı EGR seviyelerinde ön karışımli dizel yanması üzerindeki etkisini inceledi. Bu deneyde 1200 dev/dak motor devrinde, düşük sıkıştırma oranı 14 olan tek silindirli dizel motoru kullanılmıştır. Benzin, aynı yanma aşaması için daha uzun bir tutuşma gecikmesine sahiptir ve dizel yakıtlara kıyasla belirli bir yük için çok daha düşük NO_x ve duman emisyonları ile sonuçlanmıştır. Parks ve ark.[75], PCCI yanmasını araştırmak için 4 silindirli bir dizel motor kullandı. Deneyisel sonuçlar, PCCI yanmasının daha düşük NO_x ve PM emisyonları ancak nispeten daha yüksek CO ve HC emisyonları

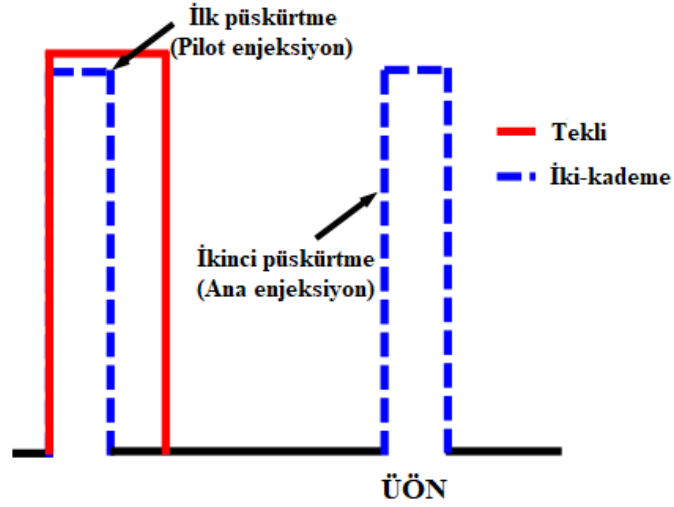
gösterdi. Daha sonrasında, Benajes ve ark. [76], PCCI yanmasında karıştırma ve kendiliğinden tutuşma süreçlerini açıklamak için deneysel ve sayısal çalışmalar yürütmüştür. Değişken EGR, kıvılcım/püskürtme zamanlamaları ve yakıtlar (dizel ve benzin) ile HSDI (Yüksek Hızlı Doğrudan Enjeksiyonlu) dizel motor kullandılar. Sonuçlar, benzin ilavesinin diğer değişkenlere kıyasla yakıt-hava karışımı ve kendiliğinden tutuşma üzerinde en yüksek etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Ayrıca, yüksek EGR ile birlikte SoI zamanlamasını ilerleterek tutuşma gecikmesinin artırılabilceğini bildirdiler. PCCI yanmasının temel problemi olan CO ve HC emisyonlarını azaltmak için Parks ve ark. [75] bir başka çalışmalarında, after-treatment teknolojisini kullanarak PCCI deneyleri gerçekleştirdi. PCCI yanması için LNT (fakir NOx tutucu), DOC (dizel oksidasyon katalizörü) ve DPF olmak üzere üç farklı teknoloji kullanılmıştır. LNT, motor PCCI ve CI yanma modlarında çalıştırılırken farklı hız ve yüklerde incelenmiştir. PCCI motorundan kaynaklanan CO ve HC emisyonlarını kontrol etmedeki etkinliklerini belirlemek için DOC/DPF araştırıldı. LNT, PCCI yanması ile daha iyi çalıştı çünkü zaten düşük olan NOx emisyonları katalizör kullanılırken daha da azaltıldı. DOC, PCCI yanmasından kaynaklanan yüksek formaldehit ve asetaldehit emisyonlarını oksitlemede özellikle etkiliydi. PCCI yanmasından kaynaklanan PM'nin boyut olarak önemli ölçüde daha küçük olduğu ancak daha yüksek organik çözünürlüğe sahip olduğu gözlemlendi. Alstine ve ark. [77]. gelişmiş yakıt enjeksiyon sistemine sahip PCCI motoru için kıvılcım/püskürtme zamanlamasını tahmin etmelerini sağlayan basit, kontrol odaklı bir analitik model geliştirdiler.

Laguitton ve ark.[78], farklı kısmi yük koşulları altında düşük sıkıştırma oranlarının PCCI yanması üzerindeki etkisini inceledi. Sonuçlar, sıkıştırma oranlarındaki azalmanın, geciktirilmiş yakıt enjeksiyon zamanlamaları ile benzer faydalar sunduğunu, ancak hem ön karışım hem de difüzyon yanma nedeniyle gürültünün arttığını gösterdi. Murata ve ark. [79], valf zamanlamalarındaki değişikliklerin NOx emisyonları üzerindeki etkisini analiz etti. Yanma odasının içindeki sıcaklığı azaltmak için geç IVC kullandılar, bu da TG'ni arttırdı ve yakıt ile havanın ön karışımı için daha fazla zaman sağladı. Ön karışım ve daha düşük silindir içi sıcaklığın birleşik etkisi, daha düşük is ve NOx emisyonları ile sonuçlandı. Araki ve ark[80] ayrıca yüksek yük koşulları altında vuruntu ve düşük yük koşulları altında çevrimsel değişim sorunlarının üstesinden gelmek için sıkıştırma oranlarının dizel yakıtlı PCCI yanması üzerindeki etkilerini

inceledi. PCCI motorunun çalışma aralığının, sıkıştırma oranını azaltarak düşük yüklerden yüksek yüklere genişletilebileceğini öne sürdüler. Bununla birlikte, sıkıştırma oranındaki azalma, nispeten düşük yanma verimliliği nedeniyle nispeten daha yüksek CO emisyonu ile sonuçlanmıştır. Enjeksiyon parametreleri, EGR'nin ve yakıt püskürtme etkisinin emisyon özellikleri üzerindeki etkisi hakkında detaylı çalışma Kiplimo ve ark. [81] tarafından yapıldı. Yakıt püskürtme basıncındaki artışın daha düşük HC, PM ve NO_x emisyonları ile sonuçlandığını öne sürdüler. Bununla birlikte, CO emisyonları, değişen püskürtme basıncı ile çok değişiklik göstermedi. Ra ve ark. [82] ön karışımli dizel yanma modunda benzinle yüksek hızlı DI sıkıştırma ateşlemeli motor yanmasının araştırmışlardır. Bu çalışmada ön karışımli dizel yanmasının çalışma aralıkları, yanma verimliliği (% 85'ten yüksek), maksimum basınç artış hızı (0,7 MPa/°CA'dan düşük) ve duman ile NO_x emisyonları (1,0 g/kg yakıttan daha düşük) kısıtlamalıdır. Sonuçlar, silindir içi yanma sıcaklığını bastırmak için hem EGR hem de yüksek oktanlı benzin kullanımıyla, NO_x ve is emisyonlarının düştüğünü göstermiştir. Ancak aynı çalışma koşullarında düşük is emisyonları veren dizel yakıtlarla karşılaştırmak mümkün olmamıştır.

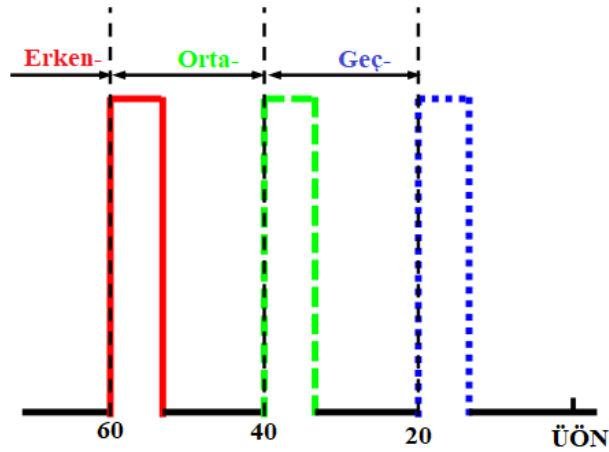
1.2. Püskürtme Zamanı

Homojen bir karışımın hazırlanması hem HCCI hem de PCCI yanması için önemlidir. Yakıtın yanmadan önce hava ile karışması na yeterli zaman tanımak için, yakıtın sıkıştırma zamanının erken bir aşamasında püskürtüldüğü erken enjeksiyon yöntemi, HCCI ve PCCI dizel motorlarında yaygın olarak uygulanmaktadır. Erken enjeksiyonun başlangıcı tipik olarak üst ölü noktadan önce (BTDC) 20–200°'dir. HCCI ve PCCI yanma özelliğine bağlı olarak, erken enjeksiyon stratejisi Şekil 1.10'da görüldüğü gibi tek püskürtme ve iki kademeli püskürtme olarak sınıflandırılabilir. İkinci püskürtmeye ana enjeksiyon da denir.



Şekil 1.10. Tekli ve iki aşamalı erken enjeksiyon stratejisi

Püskürtme zamanlamasına bağlı olarak, erken püskürtme stratejisi Şekil 1.11'de görüldüğü gibi üç bölmeye ayrılabilir: ÜÖN'ya en yakın püskürtme geç olarak tanımlanır; ÜÖN'dan en uzak olan erken olarak tanımlanır; ve aradaki ise orta [83]olarak tanımlanır. Bu çalışmada üç desenin sınır noktaları sırasıyla 60°, 40° ve 20° ÜÖNÖ olarak tanımlanmıştır.



Şekil 1.11. Püskürtme zamanlamasına bölününce erken enjeksiyon stratejisi[70]

1.2.1. Tekli Erken Püskürtme

Özellikle erken enjeksiyon yapıldığında püskürtme zamanlaması, bir dizel motorun yanma sürecinde ve emisyonlarında önemli bir rol oynar. Daha önce bahsedildiği üzere, erken enjeksiyon stratejisi, zamanlamaya bağlı olarak erken, orta ve geç püskürtme

olarak sınıflandırılabilir. Yakıtın daha erken püskürtülmesi tutuşma gecikmesini uzatır ve daha homojen bir karışımın oluşmasına yardımcı olur. Oluşan karışım daha sonra düşük sıcaklıkta yakılarak düşük NO_x emisyonları elde edilir.

Diğer taraftan, silindir basıncı ve sıcaklığı erken püskürtme zamanlaması altında düşüktür. Daha önceki püskürtme koşullarında, yakıt-hava karışımı çoğunlukla yanma odasının dışında oluşur ve duvar ıslanma sorunu nedeniyle bazı lokal zengin karışım bölgeleri oluşur. Ayrıca, daha erken yanma olayı nedeniyle sıkıştırma zamanı sırasındaki negatif iş artar. Bütün bunlar yanma verimini azaltır ve eksik yanma ürünlerini artırır. İş emisyonuna baktığımızda, püskürtme zamanlamasının iki zıt etkisi vardır. Erken püskürtme zamanlaması, daha uzun bir ön karıştırma dikkate alınarak, kurum oluşumunu engelleyen düşük sıcaklıkta daha düşük eşdeğerlik oranına ulaşmasına izin verir. Ayrıca, erken püskürtme sayesinde is oksidasyonu için daha uzun bir süre de elde edilir.

Benajes ve ark.[84], düşük sıcaklıkta dizel yanmanın erken yakıt püskürtme zamanlaması ile parçacık emisyonları üzerindeki enjeksiyon zamanlamasının etkisini araştırdı. Enjeksiyon zamanlaması ÜÖNÖ 33°'ten 24°'ye ayarlandı. Sonuçlar, gelişmiş yakıt püskürtme zamanlaması ile PM kütlelerinin ve parçacık sayısının arttığını gösterdi. Püskürtme sayısının fazla olmasından dolayı HC ve CO emisyonları da arttı. Miyamoto ve ark.[85], ÜÖNÖ 180°'den 20°'ye çok erken enjeksiyon zamanlamasını kullanan bir doğrudan enjeksiyonlu sıkıştırma ateşlemeli motorda yanma sürecini modelledi. Sonuçlar, yakıt püskürtme zamanlamasının, ısı yayılımının başlama zamanlamasını etkilediğini, ayrıca yanmadan önce ve sonra sıcaklık dağılımını etkilediğini gösterdi. Çok erken enjeksiyonla yapılan fakir yakıt karışımlı deneyler ise artan silindir içi sıcaklığı sınırladı ve düşük NO_x emisyonlarına neden oldu. Bununla birlikte HC emisyonu gibi yanmamış yakıt emisyonu da arttı. Kook ve ark.[86], tek silindirli bir dizel motorda enjeksiyon zamanlamasının ön karıştırma ve yanma üzerindeki etkisini araştırdı. Enjeksiyon zamanlaması ÜÖNÖ 50° ile 200° arasında değişmiştir. Sonuçlar, erken enjeksiyonun negatif iş ürettiğini gösterdi. Bu negatif iş, uzun tutuşma gecikme süresi ve gecikmeli yanma fazı nedeniyle enjeksiyon zamanlaması 70° ilerletildiğinde azalmış ve bu da IMEP ve termal verimliliğin artmasına neden olmuştur. Ancak daha ileri püskürtme zamanlamasında, düşen yanma sıcaklığı nedeniyle IMEP ve termal verim düşmeye başlamıştır. İlerleyen enjeksiyon

zamanlaması ile NO_x emisyonlarında azalma eğilimleri görüldü. Düşük alev sıcaklığı nedeniyle ileri enjeksiyon zamanlamalarında is emisyonu azaldı. NO_x ve is emisyonlarının aksine, gelişmiş püskürtme zamanlamasında HC ve CO emisyonları arttı. Park ve ark.[87], erken enjeksiyon koşulları altında biyoetanol karışımlı dizel yakıtın emisyon özelliklerini bildirdi. Sonuçlar, tutuşma gecikmesinde bir azalmaya ve net IMEP'de bir artışa yol açtığını gösterdi. NO_x, etanol kullanılan karışımlarda azaltıldı. Bunun nedeni, püskürtülen etanolün uzun tutuşma gecikmesi sırasında yanma odasındaki ısıyı emmesiydi. Etanol karışımlı püskürtme zamanlamasında is emisyonu biraz arttı ve HC emisyonu ise fazlasıyla arttı. Düşük ortam basıncı, sıcaklık ve eksik yanma nedeniyle CO emisyonu da arttı. Kim ve ark.[88], benzinle çalışan doğrudan enjeksiyonlu sıkıştırma ateşlemeli bir motorda erken enjeksiyon zamanlamasının yanma özellikleri üzerindeki etkisini araştırdı. Artan negatif iş nedeniyle enjeksiyon zamanlaması ilerledikçe IMEP'in düzgün bir şekilde azaldığını bulmuşlardır. Erken enjeksiyon zamanlaması, geç enjeksiyon zamanlamasına kıyasla HC ve CO emisyonları arttırdı. Bununla birlikte, erken enjeksiyon bölgesinde enjeksiyon zamanlaması ilerletildiğinde NO_x emisyonları hızla azaldı. Bunun nedeni, fakir yanmanın neden olduğu daha düşük yanma sıcaklığıdır. Wamankar ve Murugan[89], sentetik bir yakıt karışımıyla çalışan bir direkt enjeksiyonlu (DI) dizel motorda enjeksiyon zamanlamasının etkisini araştırdı. Bu DI motorunun performansı ve emisyonları üzerindeki etkisini karşılaştırmak için ÜÖNÖ 20° ile 26° arasında farklı enjeksiyon zamanlamaları seçilmiştir. Sonuçlar, enjeksiyon zamanlaması ne kadar erken olursa, silindirdeki maksimum yanma sıcaklığının o kadar yüksek olduğunu ve bunun da daha yüksek NO_x emisyonuna, düşük BSFC ve daha düşük CO, HC ve is emisyonlarına neden olduğunu gösterdi. Deep ve ark.[90], dizele %20 oranında biyodizel katarak çalışan tek silindirli bir CI motorunun performans ve emisyonları üzerindeki enjeksiyon zamanlamasının etkisini inceledi. Sonuçlar, farklı enjeksiyon zamanlamasının motor üzerinde farklı etkileri olduğunu gösterdi. Rakopoulos ve ark. [91], daha erken enjeksiyon zamanlaması ile is emisyonunun azaldığını ve NO'nun arttığını buldu. Jagannath ve ark. [60] enjeksiyon zamanlamasının (ÜÖNÖ 24° , 27° ve 30°) bir CI motorunun performansı ve is emisyonları üzerindeki etkisini bildirdi. Sonuçlar, ÜÖNÖ 27° enjeksiyon zamanlaması ile BTE'nin en yüksek ve BSFC'nin en düşük olduğunu gösterdi. Parka ve ark. [92], tek enjeksiyonlu bir içten yanmalı motorda püskürtme zamanlaması değişikliklerine göre, NO_x'un artma eğiliminde olduğu ve HC ve CO

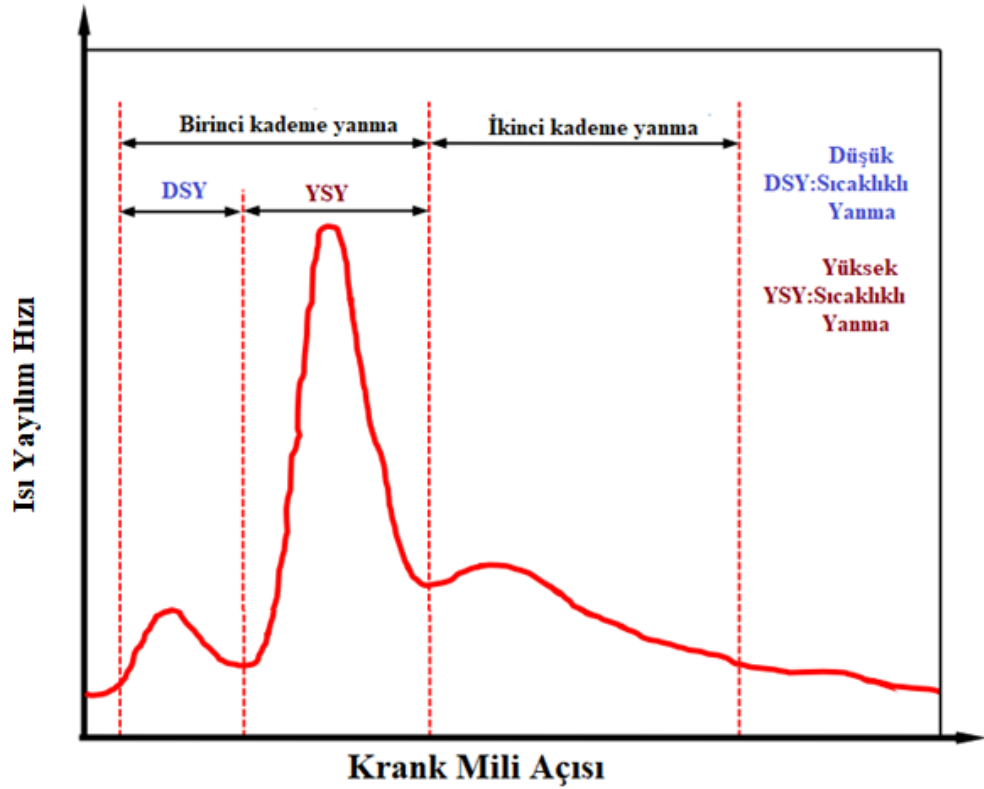
emisyollarının ÜÖNÖ 15°lik bir enjeksiyon zamanlamasında en düşük olduğu, daha sonra arttığı bulundu. Bu arada, ÜÖNÖ 15° enjeksiyon zamanlaması ile IMEP ve BMEP (fren ortalama efektif basıncı) en yüksekti ve bu da en uygun yanma koşulu olarak kabul edildi.

1.2.2. İki-Kademeli Erken Püskürtme

PCCI yanmada, iki kademeli bir erken enjeksiyon yöntemi kullanılır: Yakıtın bir kısmı, ateşlemeden önce homojen bir karışım oluşturmak için önce silindire gönderilir ve bu kısım HCCI tipi yanmaya tabi tutulur. Yakıtın geri kalanı, yanma fazını kontrol etmek için ÜÖN'ya yakın bir yerde püskürtülür ve konvansiyonel yanmaya tabi tutulur.

1.2.2.1. Birinci Püskürtme Zamanı

Birinci enjeksiyon zamanlamasının gelişimiyle, yanma modu, konvansiyonel difüzyonlu yanmadan ön karışıklı HCCI yanmasına geçiş yapar. Erken ilk enjeksiyon zamanlaması, ön karışımın büyük bir kısmını elde etmek için yeterli zaman olduğundan ve Şekil 1.12'de görüldüğü gibi yanma işlemi iki aşamaya ayrıldığından, ateşleme anında daha homojen bir silindir içi karışımına sebebiyet verir. İlk aşama, düşük sıcaklık reaksiyonu (LTR) ve yüksek sıcaklık reaksiyonu (HTR) içeren HCCI yanma modudur; ikinci aşama, kısa tutuşma gecikmesi nedeniyle yaygın yanma ile ikinci enjeksiyonun başlamasından hemen sonra başlar. Birinci enjeksiyonun ilerlemesiyle, birinci ve ikinci aşama yanma arasındaki aralık önce uzar, ardından kısalır. Bunun nedeni, çok erken bir ilk enjeksiyonla, yakıt sıcaklığının nispeten düşük olduğu boşluk ve sıkıştırma alanlarına enjekte olabilmesi ve bu bölgelerdeki karışımın aşırı fakir ve oksitlenmesi zor olmasıdır. Bununda daha uzun bir tutuşma gecikmesine neden olmasıdır.



Şekil 1.12. PCCI Yanmanın temsili ısı yayılım karakteristiği

Yukarıda bahsedilen farklı yanma süreçlerine dayanarak, birinci enjeksiyon zamanlamasının motor performansı ve emisyonları üzerindeki etkileri tartışılmıştır. İlk enjeksiyon zamanlamasının BSFC varyasyonları, esas olarak ısı yayılım sürecine bağlıdır. İlk enjeksiyon zamanlaması ÜÖN'ya daha yakın olduğunda, BSFC iyileştirilir. Gelişmiş ilk enjeksiyon zamanlaması ile, yanma olayı daha erken bölgeye kayar, bu da negatif işi artırır. Bu da eksik yanmaya neden olur. NO_x emisyonları için, birinci püskürtme zamanlamasının ilerletilmesi, daha iyi yakıt-hava karışımına neden olur. Bunun sonucu olarak da daha düşük yanma sıcaklığı ile sonuçlanır. Böylece NO_x emisyonları azalır. Ancak ön karışimli yanmanın neden olduğu hızlı yanma, NO_x'in artmasına neden olur. İş emisyonu genellikle birinci enjeksiyon zamanlamasının ilerlemesiyle azalır. HC ve CO emisyonları genellikle birinci enjeksiyon zamanlamasının ilerlemesiyle artar.

Mobasheri ve Peng[93], ilk enjeksiyon zamanlamasının bir dizel motorunun performans ve emisyonları üzerindeki etkisini sayısal olarak araştırdı. İlk enjeksiyon zamanlaması ÜÖNÖ 30°'den 15°'ye çekildi ve ikinci enjeksiyon ÜÖNÖ 9°'ye ayarlandı. Sonuçlar,

gelişmiş birinci püskürtme zamanlamasının, ön karışımın büyük bir kısmını ve daha yüksek ısı yayılım oranını elde etmek için daha homojen bir silindir içi karışım ürettiğini ve bunun da NO_x emisyonlarının artmasına neden olduğunu gösterdi. Ayrıca püskürtme zamanının değişimi BSFC'nin artmasına neden olmuştur. UHC ve CO emisyonlarını azaltmak için Hasegawa ve ark. [94] tarafından çift enjeksiyon stratejisi geliştirilmiştir. Yakıtın %50'si ÜÖNS 13°'de ikinci bir püskürtme sabit tutuldu. Erken püskürtme, dizel yakıtın daha düşük hidrokarbonlara ayrışmasını iletirmek için kullanıldı. Sonuçlar, ateşleme zamanlamasının ikinci püskürtme tarafından kontrol edilebildiğini ve UHC ve CO emisyonları sırasıyla 5000 ppm'den 2000 ppm'ye ve yaklaşık 8000 ppm'den 2000 ppm'ye düşebildiğini göstermiştir. Abdullah ve ark. [95] modern bir direkt enjeksiyonlu dizel motorda ilk enjeksiyon zamanlamasının etkisini araştırdı. Birinci enjeksiyon zamanlaması ÜÖNÖ 30°'den 21°'ye değiştirildi ve ikinci enjeksiyon zamanlaması ÜÖNS 1.4° olarak sabitlendi. Sonuçlar, erken enjeksiyon zamanlamasının daha yüksek silindir içi basınçlar üreterek daha yüksek sıcaklıklara ve NO_x emisyonlarına, ancak daha düşük is emisyonuna neden olduğunu gösterdi. Torregrosave ark.[96], PCCI dizel motorlarında erken püskürtmenin NO_x ve kurum emisyonlarına etkisini araştırdı. İlk enjeksiyon zamanlaması ÜÖNÖ 34°'den 26°'ye değiştirildi ve ana enjeksiyon zamanlaması ÜÖNÖ 18°'de sabit tutuldu. Erken enjeksiyon zamanlaması ÜÖN'ya yaklaştıkça is emisyonu genellikle arttı ve NO_x emisyonları tüm birinci enjeksiyon zamanlaması için kovansiyonel dizel motorlardan düşük kaldı. Ayrıca erken enjeksiyon zamanlaması ile BMEP azalmıştır. Yamane ve Shimamoto [97], iki kademeli erken yakıt enjeksiyonu yoluyla doğrudan enjeksiyonlu sıkıştırma ateşlemeli motorların yanma ve emisyon özelliklerini araştırmışlardır. İlk enjeksiyon zamanlaması ÜÖNÖ 70° ile 110° arasında değiştirilmiştir. Sonuçlar, ÜÖNÖ 70° 'lik daha erken bir ilk enjeksiyon zamanlamasında NO_x konsantrasyonunun çok düşük (100 ppm'den az olduğunu) gösterdi. NO_x ve is emisyonları, birinci püskürtme zamanlaması ilerledikçe azaldı, ancak özgül yakıt tüketimi arttı. Kook ve Bae[98], iki kademeli dizel yakıt kullanan tek silindirli bir PCCI motorunun yanma ve emisyon özelliklerini araştırdı. İlk enjeksiyon zamanlaması ÜÖNÖ 50° ile 250° arasında değiştirilmiştir ve ikinci enjeksiyon zamanlaması ÜÖNÖ 20° olarak sabitlenmiştir. Sonuçlar, ÜÖNÖ 200° ve 250°'nin gecikmiş ilk enjeksiyon zamanlamasından daha yüksek IMEP değerlerine çıktığını gösterdi. Bu da ana ısı yayılım hızının ÜÖN'ya daha yakın olmasına yol açmıştır.

1.2.2.2. İkinci Püskürtme Zamanı

İkinci püskürtmenin tutuşmayı kontrol ettiği ve PCCI yanmasını teşvik ettiği düşünülür. Esas olarak, ikinci püskürtme zamanlaması, difüzyonlu yanmanın ikinci aşamasını etkiler. BSFC'nin farklı ikinci püskürtme zamanlamalarındaki değişimi, esas olarak yanma olayının ÜÖN'ya doğru ilerlemesine bağlıdır. Ayrıca, geç yanmanın neden olduğu düşük dolgu sıcaklığı nedeniyle ikinci enjeksiyon zamanlaması geciktirildiğinde NO_x emisyonları azalmıştır. Isı emisyonları genellikle ikinci püskürtme geciktirildiğinden arttı. Bunun nedeni, difüzyon yanmasının artan kısmı ve düşük dolgu sıcaklığıdır. Gecikmiş ikinci enjeksiyon zamanlaması ile HC ve CO emisyonları da arttı. Çünkü dolgu sıcaklığı ikinci püskürtülen yakıtı yakmak için yetersizdi.

Kook ve Bae [98], iki aşamalı dizel yakıt kullanan tek silindirli bir PCCI motorunun yanma ve emisyon özelliklerini araştırdı. İkinci püskürtme zamanlaması ÜÖNÖ 20°'den ÜÖN'ya değiştirildi ve ilk enjeksiyon zamanlaması ÜÖNÖ 200°'de sabitlendi. Sonuçlar, ikinci püskürtme zamanlaması ÜÖN'da olduğunda, ilki ön karışımli dolgunun kendiliğinden tutuşmasından, ikincisi kalan dolgunun ikinci enjeksiyondan ateşlendiğinden olmak üzere iki ısı yayılım tepe noktasının ortaya çıktığını gösterdi. İkinci enjeksiyon zamanlaması ÜÖNÖ 15°'ye ayarlandığında, ısı yayılımının yalnızca bir tepe noktası vardı ve en yüksek değerine ulaşıldı. Böylece yanma verimliliği iyileştirildi. Torregrosave ark. [96], PCCI dizel motorunda erken enjeksiyona NO_x ve ısı emisyonlarının etkisini araştırdı. İkinci enjeksiyon zamanlaması ÜÖNÖ 26° ile 8° arasında değiştirilmiştir ve ilk enjeksiyon zamanlaması ÜÖNÖ 34°'de sabit tutulmuştur. İkinci püskürtme zamanlaması geciktikçe tutuşma gecikmesinin azaldığını gözlemlədiler. NO_x emisyonları azalırken, ikinci püskürtme zamanlaması ÜÖN'ya yaklaştıkça ısı emisyonları genellikle arttı. Ayrıca, ikinci püskürtme geciktirildiğinde BSFC azaldı. Kim ve ark.[99], iki kademeli püskürtme yöntemiyle çalışan bir PCCI motorunun yanma ve alev özellikleri üzerindeki etkisini araştırdı. Birinci püskürtme ÜÖNÖ 60°'de sabitlendiğinde, ikinci püskürtme zamanlaması ÜÖNÖ 5°'den -7.5°'ye değiştirildi. İkinci püskürtme zamanlaması geciktirildiğinde, NO_x emisyonları azaldı, BSFC arttı ve ısı emisyonu başlangıçta pek değişmedi, ancak daha sonra arttı. Kanda ve ark. [100], bir PCCI dizel motorunda ikinci püskürtme zamanlamasının etkisini araştırdı. Birinci püskürtme zamanlaması ÜÖNÖ 56°'ye sabitlendiğinde, ikinci püskürtme zamanlaması ÜÖNÖ 5°'den 18°'ye değiştirildi. Sonuçlar, ikinci püskürtme

zamanlamasının geciktirilmesinin, yüksek ortam sıcaklığından tutuşma gecikmesini kısalttığını, bunun da artan kurum emisyonlarıyla sonuçlandığını gösterdi. İkinci püskürtme zamanlamasının geciktirilmesi, yanmanın geç tarafa kayması nedeniyle IMEP'i de azalttı. Yao ve ark. [101], ikinci püskürtme zamanlamasının, n-bütanol/dizel yakıtlı iki kademeli bir dizel motorun performansı ve emisyonları üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırdı. İlk püskürtme zamanlaması ÜÖNÖ 42°'de sabitlendi ve ikinci püskürtme ÜÖNÖ 10°'den -2.5°'ye değiştirildi. İS emisyonları, geciktirilmiş ikinci püskürtme zamanlaması ile azaldı. Ancak, CO emisyonları bunun tam tersiydi. Ek olarak, ikinci püskürtme zamanlaması geciktirildiğinde BSFC arttı.

1.3. Püskürtme Basıncı

Püskürtme basıncının, PCCI motorlarının performansı ve emisyon oluşumu üzerinde doğrudan bir etkisi vardır. Daha yüksek püskürtme basıncı, daha kısa enjeksiyon süresi ve yanma başlamadan önce daha uzun ön karıştırma süresi ile sonuçlanır. Artan enjeksiyon basıncı, yakıtın daha iyi atomize olmasına yol açar, bu da daha iyi hava-yakıt karışımına ve daha az zengin karışıma neden olur. Bu, motorun termal verimliliğine faydası olan hızlı yanma oranı ve daha kısa yanma süresi ile max HRR'de artışla sonuçlanır. Buna ilaveten yüksek püskürtme basıncındaki silindir içi sıcaklık, düşük püskürtme basıncındakinden daha yüksektir. NOx emisyonlarına bakıldığında püskürtme basıncının etkisi karmaşıktır. Artan enjeksiyon basıncı, silindir içi sıcaklığı yükselterek NOx emisyonlarının artmasına neden olur. Aksine, daha yüksek enjeksiyon basıncı, daha homojen bir karışım anlamına gelir ve bu da NOx emisyonlarının azaltılmasına neden olur.

Siewert [102] beş farklı püskürtme basıncının (200 barlık artışlarla 800 ile 1600 bar arasında) tek silindirli bir dizel motorun emisyonları ve termal verimliliği üzerindeki etkilerini incelemiştir. Sonuçlar, artan püskürtme basıncı ile is emisyonunun kademeli olarak sifıra yakın değerlere düşürüldüğünü ve HC ve CO emisyonlarının arttığını gösterdi. Shimazakive ark. [103] dört farklı püskürtme basıncının (300, 600, 900, 1200 bar) ön karışımli bir dizel motorun performansı ve emisyon özellikleri üzerindeki etkisini incelediler. Artan enjeksiyon basıncı, daha az NOx emisyonlarının oluşumunu sağlarken, püskürtme zamanlaması ÜÖN'ya yaklaştıkça CO ve HC arttı. Yakıt tüketimi önce azalmış, ardından artan püskürtme basıncı ile artmıştır. Kiplimove ark.[81], 800

bar ve 1400 bar olmak üzere iki farklı püskürtme basıncının bir PCCI dizel motorun performansı ve emisyonları üzerindeki etkisini araştırdılar. Sonuçlar, daha yüksek püskürtme basıncının daha yüksek silindir içi basınca, daha yüksek ısı yayılım hızına ve daha kısa yanma süresine yol açtığını gösterdi. ITE (İndike termal verim) ve IMEP, püskürtme basıncı arttıkça yükseldi. İs ve HC emisyonları azalırken, silindir içi sıcaklık ve enjeksiyon basıncının artışından dolayı NOx emisyonları arttı. Jeong ve ark. [104], iki kademeli bir yanma stratejisi kullanarak DI bir dizel motorun yanma ve emisyon özellikleri üzerindeki 500 bar'dan 900 bar'a değişen püskürtme basıncının etkisini araştırdı. Sonuçlar, püskürtme basıncının artmasına rağmen düşük NOx emisyonları olduğunu gösterdi. Ek olarak, püskürtme basıncı arttıkça, hava ve yakıtın daha iyi karışmasından dolayı is emisyonları azaldı. Fang ve ark. [105], erken püskürtme yöntemini kullanan bir HSDI optik dizel motorda 600 ve 1000 bar ile iki farklı püskürtme basıncının yanma üzerindeki etkilerini inceledi. Püskürtme basıncının artırılmasının, daha fakir karışıma ve daha yüksek silindir içi sıcaklık nedeniyle daha yüksek NOx emisyonları ile sonuçlandığını bulmuşlardır. Benzer sonuçlar Abraham [106] tarafından sayısal bir çalışmayla elde edilmiştir; simülasyon sonuçları, basıncın artırılmasının, yakıt açısından zengin bölgelerin azalmasına yol açtığını gösterdi. Liu ve ark. [107], püskürtme basıncı 600 bar'dan 1400 bar'a değiştirildiğinde, tutuşma gecikmesi ve is emisyonu üzerinde fazla bir etkisi olmadığını gösterdi. Chen ve ark. [108] iki kademeli enjeksiyon yöntemini kullanarak 1000 ila 1400 bar püskürtme basıncının bir dizel motorun emisyonları ve performansı üzerindeki etkisini araştırdı. Sonuçlar, IMEP ve NOx emisyonunun arttığını, daha iyi atomizasyon nedeniyle artan püskürtme basıncı ile is emisyonunun azaldığını gösterdi. Deep ve ark.[90], dizele %20 oranında biyodizel katkısıyla çalışan tek silindirli CI motorunda 200, 250 ve 300 bar olmak üzere üç farklı püskürtme basıncının etkilerini karşılaştırdı. Aynı püskürtme zamanlamalarında, püskürtme basıncı arttıkça CO, HC ve is emisyonlarının arttığını ancak NOx emisyonlarının önemli ölçüde azaldığını bulmuşlardır. Ancak, BSFC ve BTE'deki değişiklikler tutarsızdı. Jagannath ve ark. [60], yakıt olarak dizel-biyodizel karışımı kullanan bir dizel motorun performansı ve emisyonları üzerindeki 200, 225 ve 250 bar ile üç farklı püskürtme basıncının etkisini araştırdı. Sonuçlar, püskürtme basıncı arttıkça BTE'nin kademeli olarak arttığını ve BSFC'nin azaldığını gösterdi. Bunun nedeni, geliştirilmiş püskürtme özellikleri, daha iyi atomizasyon ve daha yüksek püskürtme basınçlarında hava ile iyi karıştırmaydı.

1.4. Emisyon özellikleri

Dünyada otomotiv sayısı giderek artarken, 1940'lı yıllarda Amerika'da araçlardan kaynaklanan hava kirliliği sorunu belirgin hale geldi. Duman sorunu ilk olarak 1952 yılında Prof. A. J. Haagen-Smit tarafından, güneş ışığının varlığında NO_x ve HC bileşikleri arasındaki reaksiyonlar sonucu ortaya konmuştur [109]. Bu gelişmelerin bir sonucu olarak, 1960'ların başlarından itibaren otomobiller için emisyon standartları hükümet tarafından önce Kaliforniya'da, daha sonra ülke çapında belirlendi. Akabinde, dünyadaki otomobil pazarında ve diğer motor uygulamalarında emisyon standartları takip edildi ve giderek katılaştı.

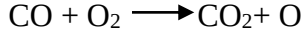
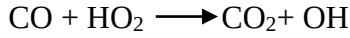
Karbon dioksit (CO₂), karbon monoksit (CO), yanmamış hidrokarbonlar (UHC), azot oksitler (NO_x) ve partikül maddeler (PM) gibi diğer zararlı emisyonlar otomobillerden atmosfere salınır. Bu emisyonlar önemli ölçüde azaltılmalıdır. LTC araştırılmasındaki en büyük beklenti, konvansiyonel SI veya CI yanma ile karşılaştırıldığında emisyonları önemli ölçüde azaltma potansiyelidir. CI'ye kıyasla LTC'nin en büyük faydası, NO_x ve PM'yi eşzamanlı azaltma potansiyelidir. CI motorda normalde PM ve NO_x emisyonları birbirlerine dönüşür. Motor, silindir içi sıcaklığın daha yüksek olduğu durumlarda çalışırsa, is daha iyi oksitlenir, ancak termal NO_x üretimi de artar. Öte yandan, motor daha düşük sıcaklıkta çalışırsa NO_x artışı engellenebilir, ancak isin daha düşük okside olmasından dolayı PM emisyonları yüksek olur.

1.4.1. Gaz Emisyonları

1.4.1.1. Karbon monoksit (CO)

CO, içten yanmalı motorlardan oluşan en büyük emisyonlardan biridir. CO emisyonu genellikle daha düşük hava/yakıt oranının bir göstergesidir. Genel olarak, yanma sıcaklıklarının çok düşük olması nedeniyle eksik yanma meydana gelir. LTC motorunda CO, λ (hava fazlalık katsayısı)'ya ve emme havasının ön ısıtmasına bağlıdır. LTC için zengin karışım sınırına yakın ve erken yanma fazı ile motorda çok az CO üretilir. Ancak fakir karışım sınırına yakın, yüksek miktarda CO üretilir [110, 111].

CO oksidasyon reaksiyonlarının en önemli üç tanesi, her biri tarafından üretilen toplam CO₂ kütlesi ile birlikte aşağıda gösterilmiştir [112].



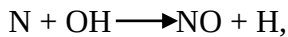
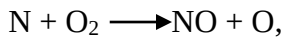
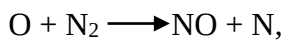
CO oksidasyonuna ilk reaksiyon hakimdir. OH seviyesi, yanma sıcaklığının azalmasıyla hızla düşer. Bu nedenle, belirli bir sıcaklığın altında, OH seviyesi o kadar düşük olur ki, CO oksidasyonu tamamlanamaz. Yanma evresi CO emisyonunu etkiler [112]. CO emisyonları katalizör kullanılarak kolayca azaltılabilir.

1.4.1.2. Yanmamış hidrokarbon (UHC)

Neredeyse bütün LTC sistemlerinin çeşitli faydalarına rağmen, özellikle düşük veya kısmi yüklerde yüksek CO ve HC emisyonları gözlemlenir. Cheng ve ark. [113], SI motorlarında UHC oluşumunun arkasındaki altı önemli mekanizmayı özetledi. Bunlar; yanma odasındaki çatlaklar, yağlama yağı absorpsiyonu/desorpsiyonu, yanma odası duvarlarındaki tortular, yanma odası duvarlarındaki alevin söndürülmesi, egzoz valfi sızıntısı ve eksik yanma olarak görülmektedir.

1.4.1.3. Azot oksitleri (NO_x)

LTC motorunun en önemli faydalarından biri çok düşük NO_x emisyon salınımidir. NO_x oluşumu, silindir içi maksimum sıcaklığına bağlıdır. 1800 K'nin üzerindeki sıcaklıklar için NO_x oluşumu hızla artar [114]. LTC motor, maksimum sıcaklığın stokiyometrik adyabatik alev sıcaklığına yakın olduğu Otto ve dizel motorlara kıyasla çok daha düşük maksimum sıcaklıklara sahiptir. Bu nedenle, LTC motoru, diğer konvansiyonel içten yanmalı motorlardan çok daha düşük NO_x seviyelerine düşebilir [115]. Azot içermeyen yakıtların yanması sırasında NO oluşumu, termal, ani ve N₂O-ara ürün olmak üzere üç ana reaksiyon mekanizmasıyla gerçekleşir [116, 117]. Termal mekanizma, genişletilmiş Zeldovich mekanizmasına [118] dayanmaktadır. Üç ana reaksiyon şu şekildedir;



Termal NO reaksiyonları sıcaklığa, zamana ve atomik oksijen konsantrasyonuna bağlıdır [119]. Bu mekanizma, ilk reaksiyonun yüksek aktivasyon enerjisine ve O_2 'nin ayrışmaya ihtiyaç duyması nedeniyle çok güçlü sıcaklık bağımlılığına sahiptir. İlk reaksiyon, yüksek aktivasyon enerjisine ihtiyaç duyduğundan genellikle hızı belirleyen adım olarak kabul edilir [116]. Genişletilmiş Zeldovich mekanizması, fakir ve zengin karışımların alev sonrası gazlarında NO oluşumunu tanımlar [120]. "Ani NO" kavramını Fennimore [121] tanımlamıştır. Ani olarak adlandırılır çünkü yakıt açısından zengin bir karışımda alev cephesinde hızlı NO üretimi ile başlatılmıştır. Malte ve Prade, atomik oksijen ve moleküler nitrojenin bir "rekombinasyon mekanizması" yoluyla N_2O 'nun ara oluşumda kullanarak NO üretebileceği başka bir yol önerdi [119, 120].

1.4.1.4. Partikül emisyonları

Çevre koruma örgütleri, canlılara ve çevreye verdiği zararlı etkiden dolayı, içten yanmalı motorlardan kaynaklanan PM emisyonları konusunda her geçen gün daha fazla endişe duymaktadır. İçten yanmalı motorlardan yayılan küçük boyutlu partiküller, kentsel hava kalitesi ve insan sağlığı üzerinde büyük bir etkiye sahiptir. Dizel egzoz partikülleri, yüksek oranda aglomere katı karbonlu malzemeler ve esas olarak kül, uçucu organik karbon ve kükürt bileşiklerinden oluşur. Katı karbon, yerel olarak zengin bölgelerde yanma sırasında oluşur ve bunun çoğu daha sonra oksitlenir. Tortu, katı aglomeralar şeklinde tükenir. Yakıtın çok küçük bir kısmı ve buharlaşmış yağlama yağı oksidasyondan kaçır ve egzozda uçucu veya çözücü organik bileşik olarak görünür [122].

2. BÖLÜM

MATERYAL VE METOT

Tezin bu bölümünde PCCI yanmanın motor performansı ve emisyonlarına etkisini araştırmak için kurulan deneysel sistem anlatılmaktadır.

2.1. Deney Düzeneği

Deneysel sistem için oluşturulan deney düzeneği: Püskürtme sistemi modifiye edilmiş içten yanmalı dizel motor, aktif dinamometre, elektrik ünitesi, kontrol paneli ve dinamometre frenleme sistemi, silindir içi basınç ölçüm sensörü, amplifikatör, motorun devrini ölçen ve krank mili açısını belirleyen enkoder, termokupllar, egzoz emisyon analiz sistemleri (harici is emisyon analiz cihazı), yakıt ölçüm sistemi (yakıt deposu, kütleli olarak yakıt tüketimini ölçen hassas terazi ve kronometre) ve yakıt püskürtme sistemini kontrol eden elektronik kartlar oluşturmaktadır. CI bir motorun PCCI modunda çalışır hale dönüştürülmesi için emme hattına elektronik olarak püskürtme zamanı/miktarı ve basıncını ayarlayabilen bir elektronik kart sistemi ilave edilmiştir. Bu elektronik kartlara bilgisayar vasıtasıyla arayüz programları kullanılarak komut gönderilebilmektedir. Tasarlanan bu deney düzeneği PCCI yanmaya, tekli püskürtme ve iki-kademeli püskürtmeye elverişli şekilde hazırlanmıştır. Motor deneyleri; Erciyes Üniversitesi Motorlar Laboratuvarında yapılmıştır. Deney düzeneğinin genel görüntüsü Şekil 2.1’de verilmiştir.



Şekil 2.1. Deney sisteminin genel görünümü

2.2. Dizel Test Motoru

Dizel ve benzin yakıtlarını farklı oranlarda karıştırarak, farklı ön karışım oranlarında çalıştırdığımız mevcut sistemde kullandığımız deney motoru Ruggerini markasının RD 210 modeli dizel motordur. İki silindirli, dört zamanlı, direkt püskürtmeli, hava soğutmalı ve PCCI ile çalışacak şekle çevrilmiş püskürtme sistemine sahip olan bu dizel motorun detaylı spesifik özellikleri Tablo 2.1’de verilmiştir. Test motoru ise Şekil 2.2’de gösterilmiştir.

Tablo 2.1. Test motoruna ait özellikler

Marka	Ruggerini
Model/Tipi	RD 210/Dizel
Güç (Hp)	3000 d/d-20,5
Silindir Hacmi(cm ³)	954
Silindir Sayısı	2
Çap (mm)	90
Strok (mm)	75
Max. Tork (Nm)	39
Sıkıştırma Oranı	19/1
Püskürtme Avansı(Orjinal)	26 ° ÜÖNÖ
Boş Ağırlık(kg)	78
Ölçüler LxWxH (mm)	480 x 577 x 565



Şekil 2.2. Ruggerini RD 210 Deney Motoru [123]

2.3. Dinamometre

Motor test sistemlerinde dinamometreler, hız ve yük değerlerini ayarlayabilmek ve buna karşın elde edilen tork ve gücün ölçülmesinde kullanılmaktadır. Bu tez çalışmasında maksimum 18.5 kW güce ve 58 Nm frenleme tork kapasitesine sahip NF Netfren markalı AC aktif dinamometre kullanılmıştır. Aktif dinamometrenin donanımları ve veri toplama sistemi Tablo 2.2’de belirtilmiştir.

Tablo 2.2. Aktif dinamometrenin donanımları ve veri toplama ünitesi

DİNAMOMETRE ve DONANIMLARI	
a)	Aktif Dinamometre: AC Motor(18.5 kW) sürücü ve frenleme direnç grubundan oluşmaktadır. Azami 6000 dev/dak’ya çıkabilen ve 0-3000 rpm de 0-58 Nm Frenleme Tork kapasiteli (3000 rpm üstü sabit güç üreten) ve -/+ 1 Nm hassasiyetindedir.
b)	S tipi Load Cell: Dinamometre Tork kolundaki kuvveti ölçmek için
c)	Rotary Encoder Motorun dönme hızını ölçmek için
d)	Dinamometre Soğutma Sistemi: AC Motor havalı cebri soğutma sistemine sahiptir.
e)	Motor ile dinamometre arasında esnek irtibat sağlamak için kullanılan kardan kaplini
VERİ TOPLAMA VE KONTROL ÜNİTESİ	
•	Veri toplama ve kontrol ünitesi vasıtası ile değişik parametrelerin ölçülerek ve hesaplamalar yaptırılarak değerlerin bilgisayar ekranında gerçek zamanlı olarak görülmesi sağlanır. Ayrıca aşağıda listelenen değerlerde bilgisayar ekranında görüntülenmekte ve bütün ölçüm değerleri gerçek zamanlı olarak dosyaya kayıt edilmektedir.
•	1 Adet sıcaklık ölçümü PT100 (0-150 °C)
•	1 Adet Yüksek sıcaklık ölçümü K Tipi Termokuple (0-1000 °C)
•	Kumanda masasından sistemin çalıştırılıp stop edilebilme özelliği
•	Alarm sistemi: Test esnasında belirtilen sınır değerlerinin üzerine çıkılması durumunda sesli ve ışıklı alarm veren ve sistemi durduran özelliktedir.
•	Veri toplama ve kontrol ünitesine ait yazılım ve bilgisayar

H2W hassas terazi, Tablo 2.3’de ise bu hassas teraziye ait teknik özellikler gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Desis hassas terazi

Tablo 2.3. Hassas terazinin teknik özellikleri

Marka/Model	Desis H2W
Tartım kapasitesi	15 kg
Tartım hassasiyeti	0,5 g
Çözünürlük	0,5 g
Ekran tipi	LCD
Kefe ölçüsü	336 x 223 mm

0,01 saniye hassasiyetine sahip kronometre ile yakıt tüketimi ölçümleri, kronometrenin çalıştırılmaya başlatılmasından hem iki hem üç dakika sonra durdurulup, bu değerlerin ortalamasının alınması ve tüketilen yakıtın kütleli farkından bulunmuştur. Şekil 2.5’de KENKO markalı kronometre ve Tablo 2.4’de bu kronometrenin teknik özellikleri gösterilmektedir.



Şekil 2.5. Kenko kronometre

Tablo 2.4. Kronometrenin teknik özellikleri

Marka	Kenko
Model	KK-613D
Hassasiyet	0,01 sn
Ekran tipi	Led
Toplam çalışma ömrü	10 saat
Güç	Pil
Ampul süresi	100.000 saat

2.5. Piezoelektrik Silindir-içi Basınç Sensörü



Şekil 2.6. PCB113B22 Piezoelektrik basınç sensörü

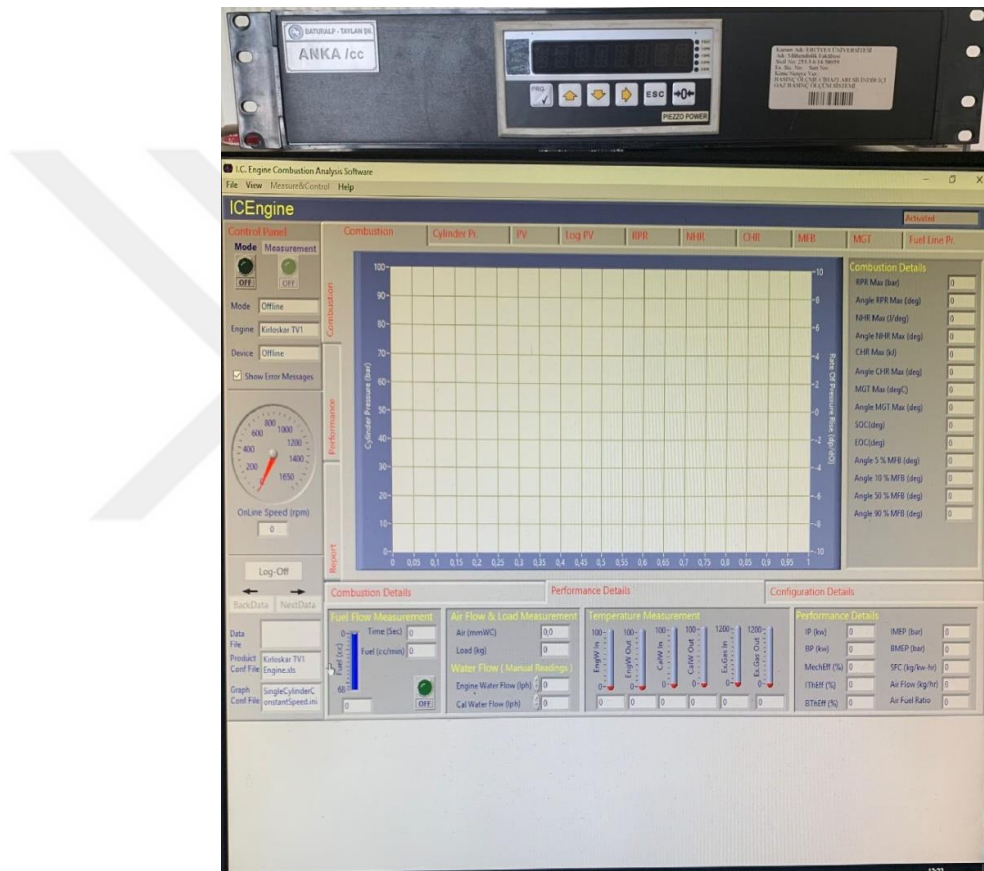
Silindir içi basınç ölçümü PCB markalı piezoelektrik basınç sensörüyle yapılmıştır. Kullandığımız basınç sensörünün yanma odasıyla irtibatlı bir yerde açılan boşlukla montajı yapılmıştır. Şekil 2.6’de piezoelektrik basınç sensörü, tablo 2.5’te ise basınç sensörüne ait spesifik özellikler verilmiştir.

Tablo 2.5. Basınç sensörünün teknik özellikleri[124]

Marka/Model	PCB113B22
Ölçüm aralığı(kPa)	34475
Duyarlılık(Mv/kPa)	0.145
Düşük frekansta cevap hızı(Hz)	0.001
Resonancefrequency(kHz)	≥ 500
Maksimum basınç(kPa)	103425
Max-Min sıcaklık değerleri(°C)	-73 to + 135
Doğrusalsızlık(FS)	$\leq \%1.0$

2.6. Amplifikatör

Bu tez çalışmasında piezoelektrik sensörden alınan elektrik yüklerini basınç haline getirmek için Baturalp-Taylan markalı bir amplifikatör kullanılmıştır. Elde ettiğimiz basınçları P- θ eğrisine dönüştürmek için ise “IC Engine Combustion Analysis” adlı arayüz program kullanılmıştır. Amplifikatör (üstte) ve arayüz programı(alta) Şekil 2.7’de birlikte gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Amplifikatör ve arayüz programı

2.7. Enkoder

Bu deney düzeneğinde krank mili açısının belirlenebilmesi için Tablo 2.6’da teknik özellikleri belirtilmiş FENAC marka F50-360 modelli totem pole artımlı tip enkoder seçilmiştir. Bu enkoder her 360°’de bir çıkışında maksimum 5-30 V DC gerilim üretmektedir. Şekil 2.8’da enkoderin dinamometreye kaplinle bağlanmış hali görülmektedir.



Şekil 2.8. Deney motoruna enkoderin bağlanmış hali

Tablo 2.6. FENAC markalı enkoderin teknik detayları

Marka	FENAC
Model	F50-360
Pulse sayısı	360
Besleme gerilimi	5-30 VDC
Gövde çapı	50 mm
Mil çapı	8 mm

2.8. Egzoz Emisyon Ölçümü

Bu tez çalışmasında emisyonlardan ölçülenler ; CO, CO₂, UHC, NO ve is'tir. Egzoz gazı emisyon değerlerini ölçmek için Şekil 2.9'da gösterilen BOSCH BEA 060 egzoz emisyon cihazı kullanılırken, is emisyonları ise yine BOSCH marka BEA 070 modeli ile ölçülmüştür. Ayrıca şekilde her iki emisyon cihazı ile kullanılan emisyonları kaydetmek için kullanılan programın ara yüzü gösterilmektedir. Deneyler esnasında egzoz ölçümleri, bütün deney sonuçlarının alındığı süre boyunca 4-5 kez kayıt altına alınır ve bu elde ettiğimiz sonuçların ortalaması alınarak emisyon değerleri belirlenir. Her iki cihazın da teknik özellikleri Tablo 2.7'de belirtilmiştir.



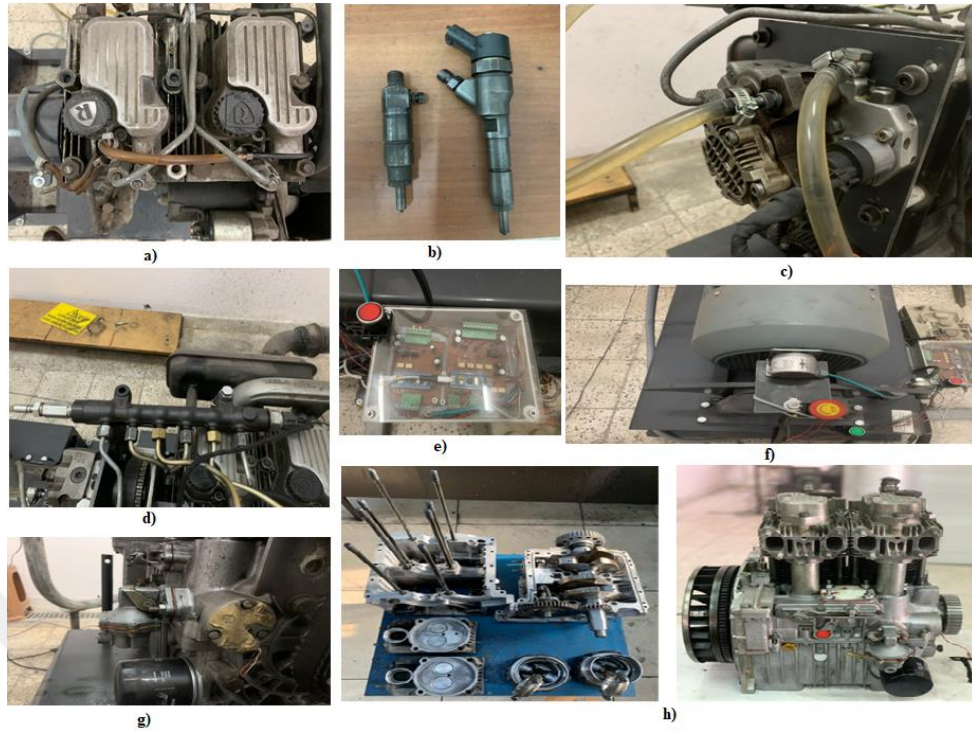
Şekil 2.9. Egzoz emisyon cihazı ve ölçüm için kullanılan arayüz

Tablo 2.7. Egzoz emisyon ölçüm cihazının teknik özellikleri

Cihazlar/Gazlar	Ölçüm Aralığı	Hassasiyet
Bosch BEA 060 Egzoz Emisyon Cihazı		
CO ₂ (%vol.)	0-10	± 0.06
CO (%vol.)	0-18	± 0.5
O ₂ (%vol.)	0-22	± 0.1
HC (rpm)	0-9999	± 0.5
NO _x (rpm)	0-5000	± 0.12
Bosch BEA 070 Is Emisyon Cihazı		
Duman koyuluğu (%)	0-100	± 0.1
Absorpsiyon faktörü (m ⁻¹)	0- 9.9	± 0.01

2.9. Motor üzerinde yapılan değişiklikler

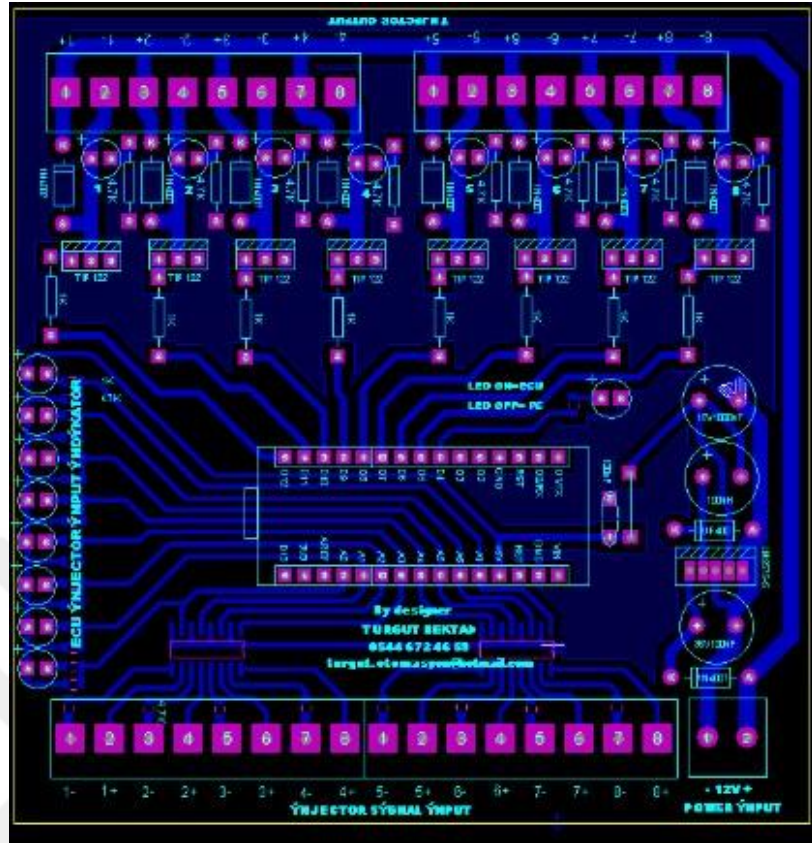
Tezin bu bölümünde orjinal hali mekanik enjektörlü olan Ruggerini markalı dizel motorun püskürtme sisteminin Common-Rail enjektör sistemine çevrilişinden bahsedilecektir. Şekil 2.10’da gösterilen motor üzerinde yapılan değişiklikler şekilde olduğu gibi maddeler halinde açıklanacaktır:



Şekil 2.10. Motor üzerinde yapılan modifikasyonlar

- a) Motorun üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmamış hali (Mekanik enjektörlü, mekanik pompalı bir dizel motor). Bu motorun üstündeki yakıt sistemini sökülerek yerine Common-Rail dediğimiz yeni nesil, elektronik olarak kontrol edilebilen bir yakıt sistemi yerleştirilmiştir.
- b) Şeklin sağındaki yeni nesil elektronik enjektör, solundaki eski mekanik enjektördür. Bu mekanik enjektör 250 bar basınçta otomatik olarak kendini açmaktadır. Basınç 250 bar'ın altına düştüğünde kapanmaktadır. Elektronik enjektör ise 500 bar'ın üstündeki basınçlarda çalışmaktadır. Bu enjektörler Fiat ve Peugeot gruplarında kullanılan common-rail enjektörlerdir ve araçlarda yine bu basınç seviyelerinde çalışmaktadır. 500-2000 bar basınç aralığında çalışıp, 5 kanallıdır. 500 bar veya aşağı değerlerde çalıştırıldığında 5 kanalın 3'ünden veya 4'ünden püskürtüldüğü, 700 bar ve üstünde çalıştırıldığında 5 kanalın 5'inden de püskürtüldüğü görülmüştür. Bu yüzden düzgün çalışması için karttan minimum değer olarak 700 bar ayarlanmış, çalışma basınç aralığı 700 ile 2000 bar arasına çevrilmiştir.

- c) Common rail yüksek basınç pompası: Yeni nesil dizel motorlarda kullanılan bir pompadır. Pompanın hemen sağ tarafında basınç ayar valfi bulunmaktadır. Valfin açıklığını kontrol edip basıncı ayarlamak için kullanılan, PID olarak kontrol edilen, oransal bir valftir. Denemeler esnasında ilk olarak oransal yapılmıştır. Ancak düzgün çalışmadığı farkedilip PID'ye çevrilmiştir.
- d) Rail bloğu
- e) Elektronik kartlar: Sağdaki kart püskürtme basıncını, soldaki kart ise yakıt sisteminde ki enjektörleri ve krank açısını ayarlamaktadır. Bu kart sayesinde silindire istenilen zamanda ve miktarda yakıt gönderilmesi sağlanmaktadır. İlk olarak soldaki kart tasarlanıp hem basıncın hem de yakıtın kontrol edilmesi istenmiş ancak kartın hızının yetmedi görülmüştür. Krank açılarında kaçırmalar ve basıncın dengede tutulamadığı görülmüştür. Böylece iki ayrı kart haline getirilerek çift çekirdekli bir işlemci gibi çalışması sağlanmıştır. Elektronik kart tasarımı Şekil 2.11.'de gösterilmiştir.
- f) Enkoder: Bölüm 2.7'de enkoder'in teknik özelliklerinden bahsedilmiştir. Dinamometre krank miline bağlı, dinamometrenin miline de enkoder bağlıdır. Bilgisayardan sisteme hangi açı değerlerinde yakıt püskürtüleceği arayüz program vasıtasıyla girildiğinde enkoder girilen açığa geliyor ve yakıtı püskürtülüyor.
- g) Pozisyon sensörü: Motorun ÜÖN'sı kam milinden ölçülmektedir. Kam miline hall effect özellikli, mıknatısla çalışan bir pozisyon sensörü eklenmiştir. Marşa basılacağı zaman; önce kam pozisyonuna bakılır, kam mili hangi pozisyonda onu görülür, akabinde marşa basıldığında motor dönmeye başlar ve kam mili uygun pozisyona gelir. Sensör 0 noktasını görür ve krank açısını sıfırlar. Böylece motor çalışmaya başlar.
- h) Motor: Deneylere başlanmadan önce motor rektifiye yaptırılmış, aşınmış parçaları yenileri ile değiştirilmiştir.



Şekil 2.11. Elektronik kart tasarımı

2.10. Yakıt Özellikleri

Yapılan deneylerde yakıt olarak dizel ve benzin kullanılmıştır. Dizel, rafinerilerde 200-380 °C sıcaklık aralığında ham petrolün damıtılmasıyla elde edilen, 0,84 kg/cm³ özgül ağırlığa sahip, %1 S (kükürt), %0,02 kül ve nispi miktarda N (azot) bulunduran bir yakıttır. Benzin ise, 32-204 °C sıcaklık aralığında ham petrolün damıtılmasıyla elde edilen, 0,68-0,76 kg/cm³ aralığında yoğunluğa sahip, petrolden gelen çok az miktarlarda kükürt ve azot bulunduran yakıttır. Tablo 2.8’de hem dizele hem benzine ait yakıt karakteristikleri verilmiştir.

Tablo 2.8. Yakıt özellikleri[125]

Özellikler	Dizel	Benzin
Kimyasal formül	C _{14.4} H _{24.9}	C ₇ H ₁₇
Yoğunluk, kg/m ³ (15 °C’de)	820-845	720-775
Oktan sayısı		95
Setan sayısı	40-60	
Sitokiyometrik hava/yakıt oranı (kJ/kg)	14.30	14.7
Kaynama noktası (°C)	453-653	32-221
Kendi kendine tutuşma sıcaklığı (°C)	230	300
Isıl değer(kJ/kg)	43500	42600
Buharlaşma ısısı (kJ/kg)	225-280	275-365
Adyabatik alev sıcaklığı (°C)	2200	2055

2.11. Isı Yayılm Hızı Hesaplama Metodolojisi

Isı yayılım hesaplamaları, silindir içi yanma sırasında termodinamik denge dikkate alınarak hesaplanır. Ancak sıcaklık gradyanları, basınç dalganmaları, dengesizlik koşulları, yakıt buharlaşması, karıştırma vb. dikkate alınmaz. Termodinamiğin birinci yasasından:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (2.1.)$$

$$mC_v \frac{dT}{dt} = \dot{Q} - P \frac{dV}{dt} \quad (2.2.)$$

İdeal gaz denklemi 2.3 bağıntısı ile verilmiştir.

$$PV=mRT \quad (2.3)$$

2.3 denklemi 2.1 denkleminde yerine konularak;

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mR} \left[P \frac{dV}{dt} + V \frac{dP}{dt} \right] \quad (2.4)$$

elde edilir.

$$\dot{Q} = \left[\frac{c_v}{R} + 1 \right] P \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} V \frac{dP}{dt} \quad (2.5)$$

Diğer taraftan özgül ısılar oranı

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.6)$$

şeklinde tanımlanır.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \left[\frac{\gamma}{\gamma-1} \right] P \frac{dV}{d\theta} + \left[\frac{\gamma}{\gamma-1} \right] V \frac{dP}{d\theta} \quad (2.7)$$

Q toplam ısı yayılım hızı olduğunda, W sistem tarafından yapılan işin hızıdır, U iç enerjidir, P basınçtır, V hacimdir, T sıcaklıktır, R gaz sabitidir, m gazın kütlesi, γ özgül ısının oranı ve θ krank açısıdır.

2.12. Belirsizlik Analizi

DeneySEL çalışmaların hata oranları kullanılan cihazların teknik özellik içeren tablolarda ve kalibrasyon sertifikalarında belirlenmiştir. Kline ve McClintock tekniği, gerekli cihaz, deney koşulu ve sonuçların gözlemlenmesi, değerlendirilmesi ve test sonuçlarının yorumlanmasından kaynaklanan problemlerin neden olduğu hataları hassas bir şekilde belirlemek için kullanılmıştır [126]. Tüm cihazların kalibrasyonu düzenli olarak yapılmıştır.

Kline ve McClintock metodu karekök ortalama metodu olarakta bilinir. Bu tekniğe göre R büyüklüğünün n tane bağımsız değişkene bağlı olduğu düşünülürse, hesaplanan bu R büyüklüğünün toplam hatası;

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} W_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.8)$$

denklemlle bulunur. 2.8 denklemindeki her ifade R 'ye bölündüğünde,

$$\frac{W_R}{R} = \left[\left(\frac{w_1}{x_1} \right)^2 + \left(\frac{w_2}{x_2} \right)^2 + \left(\frac{w_3}{x_3} \right)^2 + \dots + \left(\frac{w_n}{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.9)$$

Böylece R 'nin belirsizliği bulunmuş olur. Burada;

W_R : Hesaplanan büyüklüğün toplam hatası

$x_1, x_2, \dots, x_n$: Ölçümü etkileyen değişkenler

$w_1, w_2, \dots, w_n$: Bağımsız değişkenin hata miktarı

Kullanılan ölçüm cihazlarının hata oranları ve hesaplanan büyüklüklerdeki belirsizlikler Tablo 2.9'da verilmiştir.

Tablo 2.9. Kullanılan cihazların ölçüm aralıkları ve hesap edilen belirsizlikler

Parametre	Ölçüm Aralığı	Hassasiyet
CO	% 0-14 vol.	% 0.001vol.
CO ₂	% 0-18 vol.	% 0.01vol.
O ₂	% 0-25 vol.	% 0.01vol.
HC	0-9999 ppm	1 ppm
NO	0-5000 ppm	1 ppm
Lambda	0.5-9.999	0.001
İs	0-100	0.1
Basınç(kPa)	0-34475	±%1 kPa
Devir(d/d)	0-6000	±1 d/d
Tork(N.m)	0-58	±1.25 N.m
Kütle(gr)	0-15000	0.5gr
Zaman (sn)		0.01
Açı(derece)	0-360	±1
Hesaplanan belirsizlikler		
Parametre	Birim	Belirsizlik
Isıl verim	-	%3,84
Güç	kW	%4,6
Isı yayılım hızı	J/KMA	%1,9

2.13. Deney Matrisi

Bu çalışmada gerçekleştirilen deneysel çalışmalar için oluşturulan deney matrisleri aşağıda verilmiştir.

1. Aşama: Tekli püskürtme

Bu deneyler PCCI yanma çalışmalarında tekli püskürtme ile çalışması durumunda motor karakteristiklerini belirlemek için yapılmıştır. İlk olarak 1500 rpm'de üç farklı yük

durumlarında püskürtme zamanı 335°'den başlayarak 4'er ° arttırılarak 359°'ye kadar çıkarılmıştır. Böylece bu püskürtme zamanı aralığında motor performans ve emisyon karakteristikleri farklı yük koşullarında deneysel çalışmalar ile gerçekleştirilmiştir.

Tablo 2.10. PCCI yanmada tekli enjeksiyon deneyleri

Yük(Nm)	Devir (rpm)	Tekli Püskürtme Zamanı[58]
0	1500	330-334
		334-338
		338-342
		342-346
		346-350
		350-354
		354-358
10 (% 25)	1500	330-335
		334-339
		338-343
		342-347
		346-351
		350-355
		354-359
20 (%50)	1500	334-340
		338-344
		342-348
		346-352
		350-356
		354-360

2. Aşama: İki kademeli püskürtme

Bu deneyler PCCI yanma çalışmalarında iki kademeli püskürtme ile çalışması durumunda motor karakteristiklerini belirlemek için yapılmıştır. Burada 1500 rpm'de üç farklı yük durumlarında püskürtme zamanı 1. Püskürtme zamanı 320, 330 ve 340° olarak seçilmiş, 2. Püskürtme zamanı ise 335°'den başlayarak 4'er ° arttırılarak 359°'ye kadar çıkarılmıştır. Ön karışım oranı ise birinci püskürtme zamanının (320-321, 330-331, 340-341), birinci püskürtme zamanı ile ikinci püskürtme zamanının toplamına bölümü ile hesaplanmıştır. Böylece bu püskürtme zamanı aralığında motor performans ve

emisy on karakteristikleri farklı yük koşullarında deneysel çalışmalar ile gerçekleştirilmiştir.

Tablo 2.11.PCCI yanmada iki kademeli enjeksiyon deneyleri

Yük(Nm)	1.Püskürtme Av. [58]	2.Püskürtme Zamanı [58]	Ön Karışım Oranı
0	320-321	339-342	1/4 = % 25
		343-346	
		347-350	
		351-354	
		355-358	
		359-362	
10 (% 25)	320-321	335-339	1/5 = % 20
		339-343	
		343-347	
		347-351	
		351-355	
		355-359	
20 (%50)	320-321	359-363	
		339-344	1/6 = % 16,6
		343-348	
		347-352	
		351-356	
		355-360	
0	330-331	359-364	
		339-342	1/4 = % 25
		343-346	
		347-350	
		351-354	
		355-358	
10 (% 25)	330-331	359-362	
		335-339	1/5 = % 20
		339-343	
		343-347	
		347-351	
		351-355	
20 (%50)	330-331	355-359	
		359-363	
		339-344	1/6 = % 16,6
		343-348	
		347-352	
		351-356	
		355-360	

		359-364	
0	340-341	343-346	1/4 = % 25
		347-350	
		351-354	
		355-358	
		359-362	
10 (% 25)	340-341	343-346	1/5 = % 20
		347-350	
		351-354	
		355-358	
		359-362	
20 (%50)	340-341	343-346	1/6 = % 16,6
		347-350	
		351-354	
		355-358	
		359-362	

Motor uygulamalarında karmaşık yakıt karışımları üzerine artan araştırma oranları, motor laboratuvarlarında daha verimli ve doğru yakıt harmanlama işlemlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada sırasıyla D100B0T0, D100B0T10, D100B0T20, D95B5T0, D95B5T10, D95B5T20, D90B10T0, D90B10T10ve D90B10T20 olmak üzere toplam dokuz farklı yakıt numunesi kullanılmıştır. Mevcut çalışmada ele alınan yakıt numunesinin isimlendirilmesi Tablo 2.12'de gösterilmiştir.

Tablo 2.12. Deneyde kullanılan yakıtların isimlendirilmesi[127]

İsimlendirme	Dizel Miktarı	Benzin Miktarı	Tork(Nm)
D100B0T0	%100	%0	0
D100B0T10	%100	%0	10
D100B0T20	%100	%0	20
D95B5T0	%95	%5	0
D95B5T10	%95	%5	10
D95B5T20	%95	%5	20
D90B10T0	%90	%10	0
D90B10T10	%90	%10	10
D90B10T20	%90	%10	20

3. BÖLÜM

DENEYSEL ARAŞTIRMA SONUÇLARI

3.1. PCCI Tekli Püskürtme Modunda Yapılan Deney Sonuçları

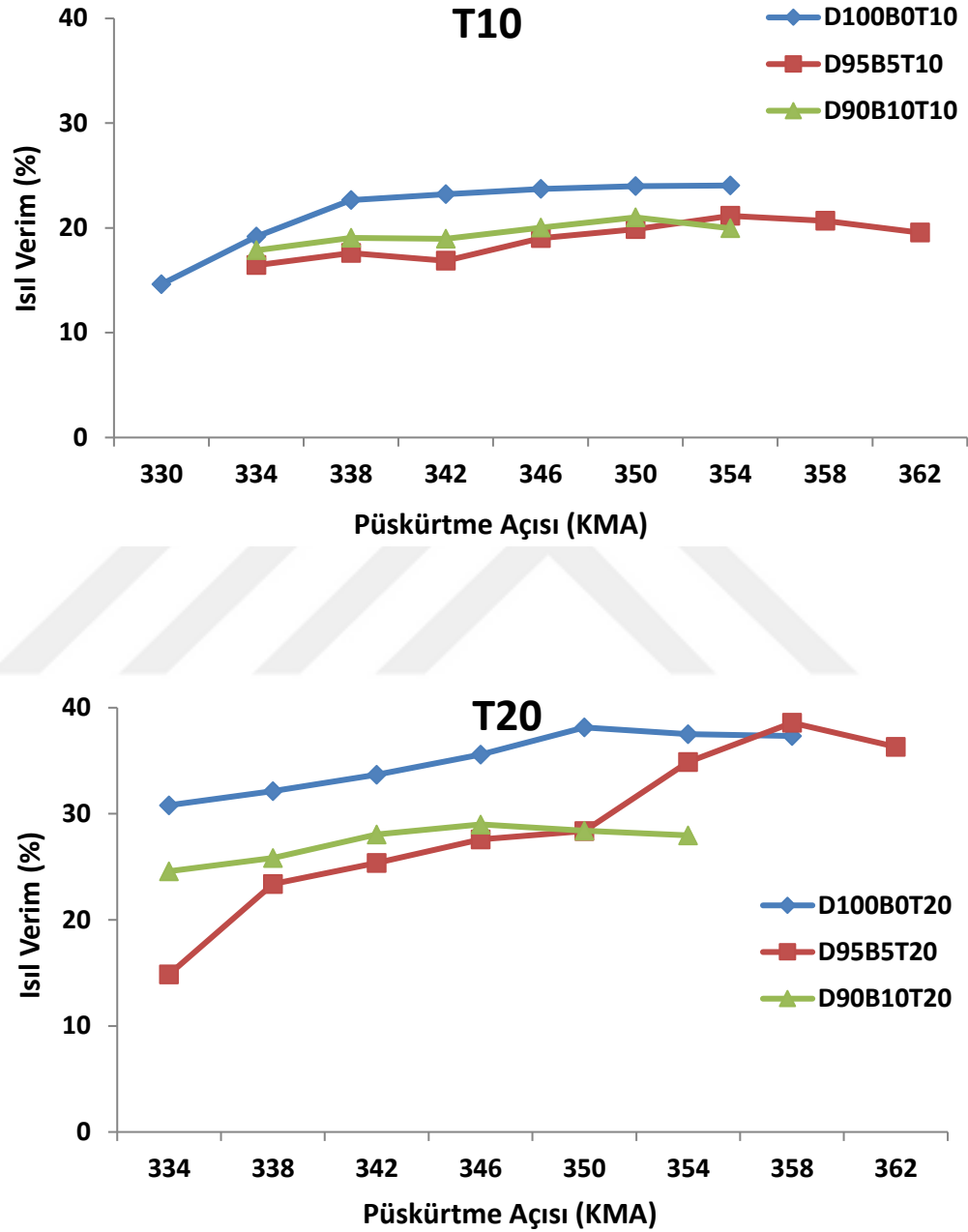
PCCI yanma modunda deney motorunun üzerinde Tablo 2.10'da belirtilen deney matrisleri yapılarak, elde edilen verilerin grafikleri aktarılarak incelendiği bölümdür. Deney sonuçları sırasıyla önce performans parametreleri sonra yanma karakteristiği ve son olarakta egzoz emisyon sonuçları gösterilmiştir.

3.1.1. Performans Parametreleri

3.1.1.1. Isıl Verim

Şekil 3.1, tüm yüklerde püskürtme açılarına göre ısı verimindeki değişimi göstermektedir. Bir motorun gücü ile ilişkili enerji, ısı veriminden yararlanılarak hesaplanır [128]. En yüksek ısı verim, 20 Nm yükte D95B5T20-358 kodlu çalışmada 38.57 olarak elde edilmiştir. En yüksek ısı verimler genellikle saf dizel yanmasında görülmüştür. 334-350 KMA aralığındaki en düşük değerler D95B5 karışımında elde edilmiştir. D95B5 yakıt karışımında, püskürtme zamanlaması ÜÖN'ya yaklaştıkça saf dizel yakıtlı ısı verim değerlerine yaklaşmaktadır. Ayrıca, 354 KMA'dan sonraki verimlilik sıralaması konvansiyonel dizel, B5 ve B10 karışımlarıdır. Benzin ilavesinin artırılması yanma sürecini etkiler. T10 çalışma koşullarında ise %5 ve %10 benzin ilavesi için verim değerleri 350 KMA'ya kadar birbirine yakındır. Literatüre göre en iyi verim tekli enjeksiyonda ÜÖNÖ 10°de elde edilmiştir [129]. %10 benzin ilavesi durumunda ise 350 KMA'dan sonra verimde bir azalmaya neden olmuş, ancak %5 benzin ilavesi 358 KMA'dan sonra bir düşüşe neden olmuştur. Benzin yanma hızını arttırsa da, dizel tutuşması hava ile karıştırılmasından sonra yanması zaman alır. Bu,

B10 karşımında 350 KMA'dan sonra daha sık görölür. Kısmi benzin ilavesi, uygun enjeksiyon ilerlemeleriyle verimliliği artırır. Püskürtme avansı sabit bir şekilde ilerlerse verim düşer [130].



Şekil 3.1. Isıl verimin, farklı yakıt-aynı yüklerde püskürtme açısına göre değişimi

3.1.1.2. Egzoz Gazı Sıcaklığı

Tablo 3.1’de, tekli enjeksiyondaki 9 farklı deney için egzoz sıcaklıklarını karşılaştırılmıştır. En yüksek egzoz sıcaklığı D95B5T20 çalışmasında 338 püskürtme zamanında 209 °C olarak elde edilmiştir.

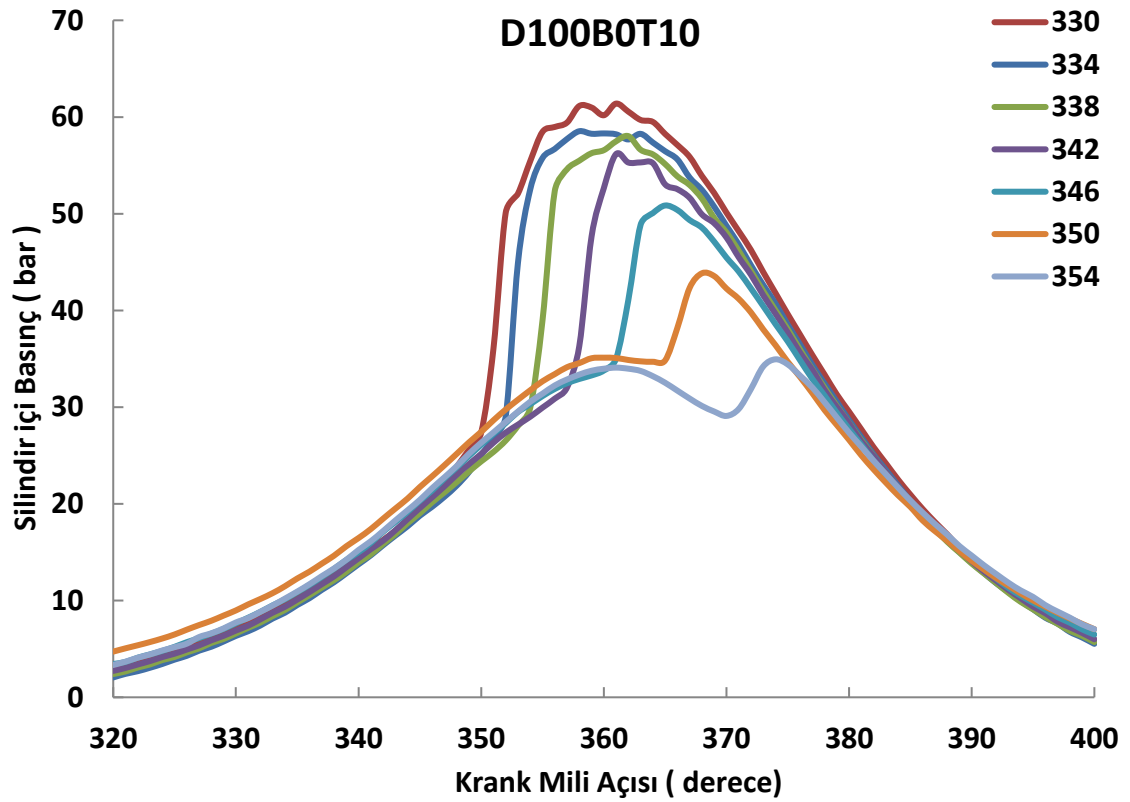
Tablo 3.1.Egzoz gazı sıcaklığının püskürtme zamanlarına göre değişimi

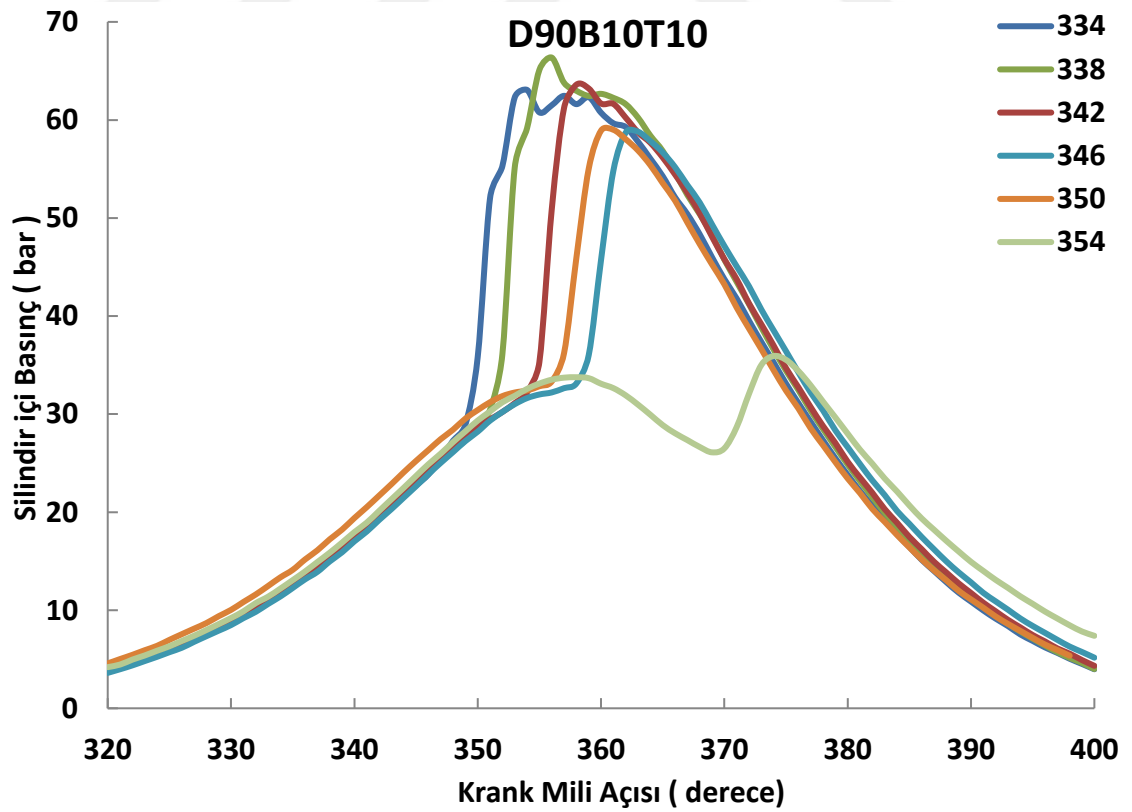
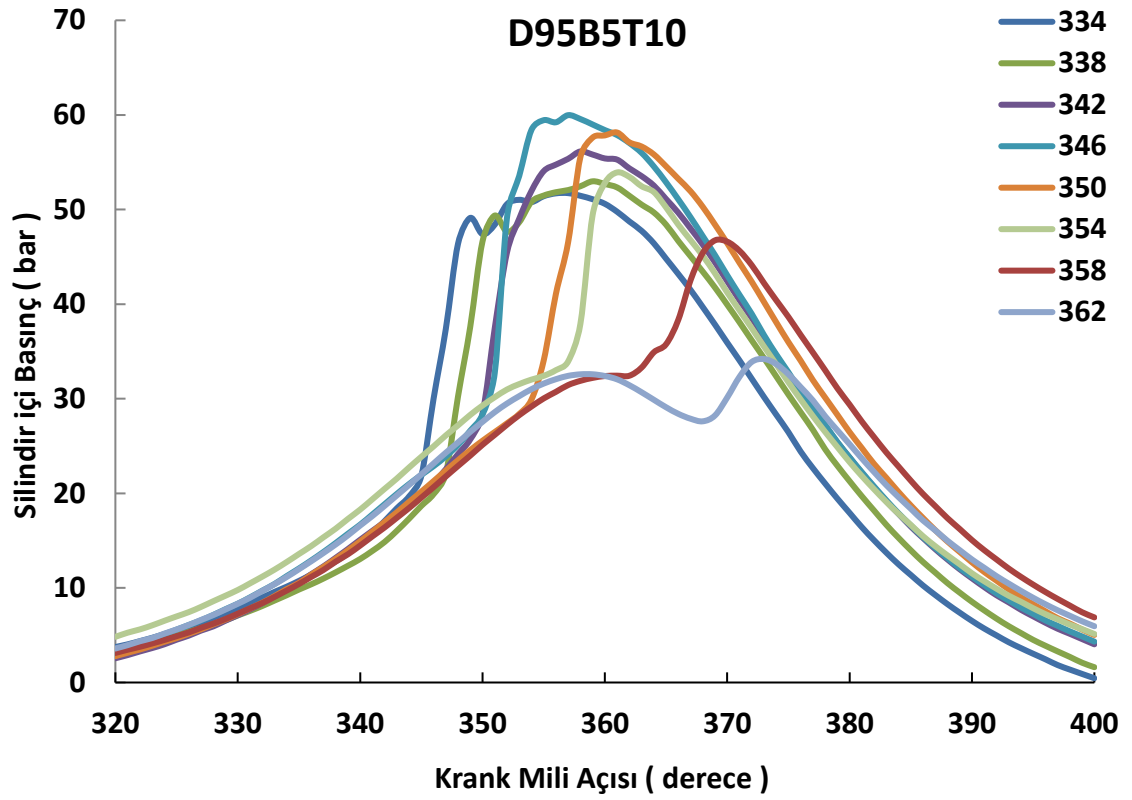
D100B0T0		D95B5T0		D90B10T0	
Açı (KMA)	EgzozSıcaklığı (°C)	Açı (KMA)	EgzozSıcaklığı (°C)	Açı (KMA)	EgzozSıcaklığı (°C)
330	87	330	90	330	80
334	87	334	92	334	82
338	88	338	89	338	84
342	89	342	89	342	85
346	89	346	89	346	85
350	89	350	89	350	85
354	90	354	89	354	85
		358	88	358	92
		362	88		
		366	89		
D100B0T10		D95B5T10		D90B10T10	
Açı (KMA)	EgzozSıcaklığı (°C)	Açı (KMA)	EgzozSıcaklığı (°C)	Açı (KMA)	EgzozSıcaklığı (°C)
330	139				
334	152	334	146	334	134
338	159	338	159	338	140
342	148	342	158	342	141
346	145	346	154	346	138
350	142	350	148	350	136
354	144	354	144	354	146
		358	139		
		362	141		
D100B0T20		D95B5T20		D90B10T20	
Açı (KMA)	EgzozSıcaklığı (°C)	Açı (KMA)	EgzozSıcaklığı (°C)	Açı (KMA)	EgzozSıcaklığı (°C)
334	190	334	195	334	183
338	198	338	209	338	165
342	200	342	206	342	192
346	197	346	198	346	189
350	198	350	195	350	183
354	200	354	190	354	187
358	200	358	189		
		362	196		

T0 durumlarında yük olmadığı için hem benzin ilavesinin hem de püskürtme avansının fazla bir etkisi gözlenmemiştir. Genel olarak deneyin başlangıcından bitişine kadar artan püskürtme avanslarında 5 °C civarında sıcaklık değişimleri olmuştur. Tüm karışımlar için en yüksek egzoz sıcaklıkları, T10 yük durumunda ve 338 KMA deney koşulunda elde edilmiştir. Püskürtme açısının ilerlemesinin neden olduğu maksimum egzoz sıcaklık noktaları, yakıt değişiminden etkilenmedi. Yük arttıkça egzoz sıcaklıkları yükselmiştir.

3.1.2. Yanma Karakteristiği

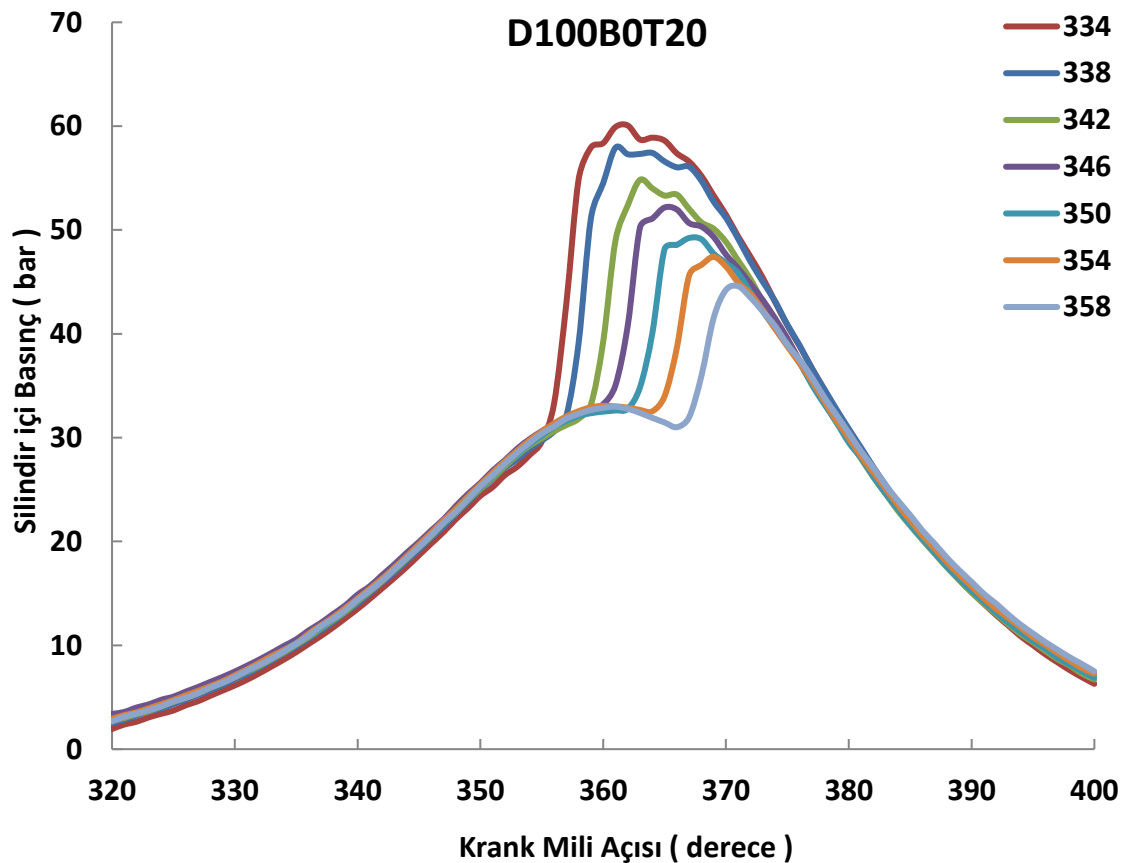
3.1.2.1. Silindir İçi Basınç

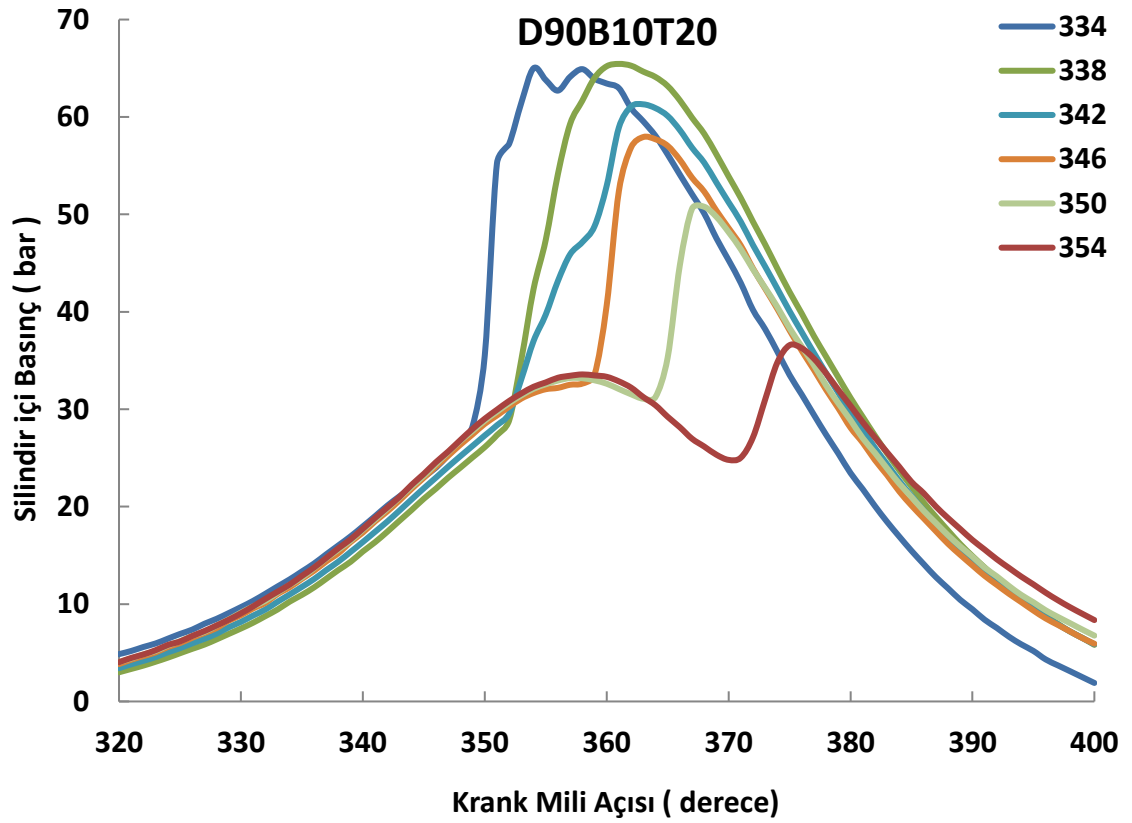
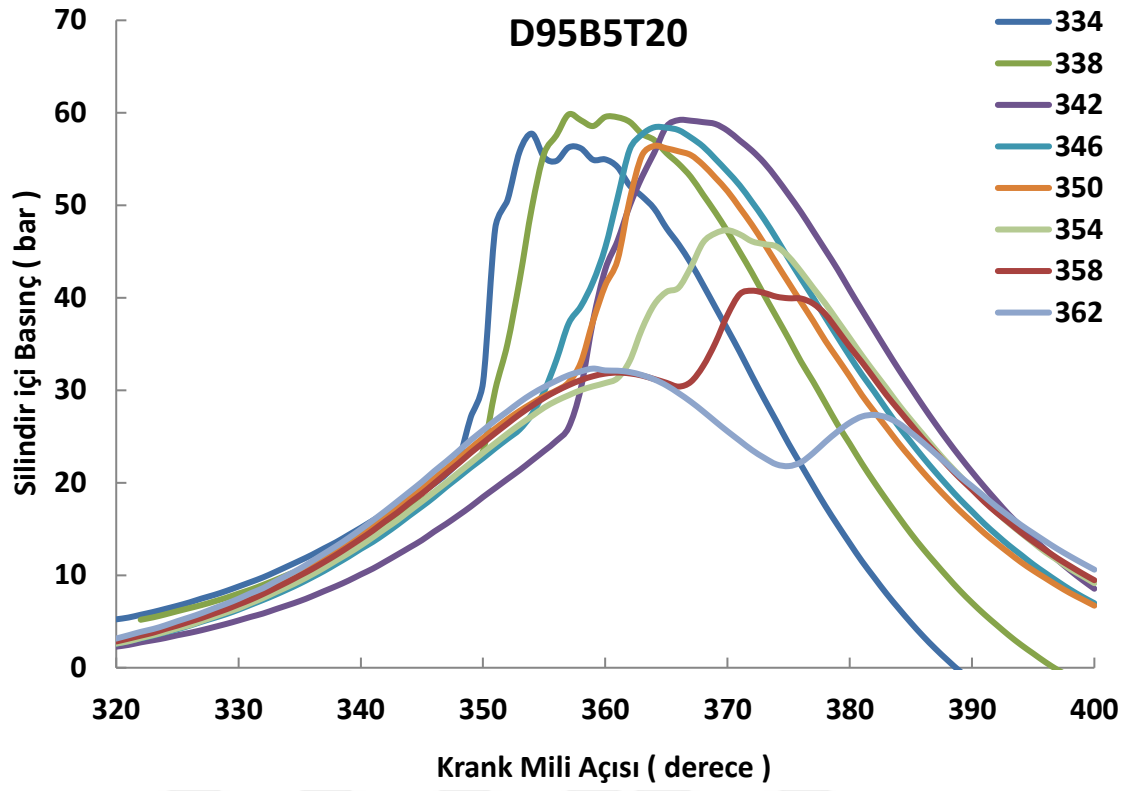




Şekil 3.2. 10 Nm’de farklı yakıt karışımlarındaki P-θ grafikleri

Şekil 3.2’de, 10 Nm yükte tüm yakıt karışımları için silindir içi basınç ile KMA değişim grafikleri gösterilmektedir. Bu grafiklerde, 10 Nm yük için benzin-dizel karışımlarının yanma özellikleri, konvansiyonel dizel yanmasıyla karşılaştırılmıştır. Şekillerde görüldüğü gibi, 10 Nm’de en yüksek maksimum basınç 66.36 bar D100B0T10 deneyinde 338KMA’lı püskürtme zamanında elde edilmiştir ve maksimum basınç 356 KMA’da oluşmuştur. İçten yanmalı motorlarda 360 KMA’dan önce oluşan basınçlar, ısı verim üzerinde negatif iş oluşmasına sebep olur. İçten yanmalı motorlarda ideal olarak maksimum basıncın üst ölü noktadan 12-15 KMA sonra oluşması istenir [131]. Erken püskürtme, hem konvansiyonel dizel yanması için basınç bölgesinde artışa hem de negatif iş bölgesinde artışa neden olur. Bu durumda 10 Nm için en iyi püskürtme açısının 350 KMA civarında olduğu görülmektedir. Püskürtmenin ÜÖN’ya yaklaşması maksimum basınç değerlerinin oluşumunu geciktirir. %5 benzin ilavesi durumunda ise en uygun değer 358 KMA’da olduğu görülmektedir. Dizele %10’luk benzin eklendiğinde ise maksimum basınç değerleri artmıştır. Çünkü tutuşmadan sonra benzin dizele göre daha hızlı yanmaktadır. 354 KMA sonrası püskürtme durumlarında silindir içi basınç eğrisinin düzgün bir şekilde elde edilemediği gözlemlenmiştir.

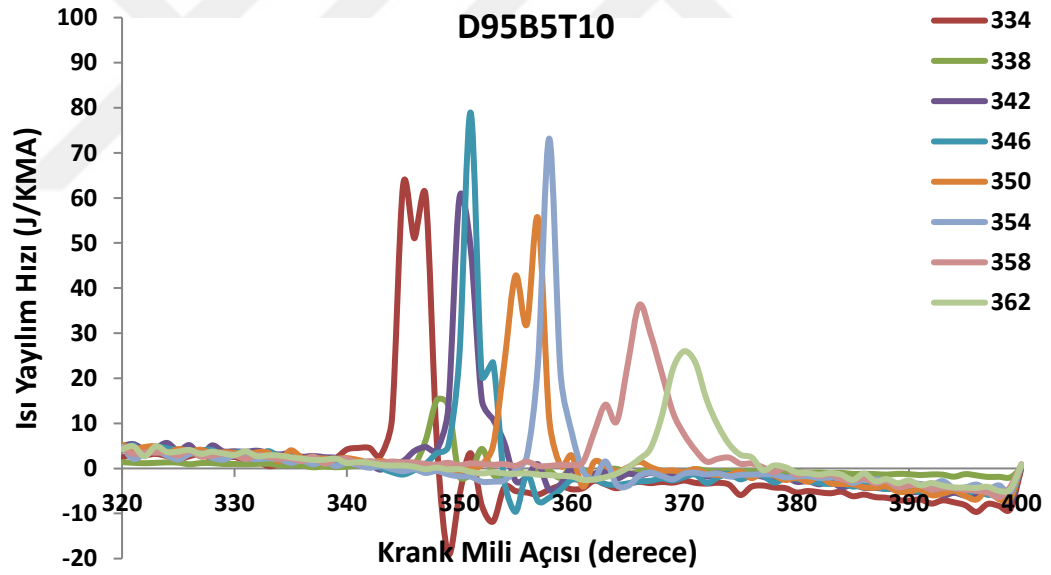
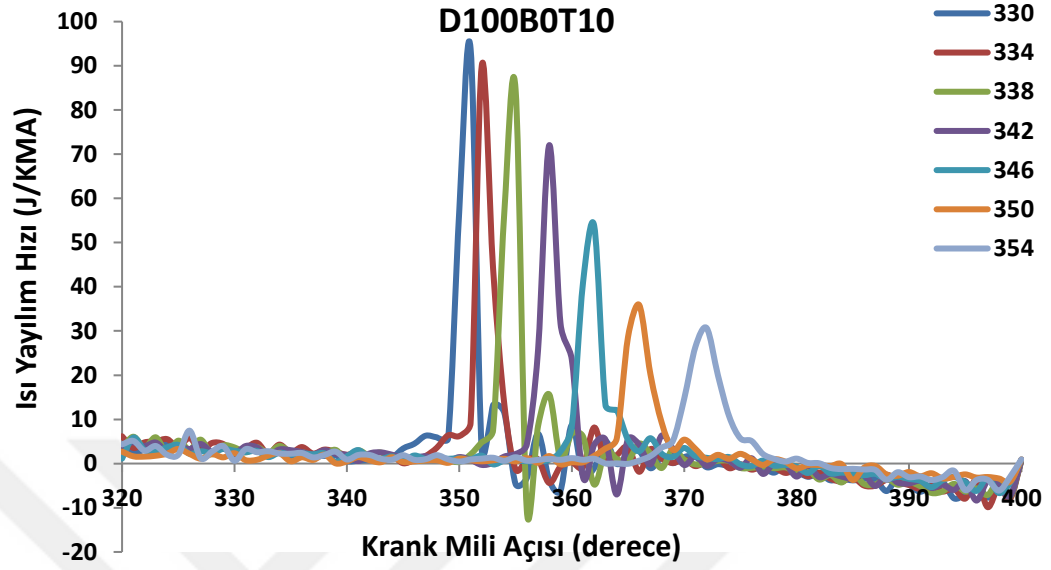


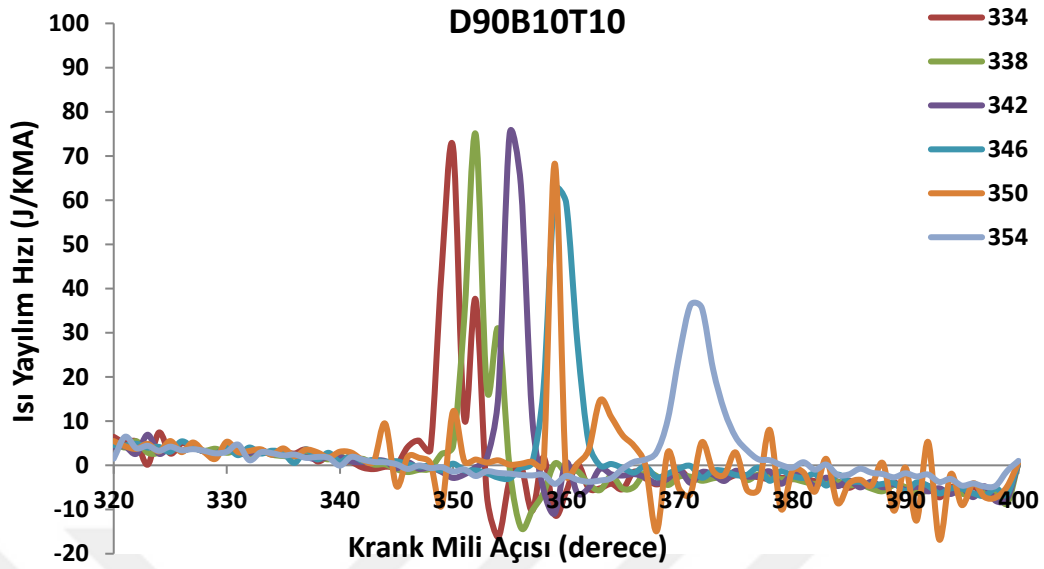


Şekil 3.3. 20 Nm’de farklı yakıt karışımlarındaki P-θ grafikleri

20 Nm'de tüm yakıt karışımları için silindir içi basınç-krank mili açısı grafikleri Şekil 3.2'de gösterilmektedir. Bu grafiklerde 20 Nm yükte benzin-dizel karışımlarının silindir içi basınçları saf dizel yanması ile karşılaştırılmıştır. Şekillerde görüldüğü gibi, 20 Nm'de en yüksek maksimum basınç 65.45 bar D100B0T20 deneyinde 334 KMA'lı püskürtme zamanında elde edilmiştir ve maksimum basınç 361 KMA'da oluşmuştur. Benzer bir özellik Şekil 3.2'de de görülmektedir. Yükün artması silindirdeki sıcaklık değerlerini etkiler. Bu, daha hızlı yanma, dolayısıyla daha hızlı reaksiyon anlamına gelir. Hem Şekil 3.2'deki 10 Nm deneylerindeki P- θ grafiklerine bakıldığında hem Şekil 3.3'deki 20 Nm deneylerindeki P- θ grafiklerine bakıldığında maksimum basınçların birbirine yakın seyrettiği görülmektedir. Optimum püskürtme zamanı 354 KMA civarında oluşmaktadır. D95B5T20 grafiğinde 334 ve 338 KMA'daki püskürtme zamanlarında negatif iş bölgesinin çok fazla olduğu ve püskürtme avansı ÜÖN'ya doğru yaklaştıkça maksimum basınç oluşum noktasının 372 KMA'ya geçtiği görülmektedir. Püskürtme avansının 362 KMA olması durumunda yanma gecikti ve genleşme fazına kaydı. Böylece maksimum basınç değerleri düşmüştür. Konvansiyonel dizel ve %5 benzin ilavesi durumlarıyla karşılaştırıldığında, D90B10T20 deneylerinde maksimum basınçların yükseldiği görülmüştür. Öte yandan, püskürtme avansı ÜÖN'ya yaklaştıkça maksimum basınç değerlerinin düştüğü belirlenmiştir. D90B10T20 deneylerinde, maksimum basınçlara göre en uygun değerlerin 346 ve 350 KMA püskürtme avansları olduğu görülmektedir.

3.1.2.2. Isı Yayılım Hızı

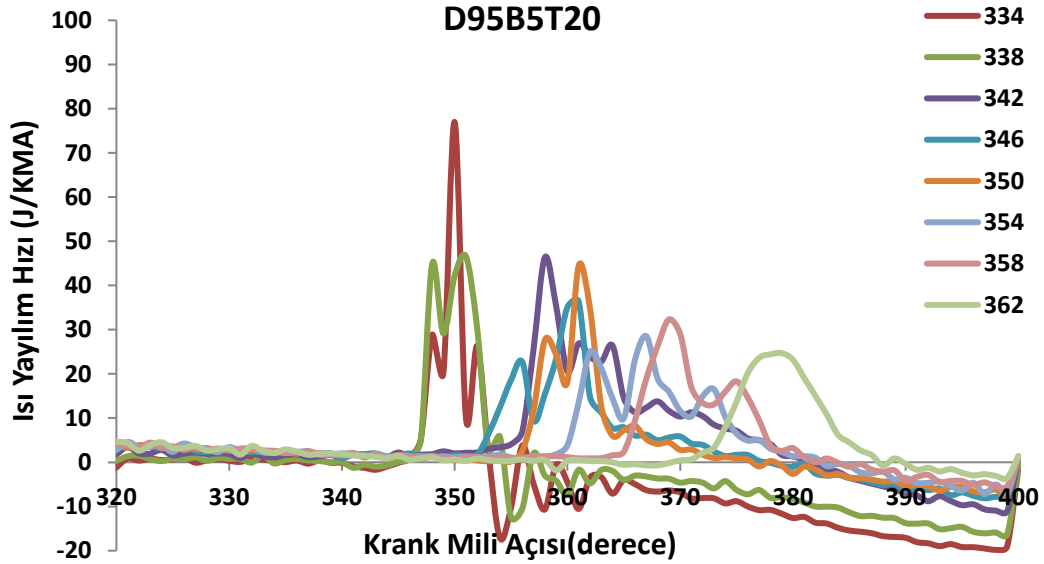
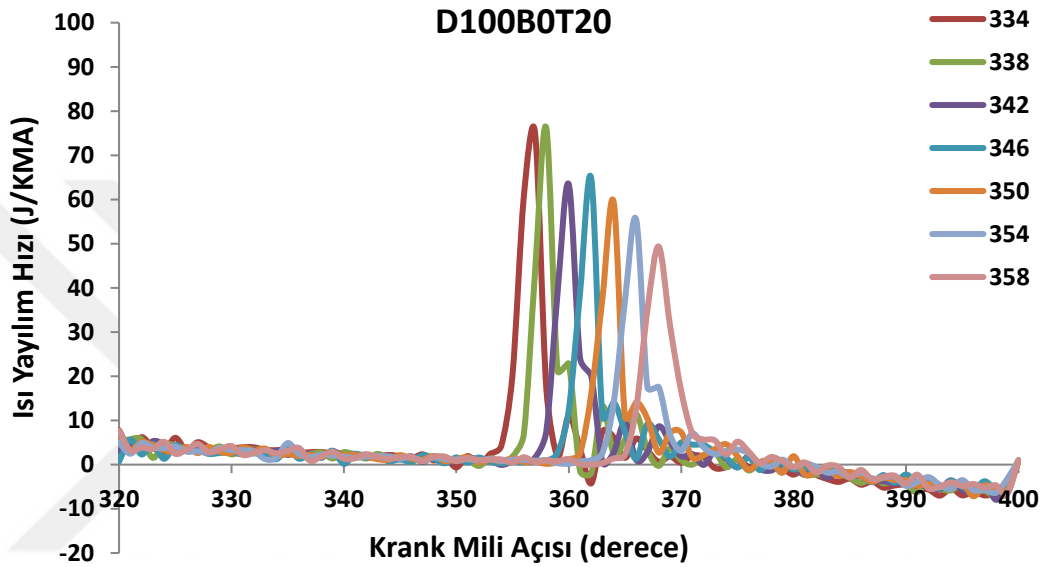


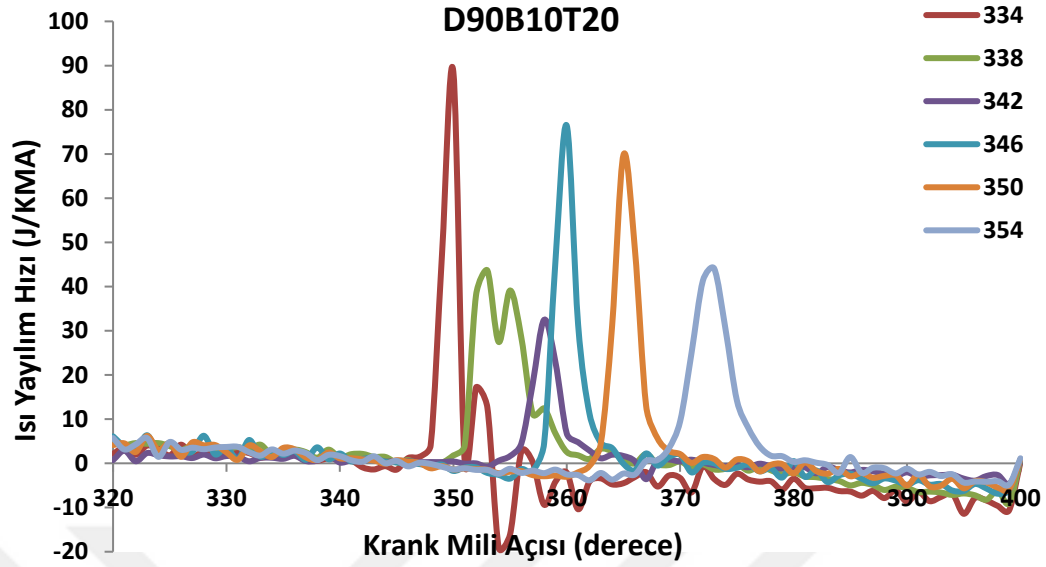


Şekil 3.4. 10 Nm’de farklı yakıt karışımlarındaki ısı yayılım hızının KMA’sına göre değişimi

Şekil 3.4 ve 3.5, konvansiyonel dizel ve benzin ilaveli karışımlar için ısı yayılım hızı ile krank mili açısı arasındaki korelasyonu göstermektedir. Bir CI motorunda yakıt-hava karışımının düzgün bir şekilde yanması dört aşamada gerçekleşir: Tutuşma gecikmesi, kontrolsüz yanma, kontrollü yanma ve art yanma [132]. “Tutuşma gecikmesi fazı”, yanma odasına yakıt enjeksiyonunun başlaması ile yanmanın başlaması arasındaki süredir. "Kontrolsüz yanma periyodu", silindir içi basıncın hızlı bir şekilde yükselmesine neden olan ikinci yanma aşamasıdır. Yanma hızı, püskürtme hızı değiştirilerek kontrol edilebildiğinden, üçüncü yanma periyodu "kontrollü yanma" olarak bilinir. Bu, yakıt enjeksiyonu bitene kadar devam eder. Genleşme zamanı sırasında, yakıt yanma odasında yanar. Ayrılmış gazların ve yanmamış yakıtın yeniden birleşmesi bunun birincil nedenidir. Bu nedenle, yanmanın bu son aşaması "Art Yanma" olarak bilinir. Maksimum ısı yayılım hızı, ilk püskürtme başladığında D100B0T10 ve D100B0T20’de elde edildi. Püskürtme zamanı üst ölü noktaya yaklaştıkça, maksimum ısı yayılım hızı değerleri lineer bir şekilde düşmektedir. %5 benzin ilave olması durumunda, ısı yayılım hızında düzensizlikler vardır (D95B5T10 ve D95B5T20). Benzin, dizelden daha fazla alev hızına sahiptir. Ek olarak, benzin, dizelden farklı kendi kendine tutuşma özelliklerine sahiptir. Bu bakımdan lokal hava karışımları ısı yayılım hızı değişiminin düzensiz olmasına neden olur. En yüksek ısı verimin 10 Nm yükte gözlemlendiği 354 KMA’da ısı yayılım hızında üniform bir değişiklik görülür. Bu, kendi

kendine karışmanın ve daha yüksek bir sıcaklığın olduğu durumlarda görülmektedir. Yük arttıkça maksimum ısı yayılım hızı değerleri yükselir. Yanma sırasında oluşan bu duruma Lambda da dahildir (Şekil 3.6). Dizele %5 benzin katkısında ki hava fazlalık katsayısı değerleri genellikle %10 benzin katkısı durumlarından daha düşüktür. Bu da ısı yayılım hızındaki düzensizlikleri açıklamaktadır.

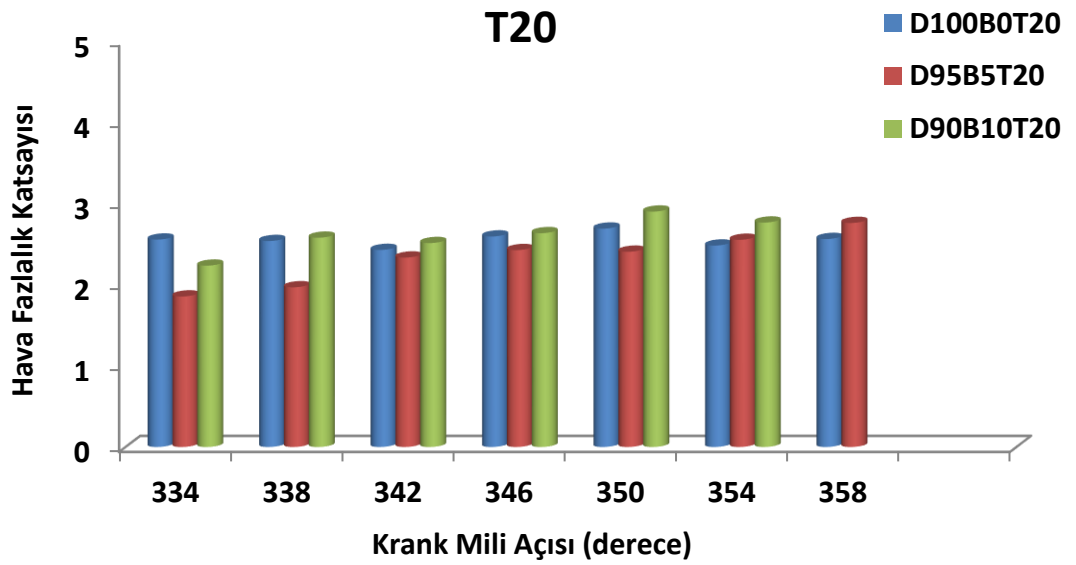
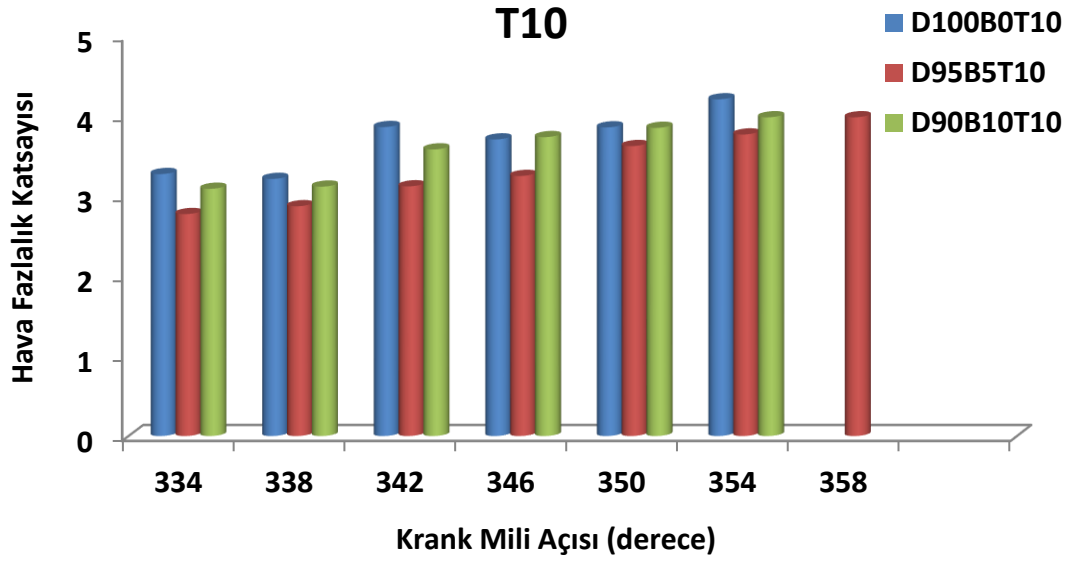




Şekil 3.5. 20 Nm’de farklı yakıt karışımlarındaki ısı yayılım hızının KMA’sına göre değişimi

3.1.2.3. Hava Fazlalık Katsayısı

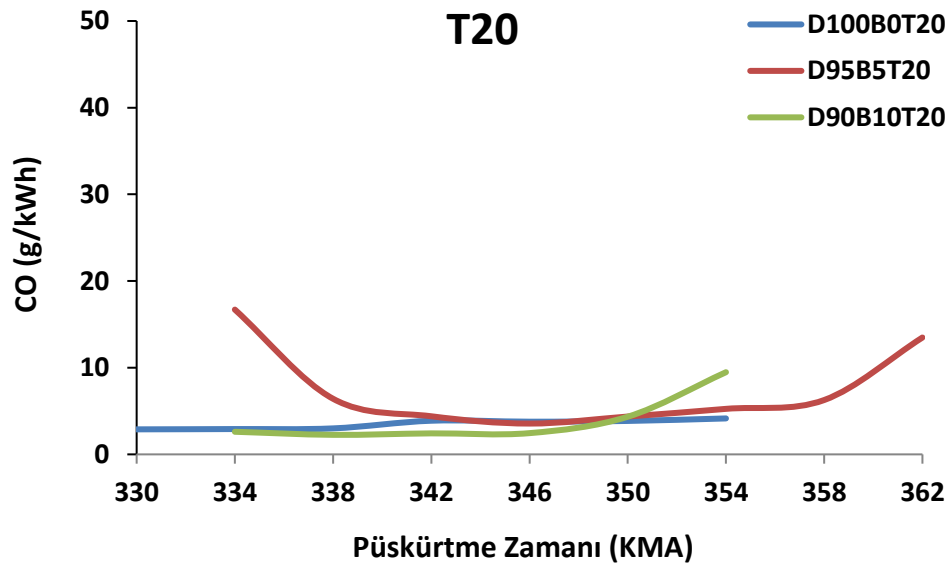
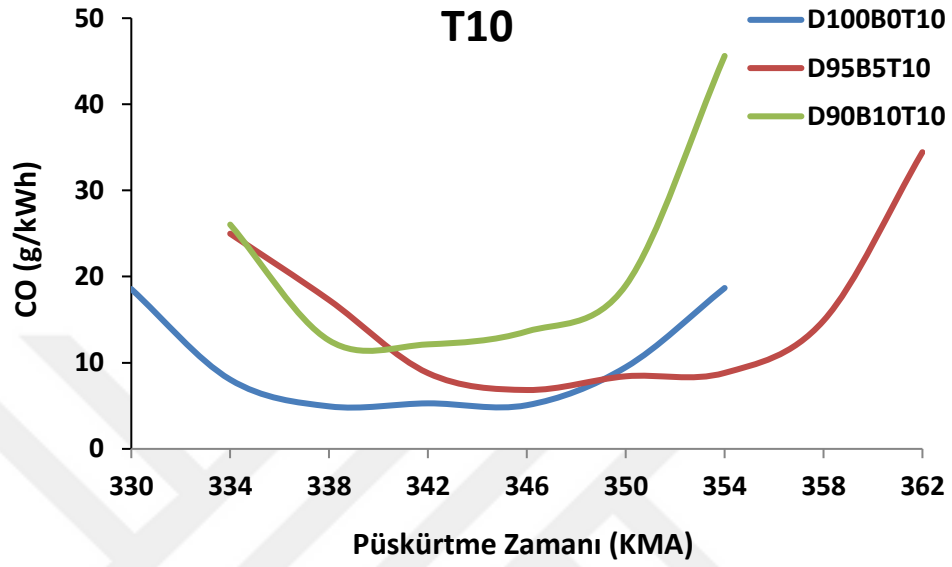
Şekil 3.6, yükün 10 ve 20 Nm olduğu durumlarda farklı yakıt karışımları için hava fazlalık katsayısı değerinin püskürtme zamanına göre değişimini gösterir. Benzin yakıtlarında egzoz sıcaklığının en yüksek olduğu değerlerde hava fazlalık katsayısı değeri 1,05 civarındadır [133]. Hava fazlalık katsayısı değeri yaklaşık olarak 3'ten 2.5'a düşürüldüğünde silindir içi sıcaklığın yükseldiği görülmüştür. Bu durum T20 durumlarında daha net gözükmemektedir. Püskürtme avansı 338 KMA olduğunda ise en yüksek sıcaklığa bir kez daha ulaşılmıştır.



Şekil 3.6. Hava fazlalık katsayısının farklı yakıt-aynı yüklerde püskürtme zamanına göre değişimi

3.1.3. Emisyon Parametreleri

3.1.3.1. Karbon monoksit Emisyonu (CO)



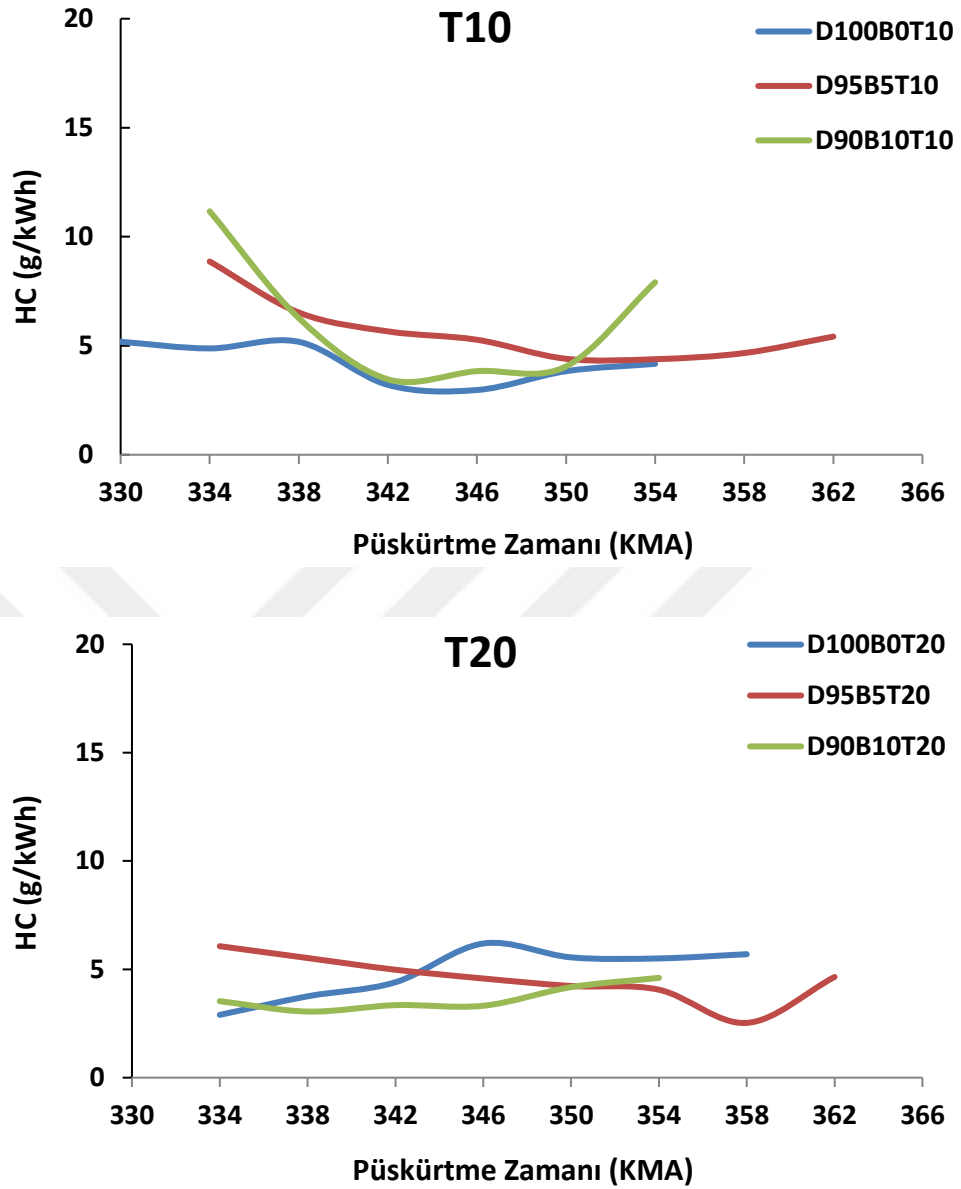
Şekil 3.7. CO emisyonunun, farklı yakıt-aynı yüklerde püskürtme açısına göre değişimi

T10 ve T20 durumlarındaki tüm karışımlar için CO emisyonlarının püskürtme zamanlarına göre değişimleri Şekil 3.7'de gösterilmektedir. CO renksiz, kokusuz ve son derece kararlı bir gazdır. Organik moleküller gibi yakıt tamamen yanmadığında oluşur.

Üretilen CO miktarı, yakıtın oksidasyon ve parçalanma hızı ile belirlenir [134]. Şekilde görüldüğü gibi yük miktarı arttıkça CO emisyonları azalmaktadır. Yakıt püskürtüldükten sonra önce buharlaşır ve daha sonra hava ile karışır. Benzin, dizele göre daha yüksek buharlaşma ısıya değerine sahiptir (Tablo 2.8). Bu durumda silindirden daha fazla ısı kaybına neden olur. Benzin ilavesi durumlarında ise CO emisyon değerlerinin yükseldiği görülmektedir. Püskürtme zamanı arttıkça silindirdeki hava-yakıt karışımı pistonun ÜÖN'sının ötesine geçecek ve silindirden oluşacak ısı kaybı CO emisyonlarını artıracaktır. En düşük CO değerleri konvansiyonel dizel yanma modunda 330-338 KMA püskürtme avans aralığında elde edilmiştir. 338-350 KMA püskürtme avans aralığında ise CO emisyonu değerlerinde kayda değer bir değişim olmamaktadır. D95B5 karışım eğrisi 350 KMA'dan sonra saf dizelin eğrisinin altında kalıyor. D95B5, 350-358 KMA aralığında minimum CO değerlerini verir.

3.1.3.2. Yanmamış hidrokarbon Emisyonu (HC)

Şekil 3.8., T10 ve T20 çalışma koşullarındaki tüm karışımlar için püskürtme açılarına göre HC emisyonlarını göstermektedir. Yük arttıkça HC emisyon değerleri azalmaktadır. Saf dizel yanmasında HC emisyon seviyeleri 4-5 g/kWh seviyesinde iken, benzin ilavesi durumunda önce azalma, daha sonra ise artış görülmektedir. Benzinin, hava ile birleşip tutuşması için belirli bir süre gereklidir. T10 çalışma koşullarında silindir içi sıcaklık T20'den daha düşüktür. Bu da HC emisyonlarının T20'den daha yüksek olduğunu gösterir. T20'de yük arttığında sıcaklık yükselir ve tutuşma gecikme süresi azalır. Ancak T20'de tüm karışımlar için birbirine yakın HC değerleri elde edilmiştir. Park ve ark. [135], %0, 5, 10 ve 20 benzin ilavesi durumlarında saf dizel için en düşük değerleri elde etmişlerdir. Benzin ilavesinin etkisi düşük yüklerde HC değerlerini arttırmıştır. Ancak benzin ilavesi aynı trendde artmamıştır. Bu, mevcut çalışma ile tutarlıdır.

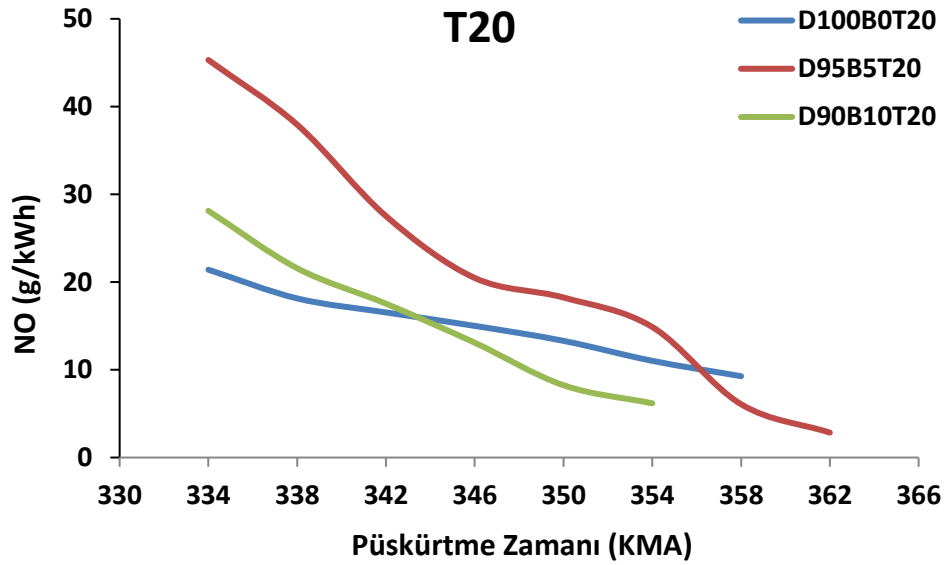
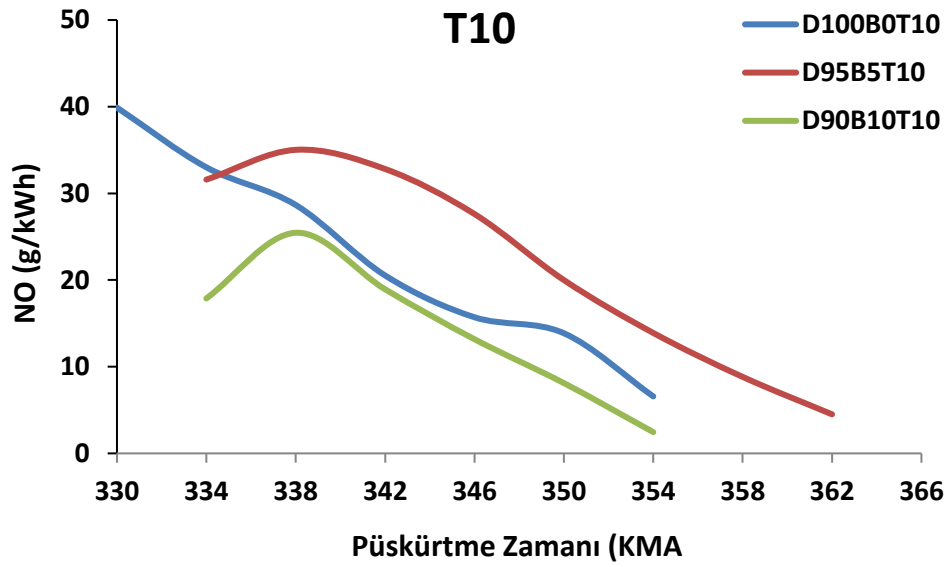


Şekil 3.8. HC emisyonunun, farklı yakıt-aynı yüklerde püskürtme açısına göre değişimi

3.1.3.3. Azot oksit Emisyonu (NO)

Dizel-benzin karışımlarının püskürtme zamanlarına göre NO konsantrasyonu değişimleri Şekil 3.9'da gösterilmiştir. Yanma sıcaklığı, ekstra oksijen miktarı ve yanma periyodu, egzoz gazlarında NO oluşumunda kilit rol oynar [136]. Enjeksiyon süresi arttıkça NO seviyeleri azalır. En düşük NO değerleri 350 KMA'dan sonra elde edilmiştir. NO emisyonuna birçok faktör etki etsede, sıcaklık ve hava fazlalığı katsayısı bunlardan en önemlileridir. Sıcaklık düşürüldüğünde NO emisyonlarının azaldığı bilinmektedir. Püskürtme açısı ÜÖN'ya yaklaştıkça yanma işlemi ÜÖN'dan sonraki

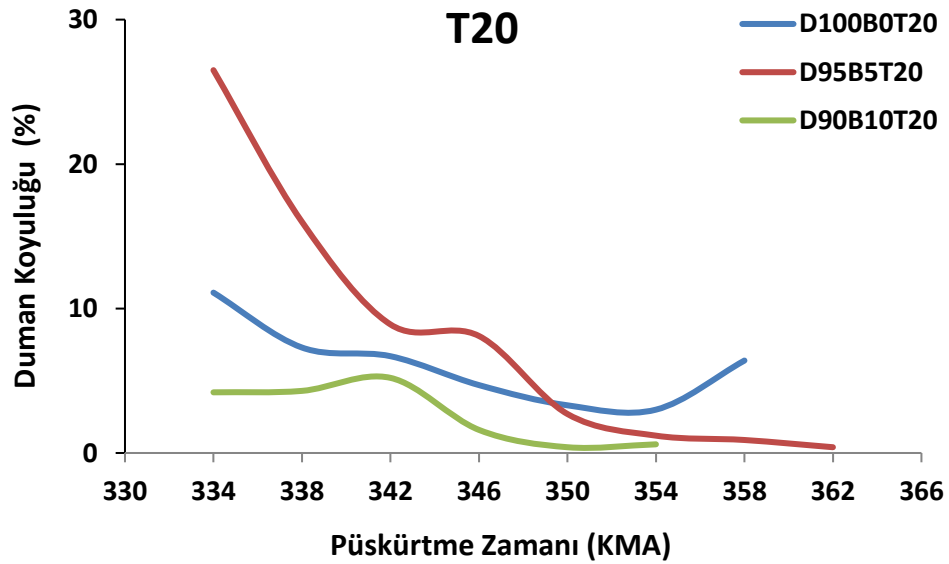
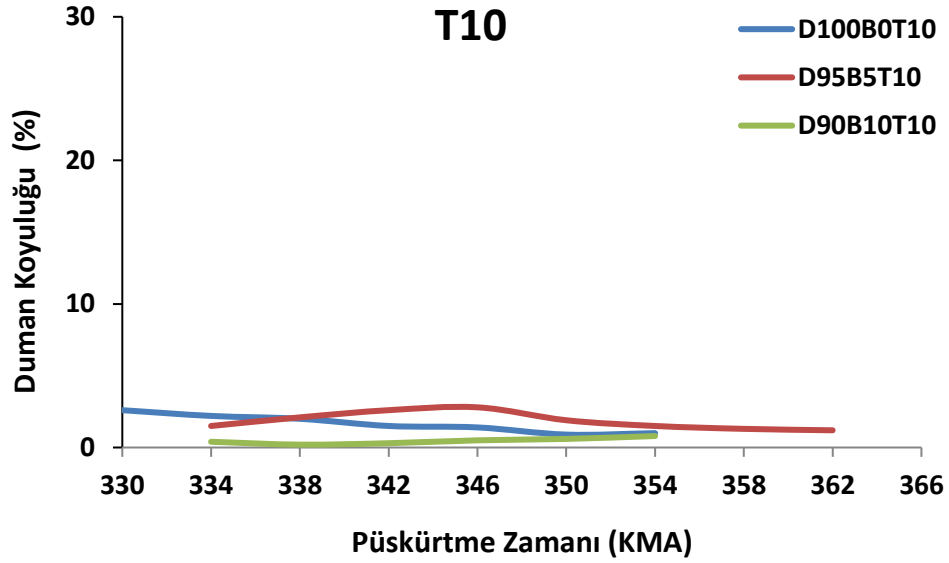
genişleme fazına doğru kayar. Böylece sıcaklıklar düşer. Şahin [137] 1500-4500 rpm'de %0,2,4,6,8 ve 10 benzin ilavesi için deneyler yapmıştır. 2000-4500 dev/dak aralığında maksimum değerler saf dizelde elde edilirken, en düşük değerler ise %2 benzin ilavesi ile 1500 dev/dak'da elde edilmiştir. Benzin ilavesi ile karışımların NO değişimi belli bir eğilim göstermemektedir. Bu da mevcut çalışmanın bulgularıyla desteklenmektedir.



Şekil 3.9. NO emisyonunun, farklı yakıt-aynı yüklerde püskürtme açısına göre değişimi

3.1.3.4. Duman Koyuluğu

Şekil 3.10, T10 ve T20 yük durumlarında deneylerdeki bütün yakıt karışımlarının püskürtme avanslarına göre duman koyuluğu konsantrasyonlarını göstermektedir. Tüm yükler dikkate alındığında D90B10 deneylerinde minimum duman koyuluğu elde edilmiştir. Bu emisyonlarındaki değişim, yük arttıkça büyümektedir.



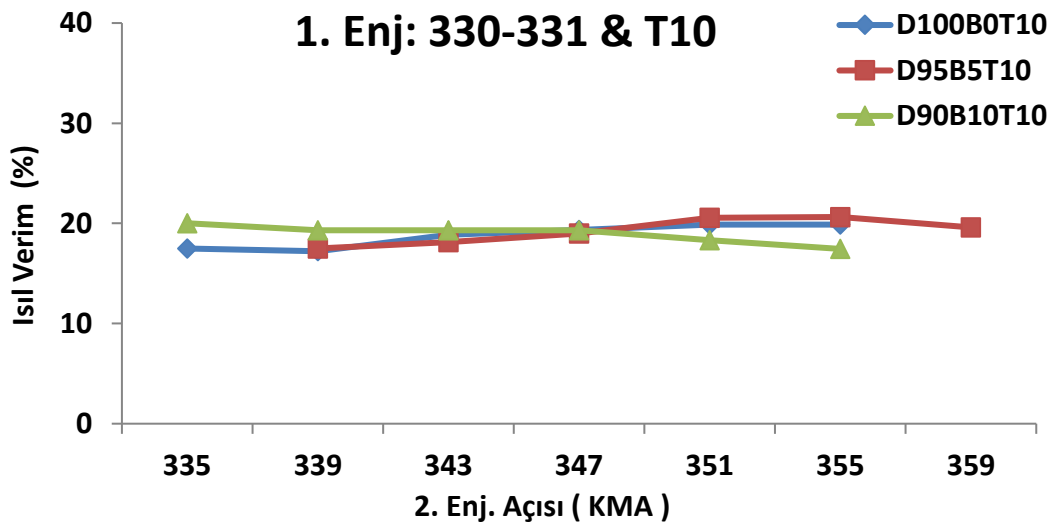
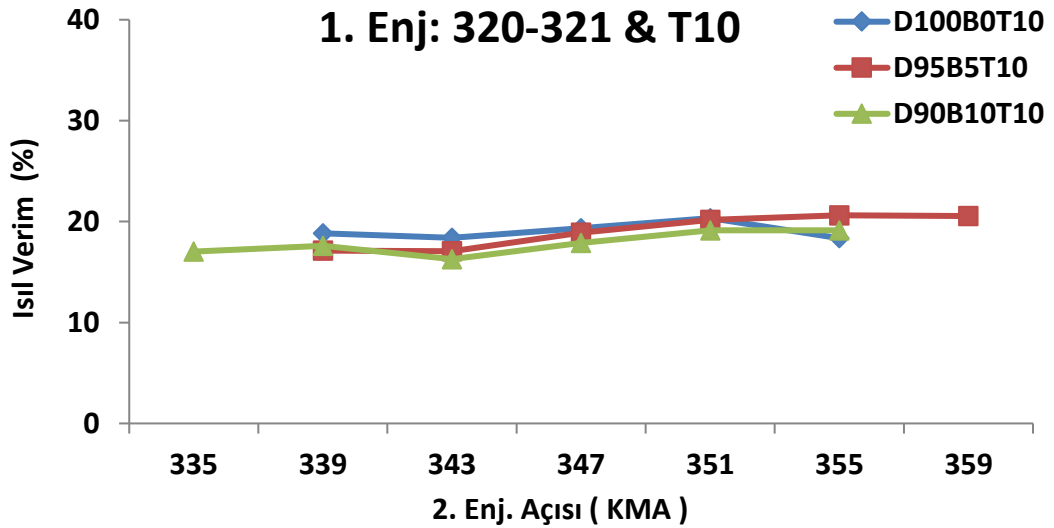
Şekil 3.10. Duman koyuluğunun, farklı yakıt-aynı yüklerde püskürtme açısına göre değişimi

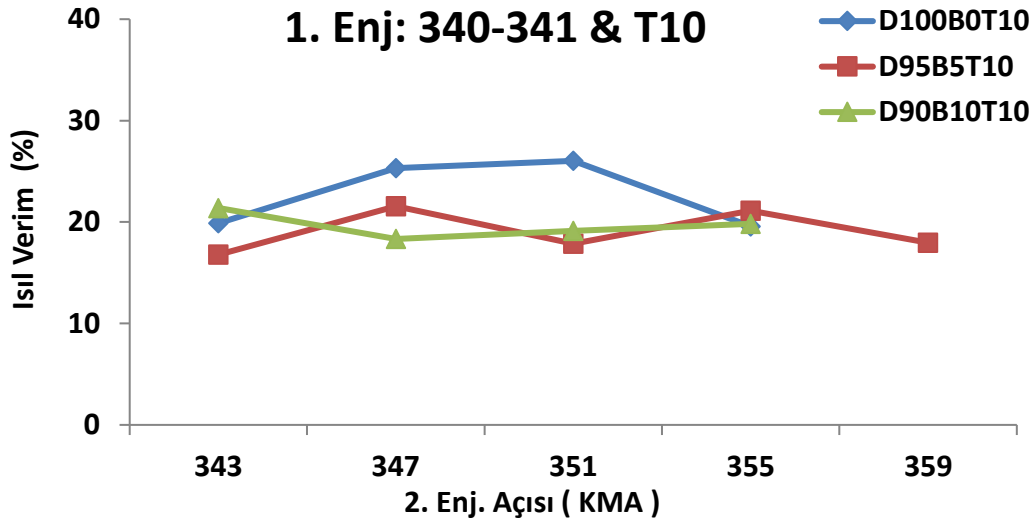
3.2. PCCI İki Kademeli Püskürtme Modunda Yapılan Deney Sonuçları

PCCI yanma modunda deney motorunun üzerinde tablo 2.11’de belirtilen deney matrislerinin yapılarak, elde edilen verilerin grafikleri aktarılarak incelendiği bölümdür. Deney sonuçları sırasıyla önce performans parametreleri sonra yanma karakteristiği ve son olarakta egzoz emisyon sonuçları gösterilmiştir.

3.2.1. Performans Parametreleri

3.2.1.1. Isıl Verim





Şekil 3.11. 10 Nm yükte ısı verim-enjeksiyon açısı değişimi

10 Nm yükte, üç farklı 1. püskürtme açısı ile bütün yakıt karışımlarındaki ısı verimin enjeksiyon açılarına göre değişimi Şekil 3.11’de gösterilmektedir. 20 Nm yükte, yine aynı üç farklı 1. püskürtme açısı ile bütün yakıt karışımlarındaki ısı verimin enjeksiyon açılarına göre değişimi Şekil 3.12’de belirtilmiştir. Motordan alınan enerji miktarının kullanılan yakıtın ısı enerjisine oranına ısı verim denmektedir. Bir başka deyişle, bir güç çevriminin veya ısı motorunun performansının bir ölçüsü de denilebilir [138]. Enerji referans alındığında motor için en önemli çıktı ısı verimdir. 10 Nm yükte en yüksek ısı verimin 1. Enj: 340-341 KMA olduğu, 2. enjeksiyon zamanlamasının ise 351-355 KMA olduğu konvansiyonel dizel yanmasında (D100B0) % 26,03 olarak elde edildiği görülmüştür. 20 Nm yükte en yüksek ısı verim ise % 30,79 ile iki farklı durumda elde edilmiştir: birincisi, 1. Enj: 320-321 KMA olduğu, 2. enjeksiyon zamanlamasının ise 359-364 KMA olduğu D95B5 karışımı, ikincisi ise 1.Enj: 340-341 KMA olduğu, 2. enjeksiyon zamanlamasının ise 351-356 KMA olduğu D100B0 saf dizel yanmasıdır. Ayrıca 1. Enj: 330-331 KMA olduğu, 2. enjeksiyon zamanlamasının ise 359-364 KMA olduğu D95B5 yakıt karışımında da ısı verim % 30,76 ile bu maksimum verime oldukça yakın bir eğilim göstermiştir. Yük değerinin 10 Nm olduğu deney şartlarında 1. püskürtme zamanlamasının 340-341 KMA olduğu durumlarda verimin diğer açılara göre daha yüksek çıktığı görülmüştür. Yük değerinin 20 Nm olduğu deney şartlarında da 10 Nm ile aynı şekilde 1. püskürtme zamanlamasının 340-341 KMA olduğu durumlarda verim en yüksek çıkmıştır. Ancak verim değerleri, 330-331 KMA değerlerinde de 340-341 KMA ilk püskürtme açısı değerlerine çok yakın

çıkıştır. T0'dan başlayıp T20'ye doğru gidildikçe verimin artmasının nedeni püskürtme basıncının artması olarak düşünülmektedir. Bölüm 2.12'de ki iki püskürtmeli deney matrislerinde anlatıldığı üzere tork arttıkça ikinci püskürtme zamanında 1'er KMA artmaktadır. Bununla beraber püskürtme basıncı da arttırılmaktadır. Böylece daha yüksek bir enjeksiyon basıncı, yakıtın daha iyi yayılması ile sonuçlanır, bu da yakıtın daha eksiksiz yanmasını sağlamaktadır [70]. Daha yüksek enjeksiyon basıncı, daha kısa enjeksiyon süresi ve yanma başlangıcından önce daha uzun ön karışım süresine neden olur. Artan enjeksiyon basıncı, yakıtın daha iyi atomize olmasına yol açar, bu da daha iyi bir hava-yakıt karışımına ve yakıt açısından daha az zengin bölgeleri ortaya çıkartır. Bu, motorun ısı verimliliği açısından faydalı olan hızlı yanma oranı ve daha kısa yanma süresi ile sonuçlanır. Siewert [102] yaptığı deneysel çalışmasında püskürtme basıncının artmasıyla ısı verimin arttığını göstermiştir. Enjeksiyon basıncını 800 bar'dan 1600 bar'a yükseltilmesiyle önce indike basınç artmakta, bu da ısı verim artışına olanak sağlamıştır.

Birinci enjeksiyon zamanlamasının 320-321 KMA ve 330-331 KMA olduğu bütün yük koşullarındaki deney durumlarında 340-341 KMA'da olduğu kadar belirgin değişiklikler olmamıştır. Birinci enjeksiyon zamanlamasının 320-321 KMA ve 330-331 KMA olduğu T10 durumunda ikinci püskürtme avansının ilk değerlerinde saf dizel yanmasının verimi, benzin katkılılara nazaran yüksek seyrederken 347 KMA ikinci püskürtme zamanında neredeyse üç yakıt karışımı da aynı verimi vermiştir. Bu açıdan sonra verilen bütün açılarda % 5 benzin katkısının verimi her ikisinden de yüksek çıkmıştır. 20 Nm yük durumuna bakıldığında ise tıpkı 10 Nm yük koşullarında olduğu gibi ikinci püskürtme zamanının ilk değerlerinde konvansiyonel dizel yanmasının verimi daha yüksektir. Ancak özellikle 330-331 KMA ilk püskürtme avansında 347 KMA ikinci püskürtme zamanından sonra % 10 benzin katkısının veriminin (30,30 ve 29,28) daha yüksek olduğu görülmektedir.

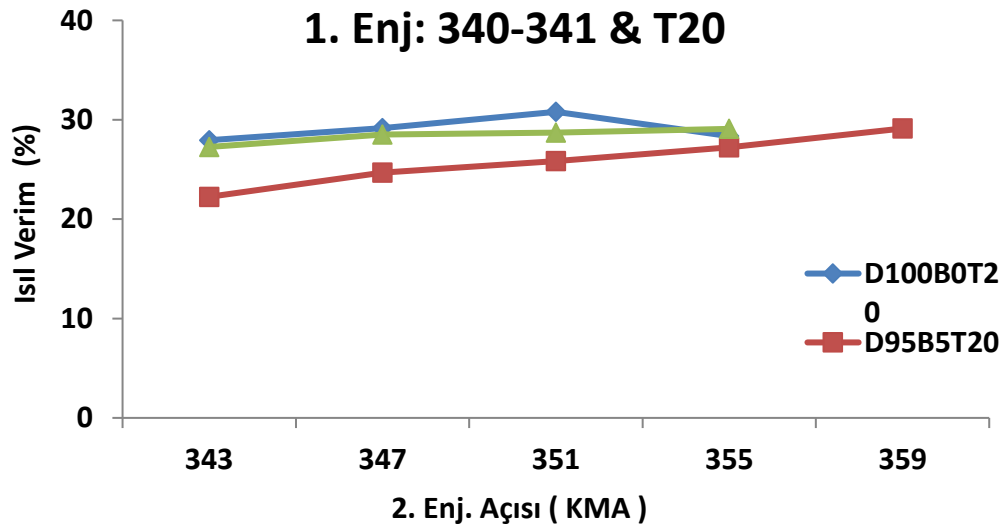
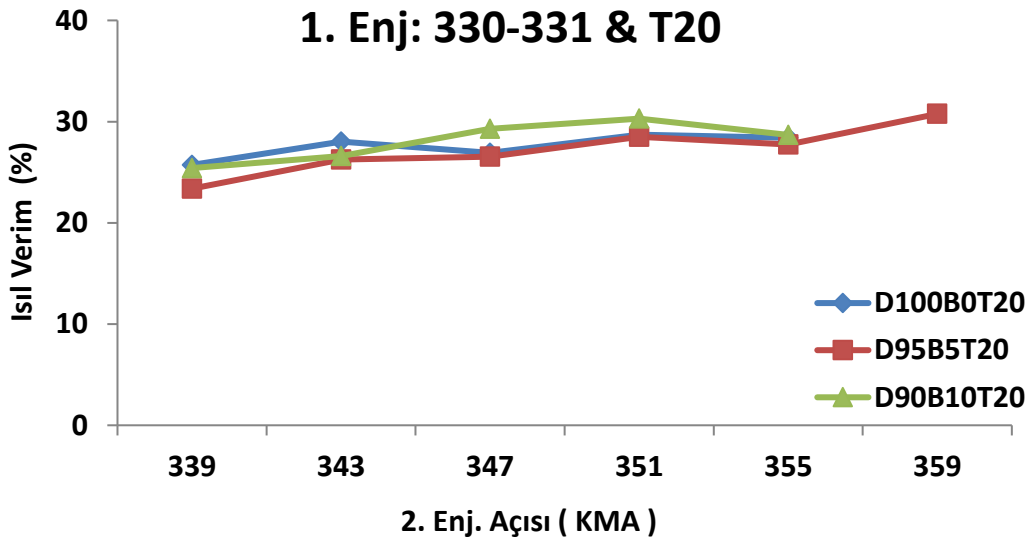
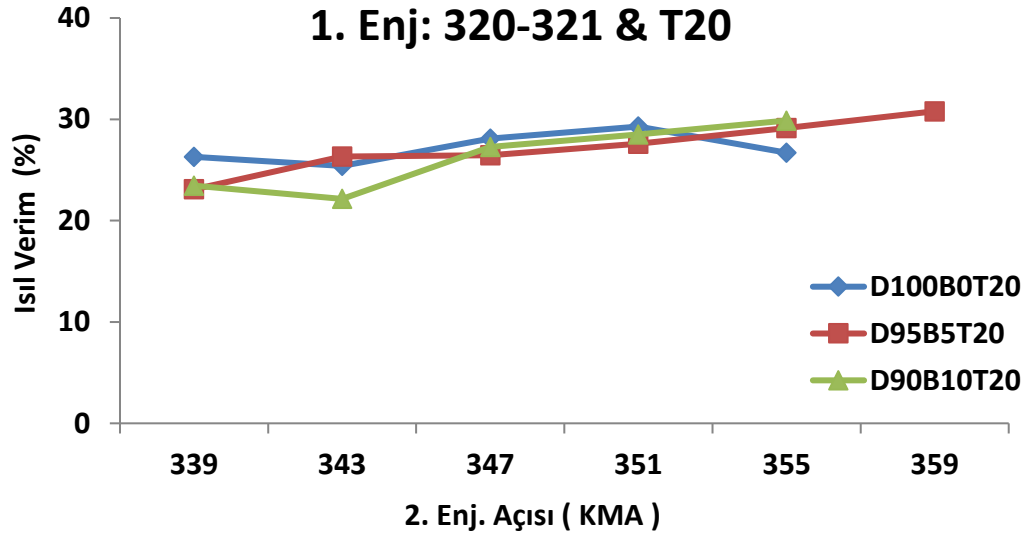
Birinci enjeksiyon zamanlamasının 340-341 KMA olduğu bütün yük durumlarında konvansiyonel dizel yanmasının verimi en yüksek çıkmıştır. Özellikle ikinci püskürtme avansının 351 KMA olduğu durumda verimdeki artış oldukça belirgindir. CI moduna kıyasla PCCI modunda verimin düşük çıkmasının nedeni yüksek yakıt tüketimidir [71]. Hem belirtilen çalışmada hem de harici diğer çalışmalarda da görüleceği üzere CI moduna kıyasla PCCI modunda verim düşmesinin yanında, PCCI moduna EGR ilavesi

de verimi düşürmektedir. EGR artış oranı kadar ısı veriminde azalma oranı görülmektedir [139]. Ancak 351 KMA'dan sonraki ikinci püskürtme avanslarında verimin düşmeye başladığı görülmüştür. T20 durumunda ise B5 ilavesi en düşük verimle sonuçlanmıştır. Burada dizelere %10 benzin katkısı (B10) 351 KMA ikinci püskürtme zamanı hariç neredeyse konvansiyonel dizel yanmasıyla aynı verimlere ulaşmıştır.

Benzin katkısının etkisi gözlemlendiğinde yakıt karışımli deney sistemleriyle paralel sonuçlar elde edilmiştir. ÜÖN'dan sıkıştırma zamanına doğru gidildikçe yapılan bütün deneylerde tork, birinci veya ikinci püskürtme zamanı farketmeksizin verim değerlerinin daha stabil gittiği görülmektedir. ÜÖN'ya yakın ikinci püskürtme zamanlarında daha keskin artışlar farkedilmektedir. Ön karışımli durumda silindir içerisine püskürtülen benzin-dizel yakıt karışımı çok yüksek hava fazlalık katsayısı ile karşılaşmaktadır. Ön karışım sürelerinin uzun olduğu durumlarda hava fazlalık katsayısı çok yüksek olduğundan, hava ile daha fazla karışıp homojenleşmekte ve yanma sınırının üstüne çıkabilmektedir. İkinci püskürtme olması durumunda sıcaklık artışı ile dizel ana yanmayı sağlamakta fakat lokal yerlerde yanmamış benzin olabilmektedir. Ayrıca benzinli motorlarda yanmanın iyi olabilmesi için karışım oranının optimum olması istenir. Bu çalışmaya paralel bir şekilde Yang ve ark. [140] pilot enjeksiyon zamanlamasının varyasyonları ile ısı verimi incelediklerinde 343 KMA ile 355 KMA arasında keskin bir artış belirtirlerken, enjeksiyon açısı 343 KMA'dan 331 KMA'ya ilerledikçe benzer bir eğilim gözleyememektedirler.

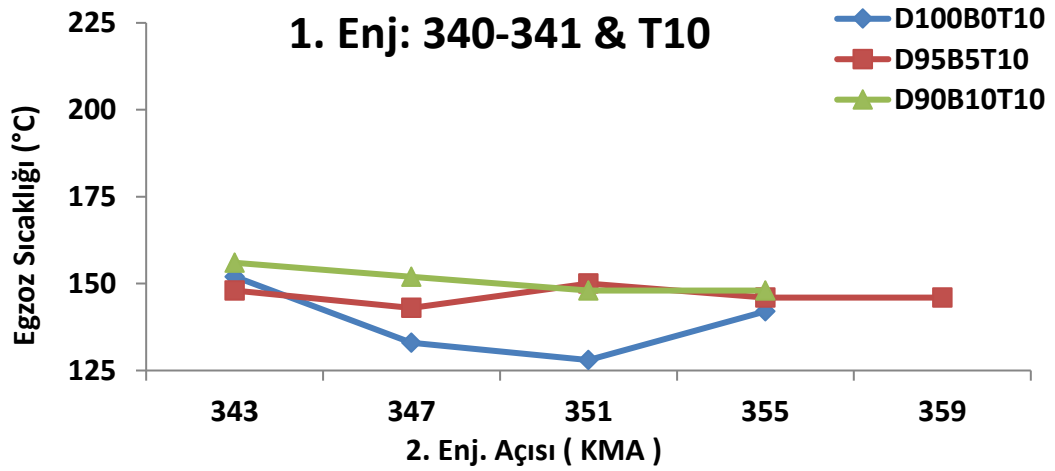
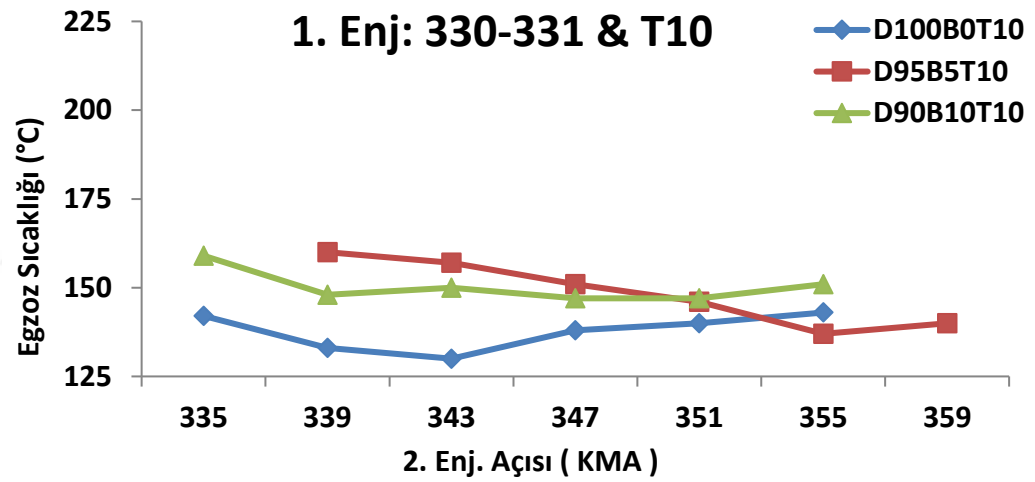
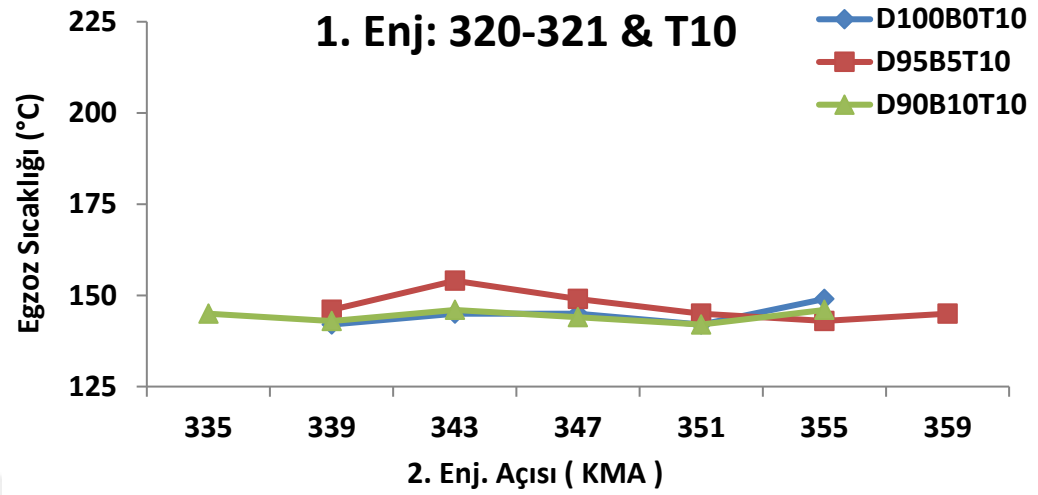
Benzin yakıtında yanma sınırları hava fazlalık katsayısının 0.7 ila 1.4 arasındaki değerlerindedir. Benzinli araçlarda kolay yanma istendiğinde 0.8-0.95 HFK olması durumunda yanma hızı en fazladır. Benzin yakıtı zenginleştikçe yanma sınırının altına (0.7'nin altı) düşebilir. HFK'nin 1.05 civarında olduğu durum en verimli yanma durumunu ifade eder.

D100B0 referans alındığında ikinci püskürtme zamanı geciktirildiğinde düşük yanma sıcaklığı ile genellikle yanma veriminin düştüğü gözlemlenmiştir [99]. Bununla birlikte, ısı verim düşerken, yanma fazının ve ısı verimin de daha geç oluşmasına sebep olmaktadır [141]. Ayrıca Shim ve ark. [142] yaptıkları deneysel çalışmada PCCI ve DF-PCCI'yı (Dizel-Doğalgaz) karşılaştırmışlardır. PCCI modda indike termal verim % 29,1 çıkarken DF-PCCI modunda indike termal verim % 45,3 olarak belirtilmiştir.



Şekil 3.12. 20 Nm yükte ısı verim-enjeksiyon açısı değişimi

3.2.1.2. Egzoz Gazı Sıcaklığı



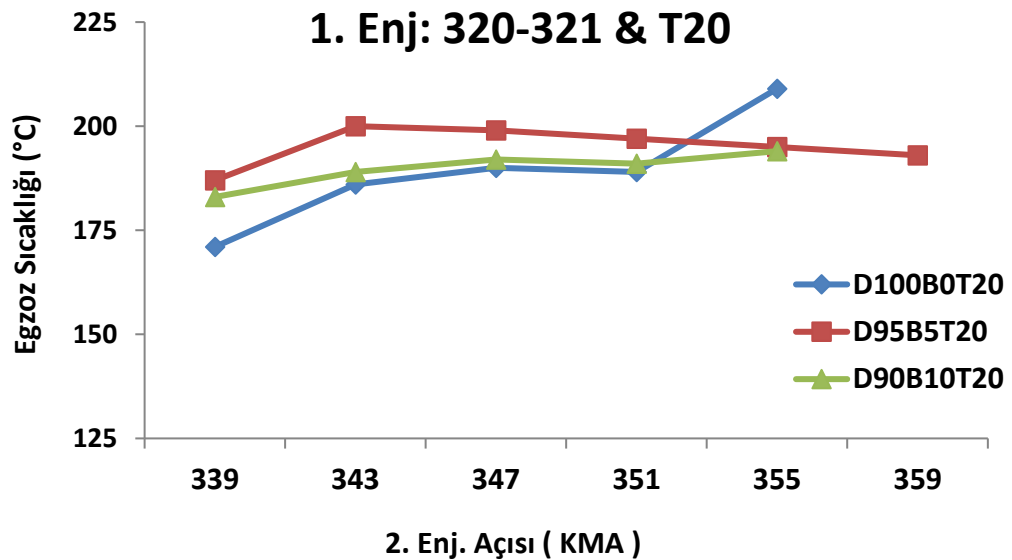
Şekil 3.13.10 Nm yükte egzoz sıcaklığı-enjeksiyon açısı değişimi

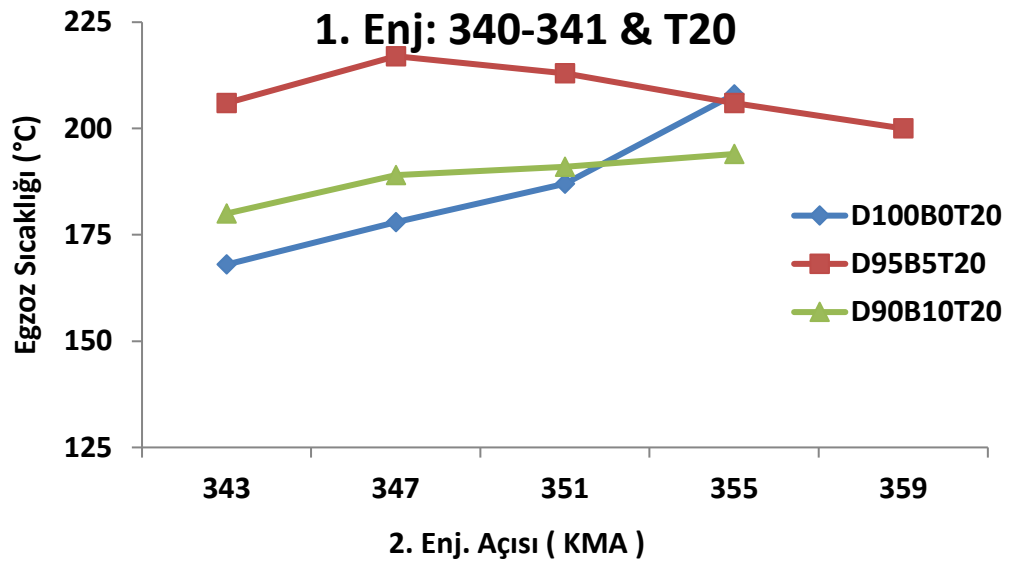
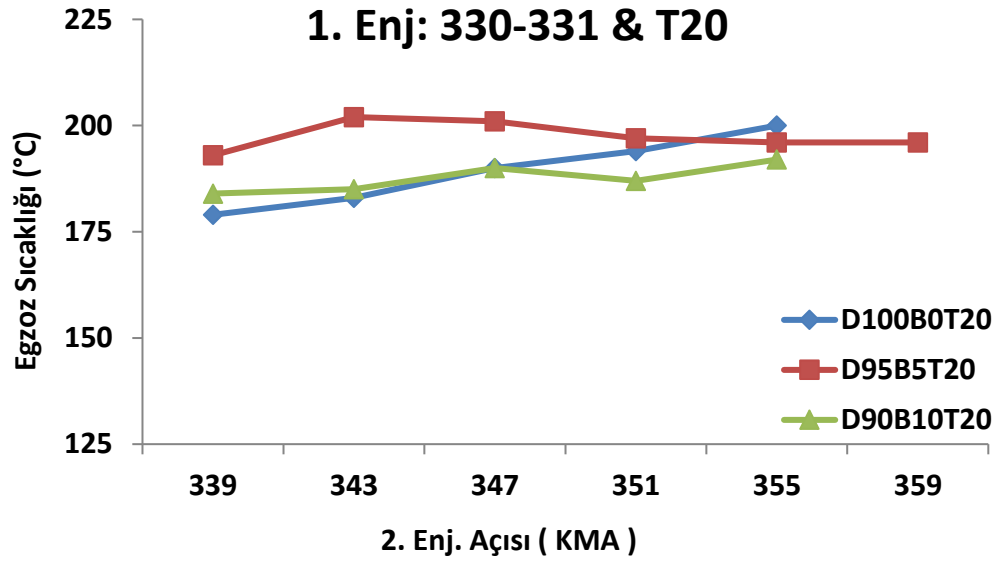
10 Nm’de, üç farklı 1. püskürtme açısı ile bütün yakıt karışımlarındaki egzoz sıcaklığının enjeksiyon açılara göre değişimi Şekil 3.13’de verilmiştir. 20 Nm’de, yine aynı üç farklı 1. püskürtme açısı ile bütün yakıt karışımlarındaki egzoz sıcaklığının enjeksiyon açılara göre değişimi Şekil 3.14’de verilmiştir. Motor performansının araştırılmasında kullanılan yöntemlerden biri de egzoz gazı sıcaklığının (EGT) ölçülmesidir. Egzoz gazı sıcaklığı ölçümünün pratik uygulaması, egzoz hattı boyunca sıcaklık tespiti için her motora özelseçilen noktalara termokupllar yerleştirilmesidir. Egzoz gazı sıcaklıkları yanma odalarında meydana gelen birçok olayı temsil ettiğinden motordan elde edilecek parametrelerden en anlamlılarından biridir [143]. Egzoz gazı sıcaklığı, egzoz işlemi boyunca değişir ve gaz, egzoz valflerinden egzoz sistemi boyunca akarken, sıcaklık düşme eğilimindedir. Zengin bir hava-yakıt karışımı düşünüldüğünde, kullanılan yakıta bağlı olarak egzoz gazı sıcaklıkları artma veya azalma eğilimi gösterir. Yanma fazından birkaç krank mili açısı ilerde olduğundan egzoz sıcaklığının ölçümü, yanma sıcaklığını ölçmenin daha iyi bir yolu olarak kabul edilir [144]. 10 Nm yükte ki en yüksek egzoz gazı sıcaklığı 1. Enj: 330-331 KMA olduğu, 2. enjeksiyon zamanlamasının ise 339-343 KMA olduğu D95B5 karışımında 160 °C olarak elde edilmiştir. 20 Nm yükte ki en yüksek egzoz gazı sıcaklığı 1. Enj: 340-341 KMA olduğu, 2. enjeksiyon zamanlamasının ise 347-351 KMA olduğu D95B5 karışımında 217 °C olarak elde edilmiştir. Yük değerinin 10 Nm olduğu deney şartlarında 1. püskürtme zamanlamasının değişiminin egzoz gazı sıcaklık değerlerinin ortalamasına çok bir etkisi olmamıştır. Yük değerinin 20 Nm olduğu deney şartlarında ise 320-321 ve 330-331 KMA değerlerinde ortalama egzoz sıcaklığı 191 °C iken 340-341 KMA ilk püskürtme zamanında 197 °C ortalama egzoz sıcaklığına çıkmıştır. Benzin ilavesinin egzoz gazı sıcaklığına etkisine bakıldığında, genellikle %5 benzin ilavesinin sıcaklık değerlerini arttırdığına, ancak %10 benzin ilavesinin %5 benzin ilavesinden daha az sıcaklık değerlerine ulaştığını göstermiştir. T20’dan T0’a doğru gidildikçe yani yük azaldıkça egzoz sıcaklığının düştüğü görülmektedir. Düşük yük koşulları altında, düşük egzoz sıcaklıkları nedeniyle after-treatment sistemleri beklenen etkiyi gösteremediğinden, bu tez çalışmasında olduğu gibi ön karışimli dizel yanması kullanılarak motordan çıkan egzoz emisyonları düşürülebilir [103].

Birinci püskürtme zamanı motorun orjinal püskürtme avansı (ÜÖNÖ 26 KMA) ve bu avanstan önceki açılarda püskürtülüp, ilerletildiğinde egzoz sıcaklığının her iki yük

koşulu için de artan bir eğilim gösterdiği görülmektedir. Bunun nedeni, daha önce ısı verim konusunda da bahsedildiği üzere ikinci püskürtme zamanı geciktirildiğinde yanma fazının da gecikmesi olarak söylenebilir [145]. Enjeksiyon basıncının artmasının egzoz sıcaklığına etkisine bakıldığında, Agarwal ve ark. yaptıkları deneysel çalışmada PCCI yanmada 500 ve 1000 bar'lık iki püskürtme basıncının egzoz gazı sıcaklığını artırıcı etkisini bildirmişlerdir [146].

Yakıt karışımı yanma modlu düşük yüklerde optimum yanmayı sağlayan konvansiyonel dizel yanmasıyla kıyaslandığında daha düşük egzoz sıcaklığına sebebiyet verdiği rapor edilmiştir [147]. Bu eğilim PCCI yanma modunun bir nedenidir. Buna ilaveten PCCI uygulamalarında dizel yakıtından daha düşük setan sayısına ve daha yüksek gizli buharlaşma ısısına sahip etanol gibi yakıtların ön karışımı olarak karışıma ilave miktarları arttıkça da egzoz gazı sıcaklığının düştüğü gösterilmiştir [148]. PCCI yanma modunda dizel-biyodizel yakıt karışımları kullanıldığında ise etanol ile tam tersi bir etki gözlemlenmektedir. Konvansiyonel dizel yakıtına % 20 ve % 40 biyodizel yakıtı eklendiğinde egzoz gazı sıcaklığının yükseldiği belirtilmiştir. Bunun ana nedenleri olarakta, yakıttaki oksijeninin varlığı ve B20 ve B40'ın konvansiyonel dizele kıyasla daha uzun yanma süresi söylenebilir[149].





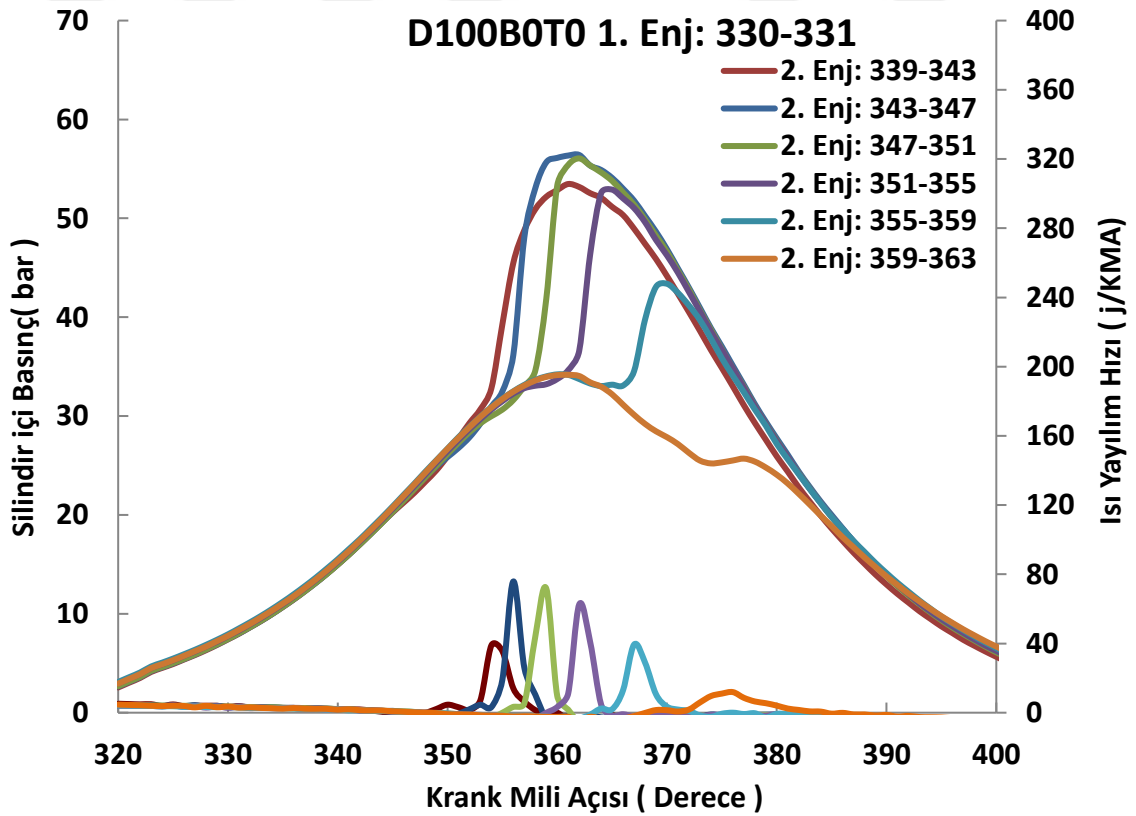
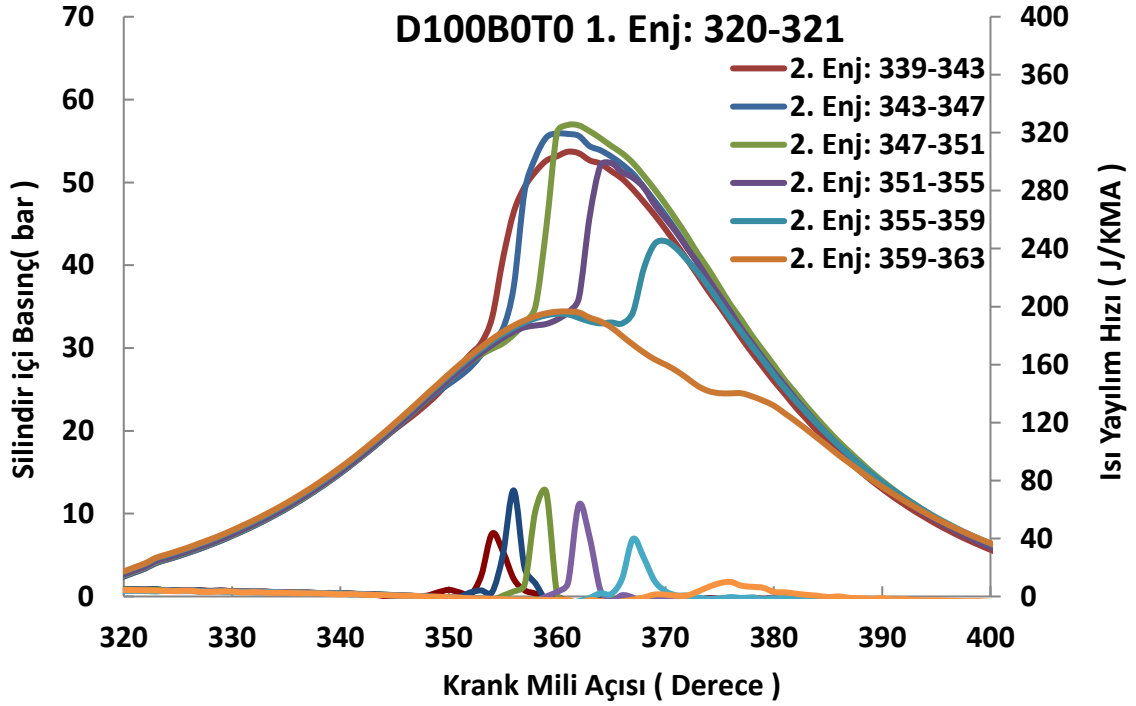
Şekil 3.14.20 Nm yükte egzoz sıcaklığı-enjeksiyon açısı değişimi

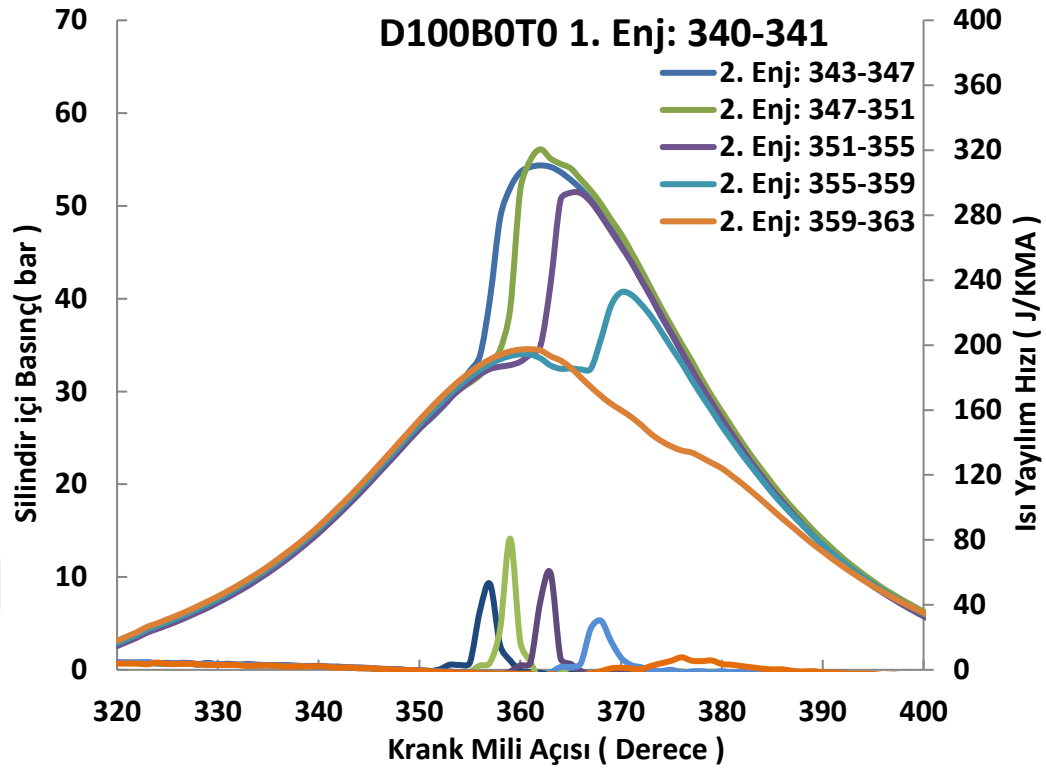
3.2.2. Yanma Karakteristiği

3.2.2.1. Silindir İçi Basınç ve Isı Yayılım Hızı

İkinci püskürtme açısı maksimum basıncın ÜÖN'yi geçtikten sonraki normal yanma eğrisine ulaştığı açıda kesilmiştir. Deney sonuçlarına da bakıldığında bütün grafiklerde

ki ikinci püskürtme avanslarının son püskürtme açılarında verimin ani bir şekilde düştüğü aşıkardır.

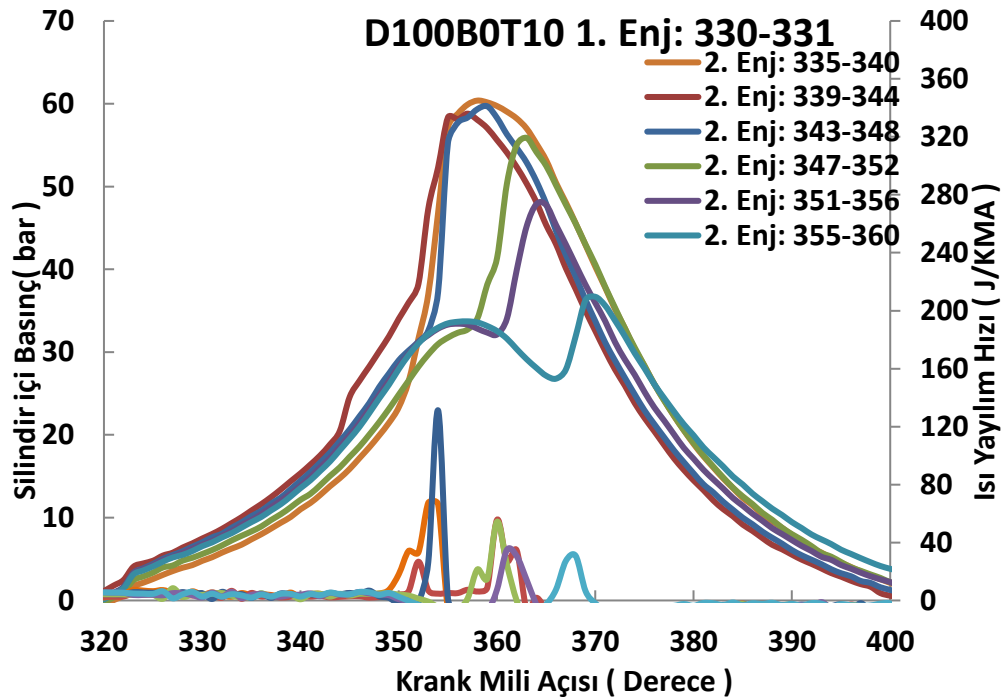
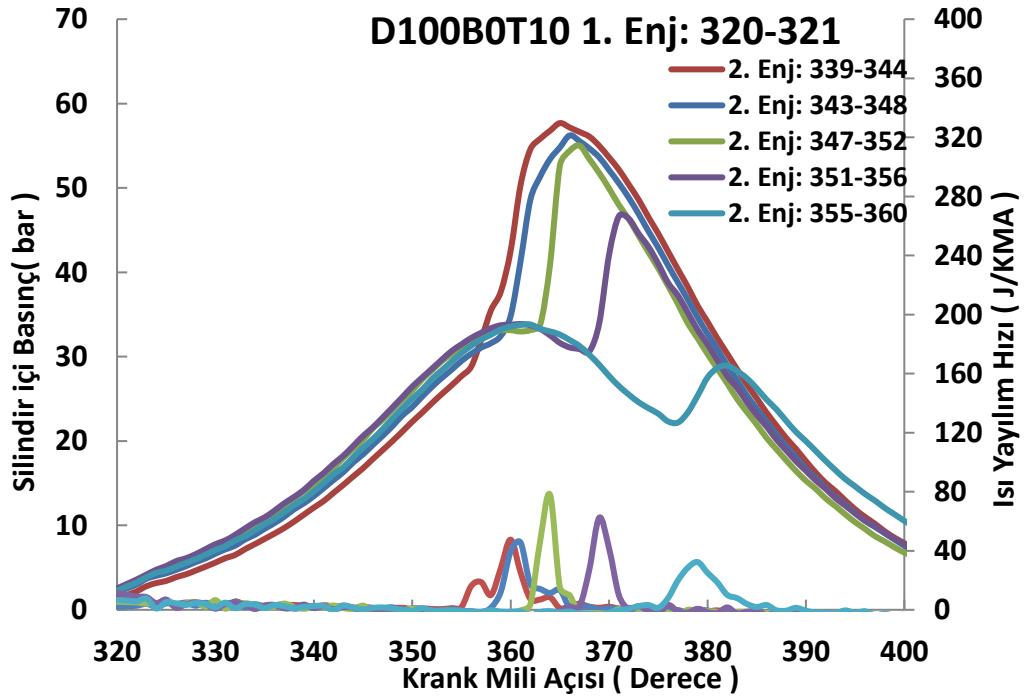


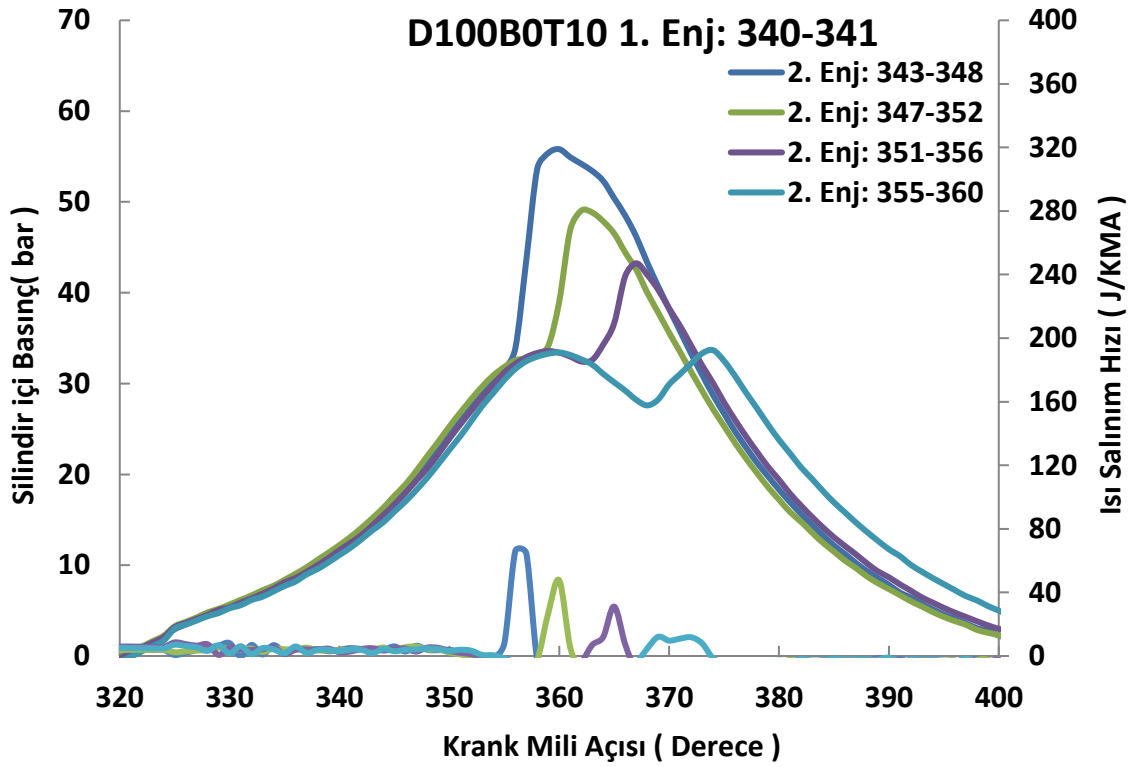


Şekil 3.15. PCCI modda D100B0T0 durumunda farklı birinci püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri

Şekil 3.15 konvansiyonel dizel yanmanın T0 durumunda farklı birinci püskürtme zamanlarına göre basınç değişimlerini göstermektedir. Birinci püskürtme açısının 320-321 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 347-350 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 361 KMA ve maksimum basınç değerinin 56,93 bar olduğu görülmektedir. Birinci püskürtme açısının 330-331 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 343-346 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 362 KMA ve maksimum basınç değerinin 56,40 bar olduğu görülmektedir. Birinci püskürtme açısının 340-341 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 347-350 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 362 KMA ve maksimum basınç değerinin 56,10 bar olduğu görülmektedir. Maksimum basınç değerleri, ikinci püskürtme açısı ÜÖN'ya doğru ilerledikçe maksimum basıncın oluştuğu açıdan sonra azalan bir eğilim trendine girdiği görülmektedir. Her üç durumda da en yüksek ısı verimleri ikinci püskürtme zamanının 351-354 KMA olduğu durumlarda elde edilmiştir. Benzin ilavesiz ve yüksüz durumda (D100B0T0) en yüksek basınç birinci püskürtme avansının 320-321

KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Ancak maksimum basınçlara bakıldığında, verimin en yüksek olduğu ikinci püskürtme zamanından önceki açılarda maksimum basıncın daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Bu açılarda verimin en yüksek olmamasının sebebi, basıncın negatif iş bölgesinde fazla oluşmasıdır.



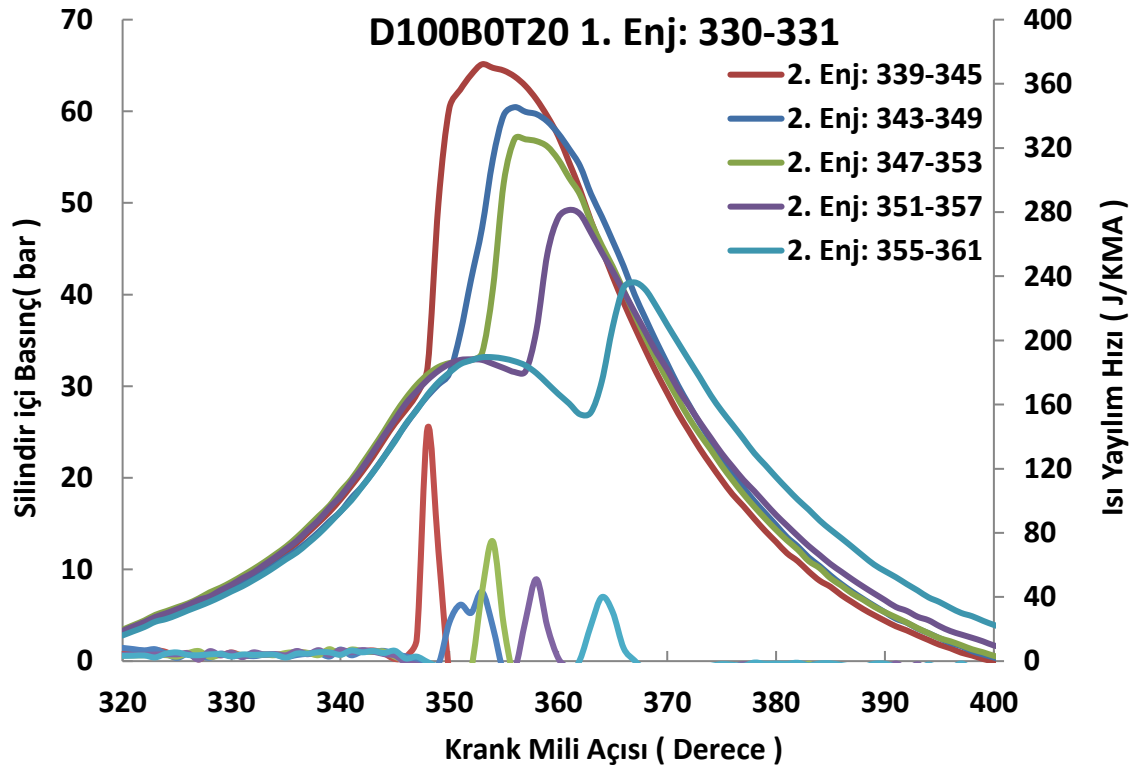
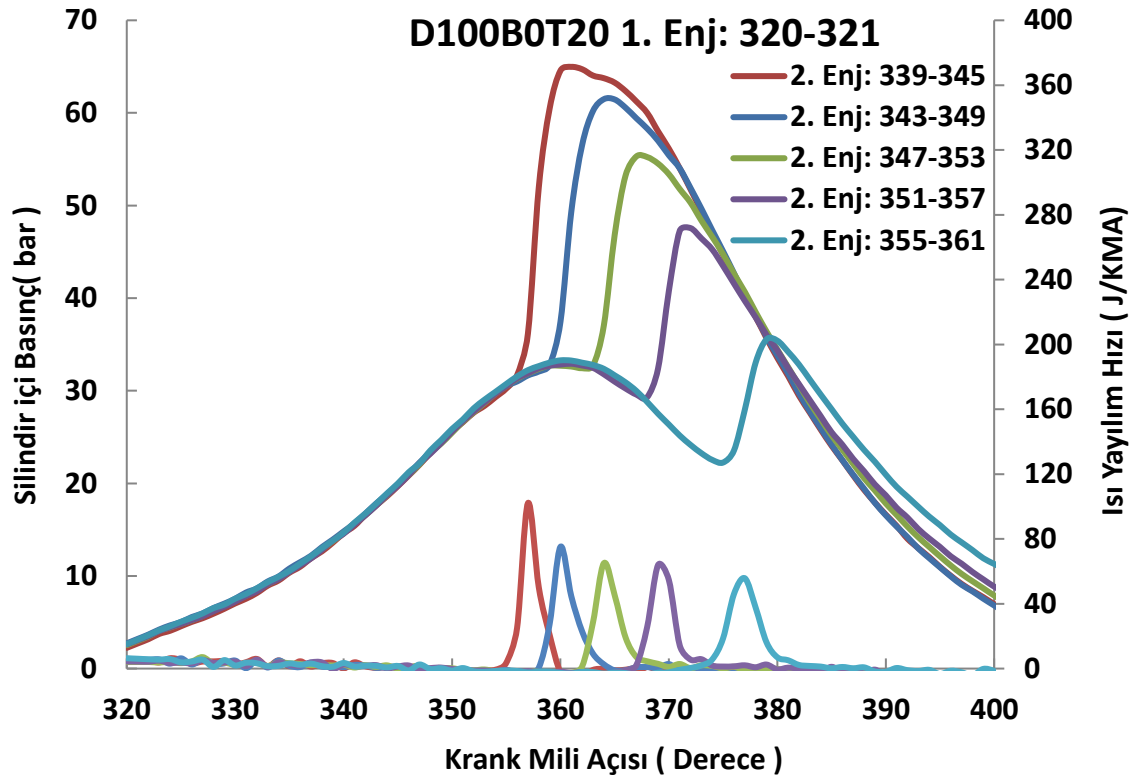


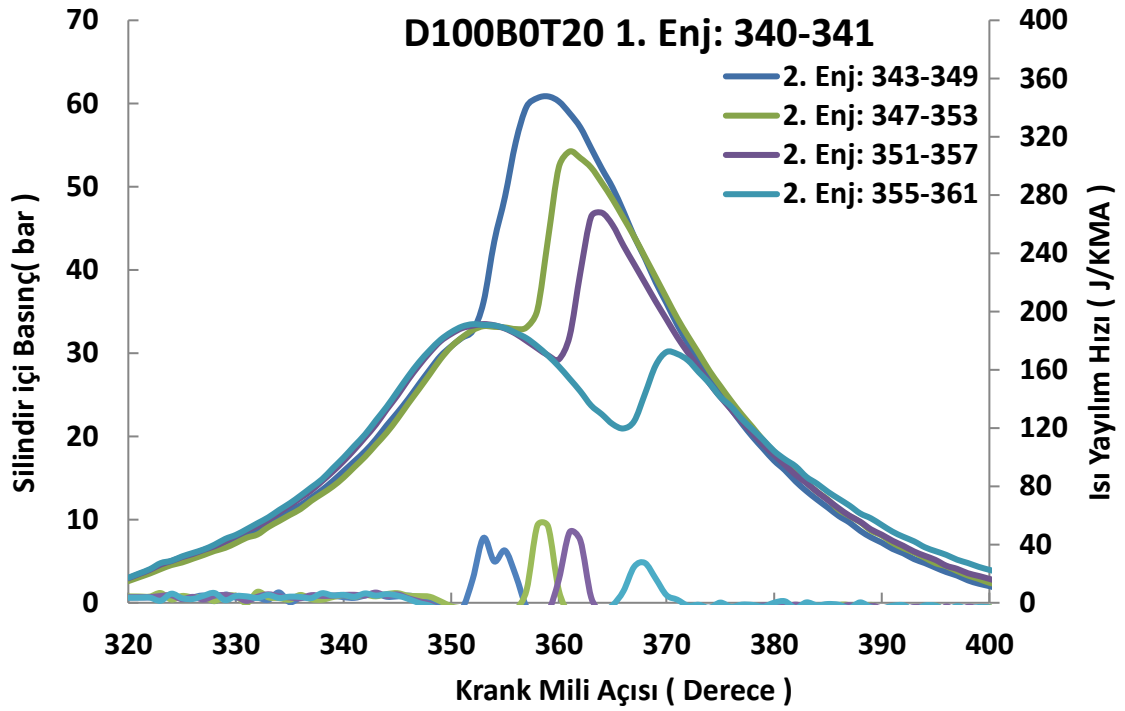
Şekil 3.16. PCCI modda D100B0T10 durumunda farklı birinci püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri

Şekil 3.16 konvansiyonel dizel yanmanın T10 durumunda farklı birinci püskürtme zamanlarına göre basınç değişimlerini göstermektedir. Birinci püskürtme açısının 320-321 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 339-343 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 365 KMA ve maksimum basınç değerinin 57,68 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin 351-355 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Birinci püskürtme açısının 330-331 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 335-339 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 355 KMA ve maksimum basınç değerinin 60,37 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin hem 351-355 KMA hem 355-359 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Birinci püskürtme açısının 340-341 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 343-347 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 355 KMA ve maksimum basınç değerinin 55,80 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin 351-355 KMA olduğu

durumda elde edilmiştir. D100B0T10 en yüksek basınç birinci püskürtme avansının 340-341 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Ancak maksimum basınçlara bakıldığında, genellikle verimin en yüksek olduğu ikinci püskürtme zamanından önceki açılarda maksimum basıncın daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Bu açılarda verimin en yüksek olmamasının sebebi, basıncın negatif iş bölgesinde fazla oluşmasıdır.

Daha önce de belirttiğimiz gibi motorda en yüksek verimin elde edilmesi için maksimum basıncın ÜÖN'dan sonra 12-15 KMA'da oluştuğunda elde edilir. Bu bakımdan 351-355 ikinci püskürtme zamanıylada olduğu görülmektedir. Erken püskürtmenin basıncı çok yüksek değerlere çıkarttığı gözükmemektedir. Bu grafiklerdeki maksimum basınç 320-321 KMA'daki maksimum basınçtan daha yüksektir. Bununla beraber maksimum basınçtaki artış üst ölü noktaya gelmeden 5 derece önce elde edilmiş, diğerinde ise üst ölü noktadan 5 derece sonra elde edilmiştir. Birinci püskürtme avansının 330'da olması (10 derece ileri) maksimum basınç oluşumunu öne almıştır. Bu durum basıncı arttırmakta fakat negatif bölgedeki alanı arttırmaktadır. Negatif alan ile faydalı alan arasındaki farkın en yüksek olduğu püskürtme avansları 351 ve 355'te en yüksektir. Motorun orjinal püskürtme avansı 334'tür. İlk püskürtmenin 340'ta yapılması ve ikinci püskürtmenin 343'te yapılması maksimum basıncı artmasını azaltmıştır. 347 ve 351'in verim değerleri ikinci püskürtme durumunda birbirine yakındır. Torkun yüksek olabilmesi için içerdeki kuvvetin ve kuvvet kolunun büyük olması gerekir. ÜÖN'ya yakın durumdaki maksimum basınç yüksek kuvvet oluşturabilmekte fakat kuvvet kolu küçük kalmaktadır. Bu da motor performansına olumsuz yönde etki etmektedir. T10'da elde edilen en yüksek verim ilk püskürtmenin 340-341, ikinci püskürtmenin 351-355 KMA olduğu durumda 26,03 olarak elde edilmiştir.

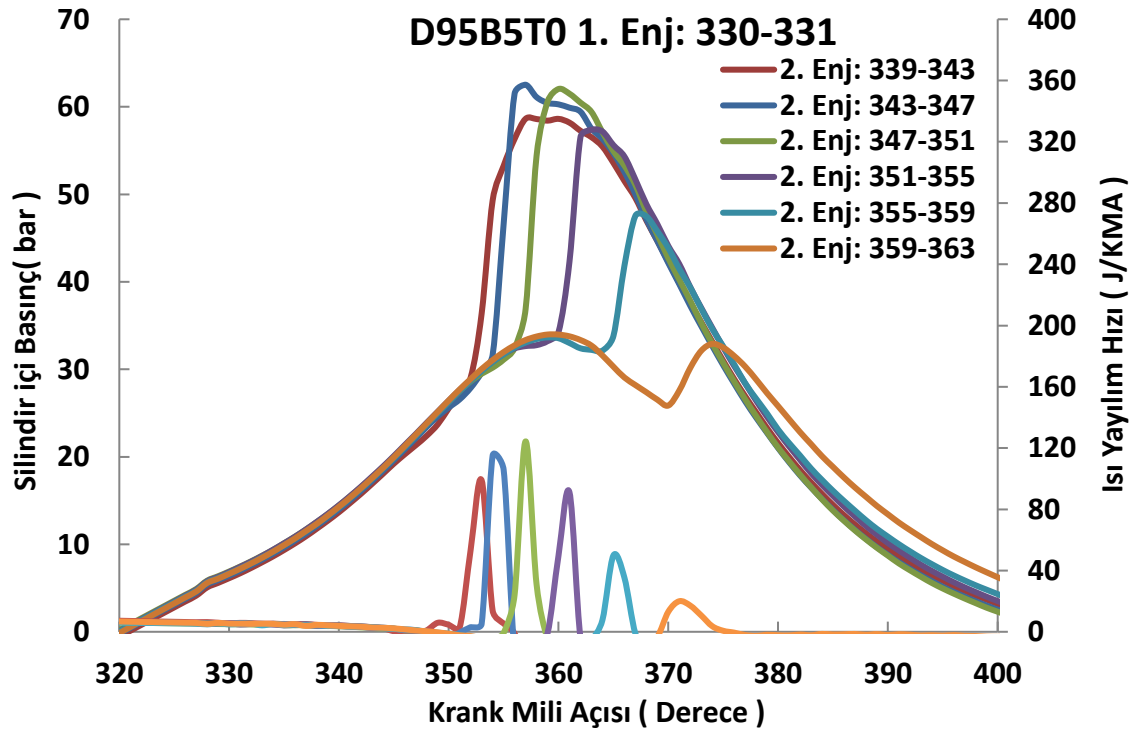
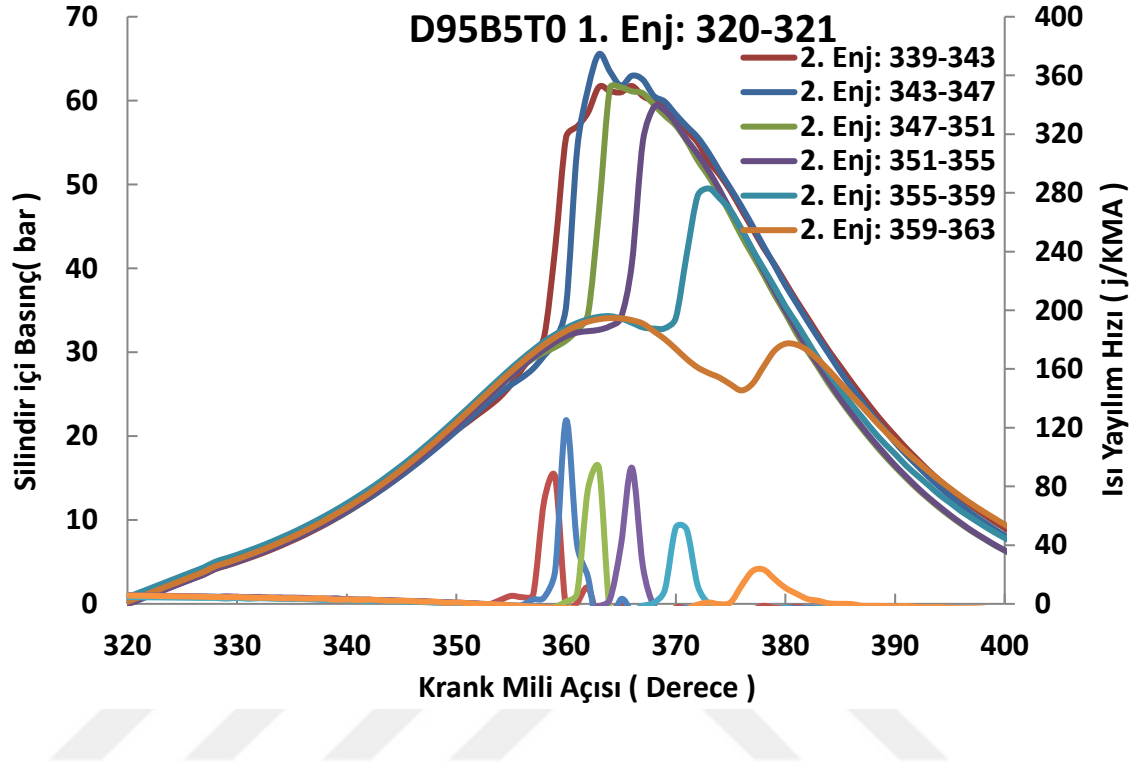


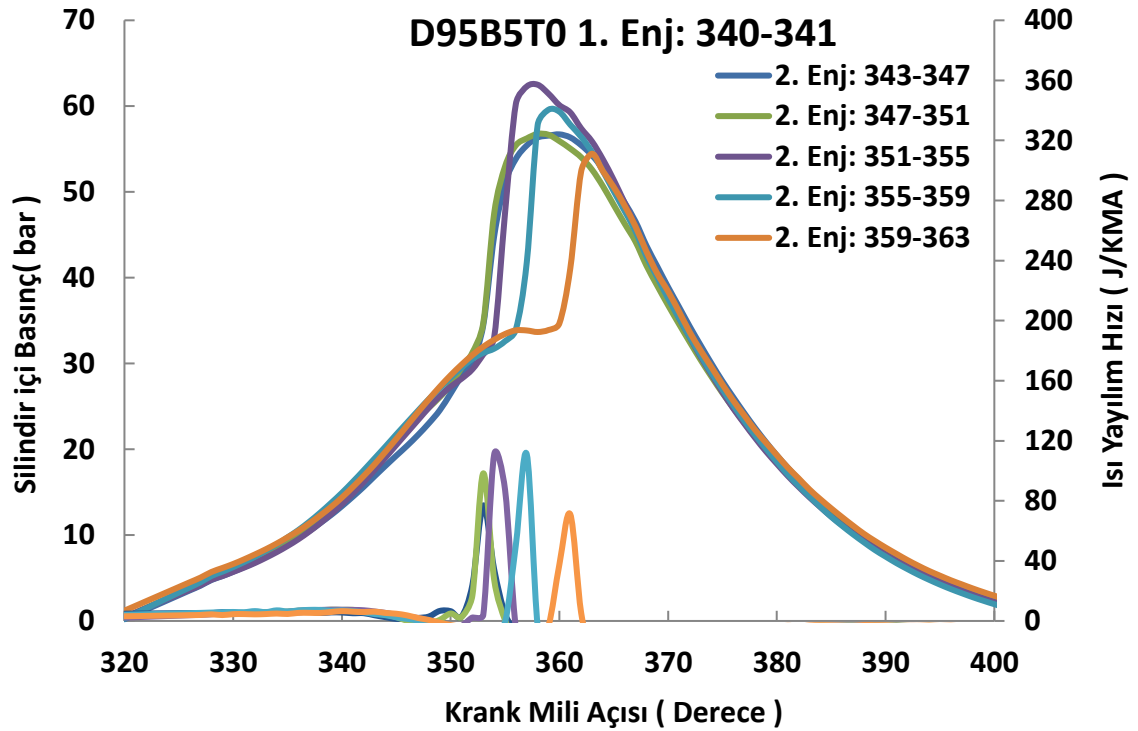


Şekil 3.17. PCCI modda D100B0T20 durumunda farklı 1. Püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri

Şekil 3.17 konvansiyonel dizel yanmanın T20 durumunda farklı birinci püskürtme zamanlarına göre basınç değişimlerini göstermektedir. Birinci püskürtme açısının 320-321 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 339-344 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 361 KMA ve maksimum basınç değerinin 64,97 bar olduğu görülmektedir. Birinci püskürtme açısının 330-331 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 339-344 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 353 KMA ve maksimum basınç değerinin 65,12 bar olduğu görülmektedir. Birinci püskürtme açısının 340-341 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 343-348 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 359 KMA ve maksimum basınç değerinin 60,85 bar olduğu görülmektedir. Her üç durumda da en yüksek ısıl verimler ikinci püskürtme zamanının 351-356 KMA olduğu durumlarda elde edilmiştir. D100B0T20 en yüksek basınç birinci püskürtme avansının 330-331 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Ancak maksimum basınçlara bakıldığında, genellikle verimin en yüksek olduğu ikinci püskürtme zamanından önceki açılarda maksimum basıncın daha yüksek

olduğu anlaşılmaktadır. Bu açılarda verimin en yüksek olmamasının sebebi, basıncın negatif iş bölgesinde fazla oluşmasıdır.

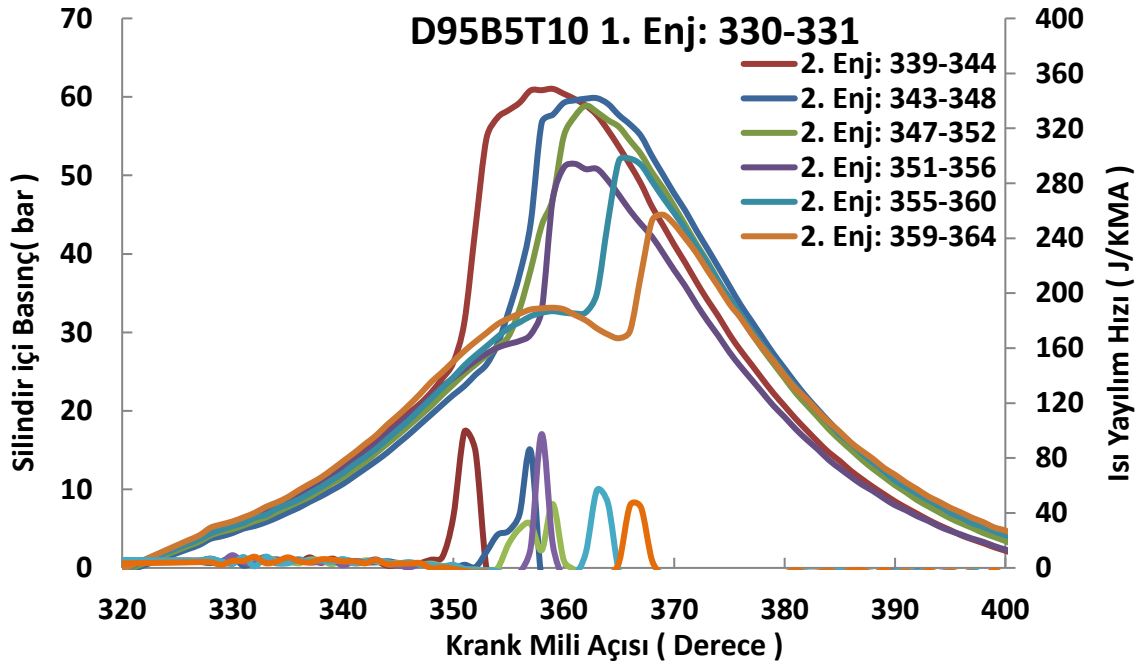
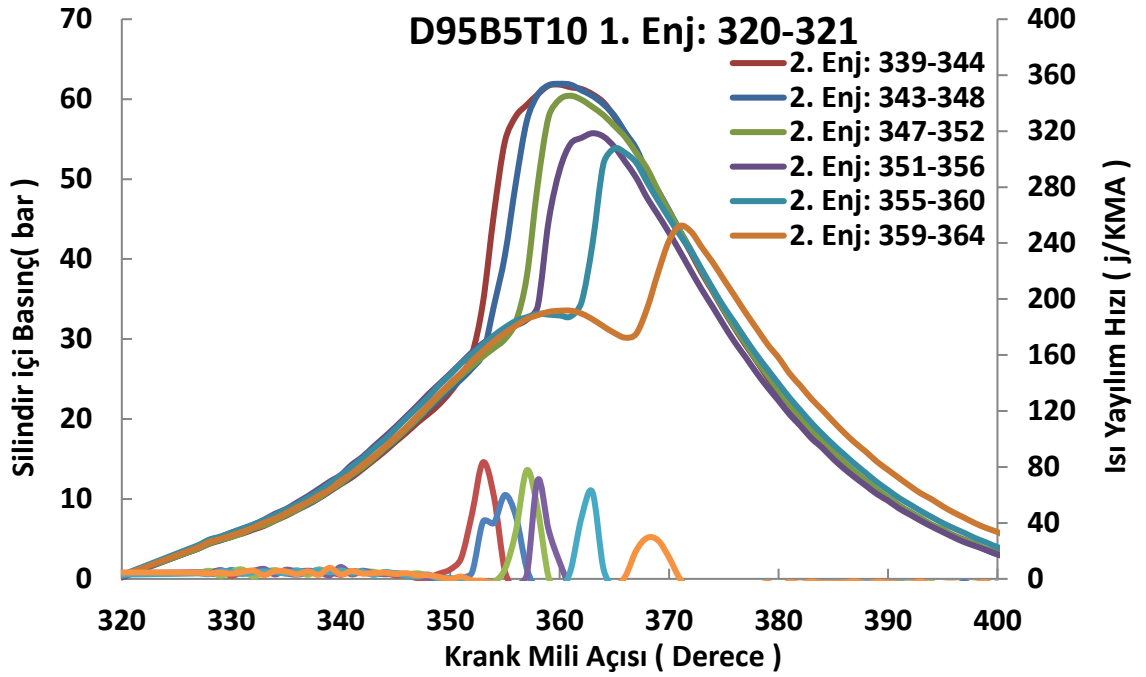


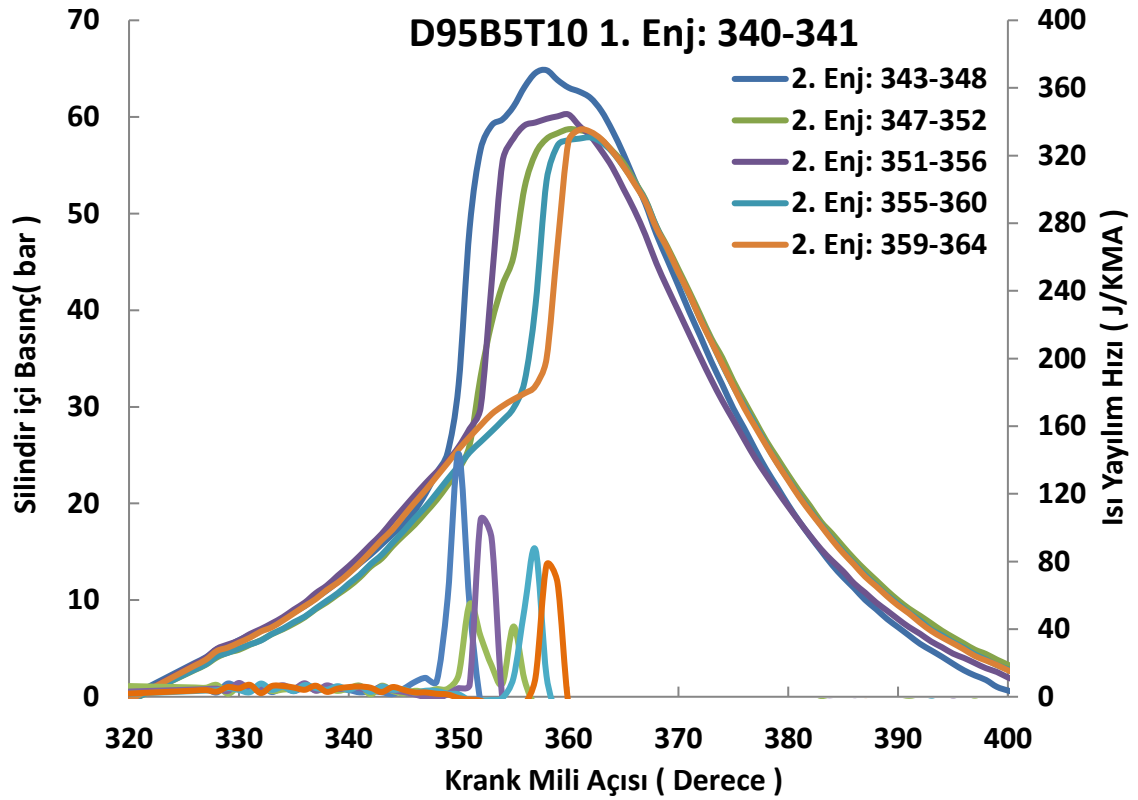


Şekil 3.18. PCCI modda D95B5T0 durumunda farklı 1. Püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri

Şekil 3.18 D95B5 yakıt karışımının T10 durumunda farklı birinci püskürtme zamanlarına göre basınç değişimlerini göstermektedir. Birinci püskürtme açısının 320-321 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 343-346 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 363 KMA ve maksimum basınç değerinin 65,54 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin 355-358 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Birinci püskürtme açısının 330-331 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 343-346 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 357 KMA ve maksimum basınç değerinin 62,52 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin hem 359-362 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Birinci püskürtme açısının 340-341 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 351-354 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 358 KMA ve maksimum basınç değerinin 62,49 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin 343-346 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. D100B0T10 en yüksek basınç birinci püskürtme avansının 320-321 KMA olduğu durumda elde

edilmiştir. Ancak maksimum basınçlara bakıldığında, genellikle verimin en yüksek olduğu ikinci püskürtme zamanından önceki açılarda maksimum basıncın daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Bu açılarda verimin en yüksek olmamasının sebebi, basıncın negatif iş bölgesinde fazla oluşmasıdır.

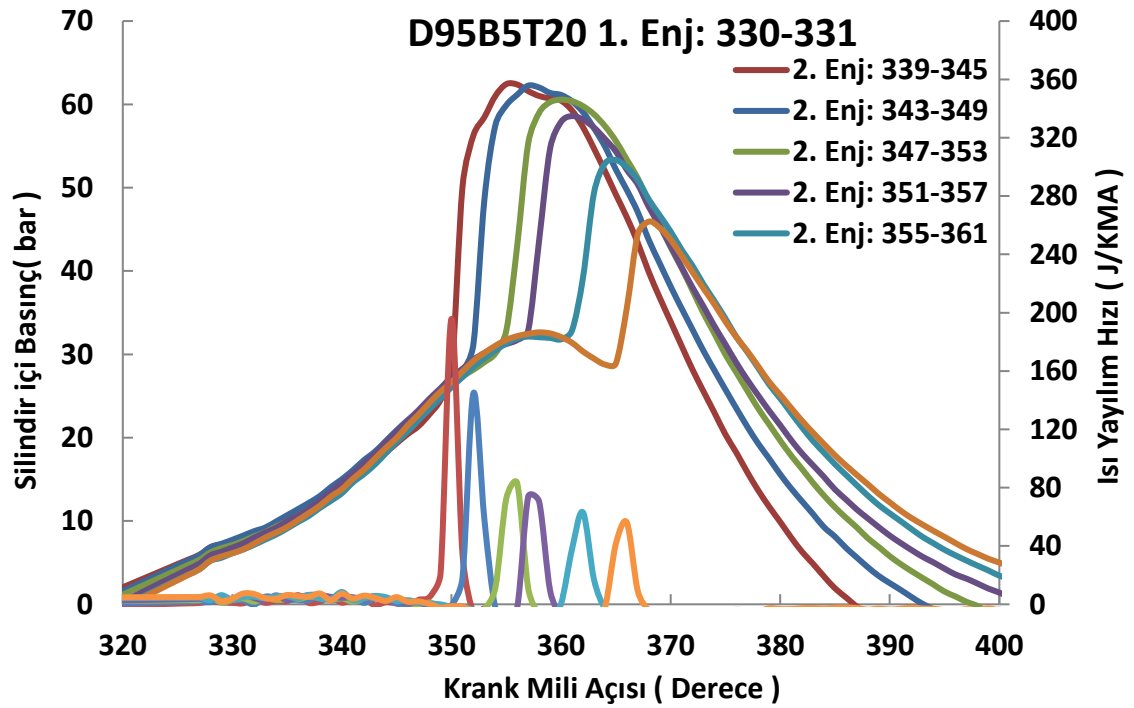
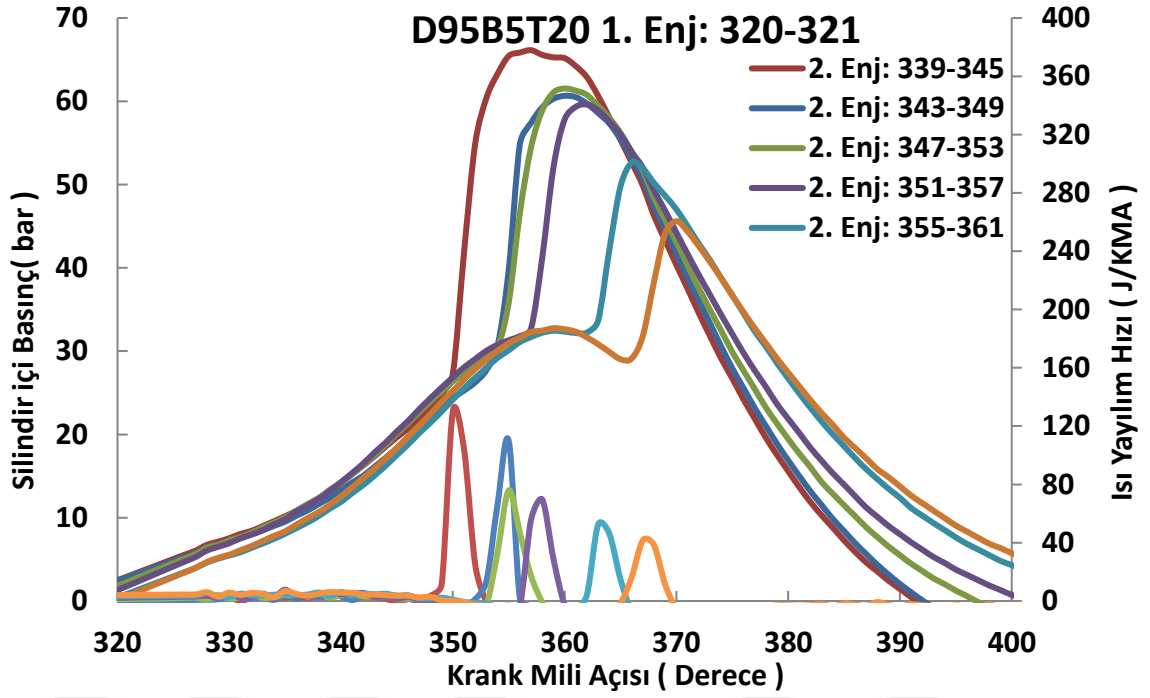


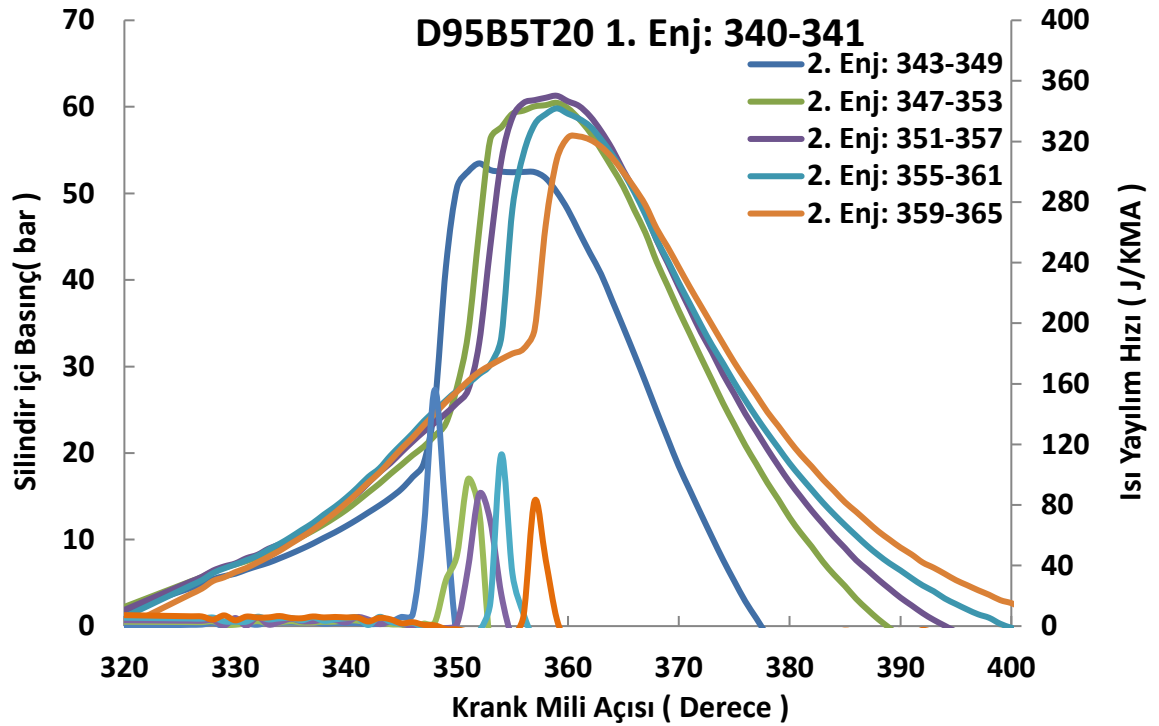


Şekil 3.19. PCCI modda D95B5T10 durumunda farklı 1. Püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri

Şekil 3.19 D95B5 yakıt karışımının T10 durumunda farklı birinci püskürtme zamanlarına göre basınç değişimlerini göstermektedir. Birinci püskürtme açısının 320-321 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 343-347 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 360 KMA ve maksimum basınç değerinin 61,91 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin 355-359 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Birinci püskürtme açısının 330-331 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 339-343 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 359 KMA ve maksimum basınç değerinin 61,02 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin hem 355-359 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Birinci püskürtme açısının 340-341 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 343-347 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 358 KMA ve maksimum basınç değerinin 64,83 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek

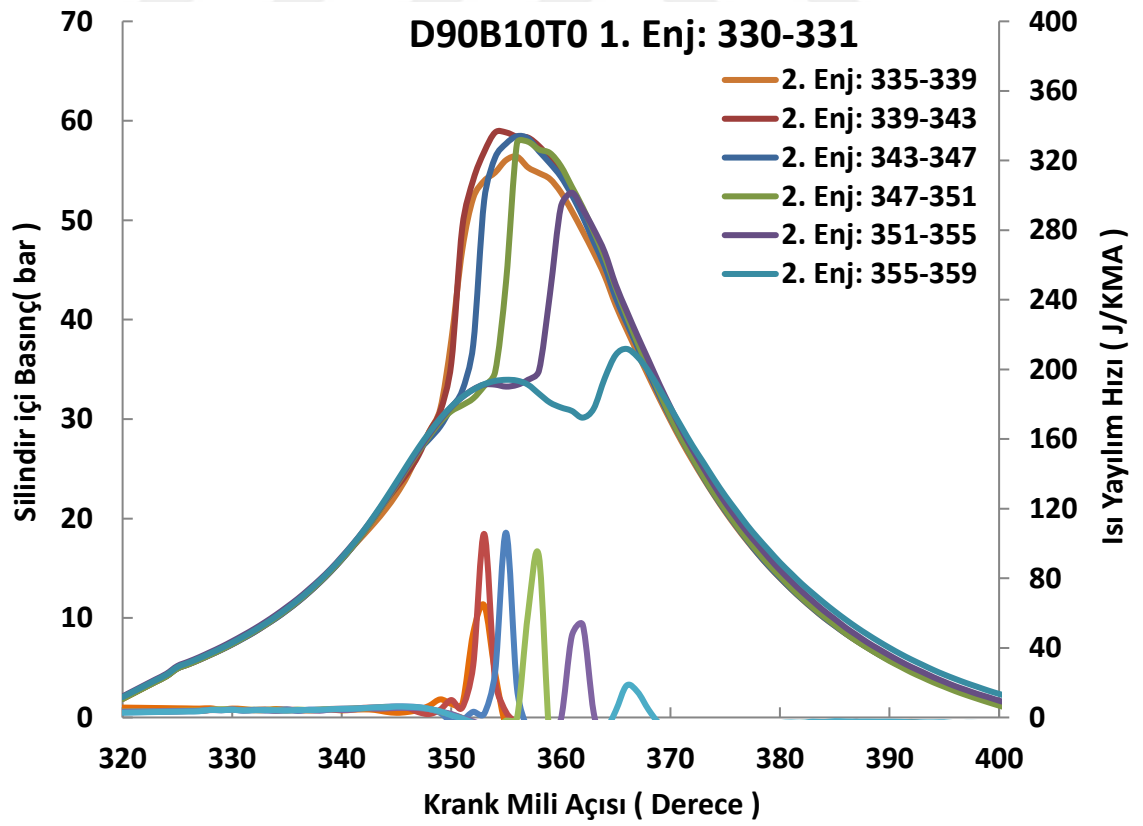
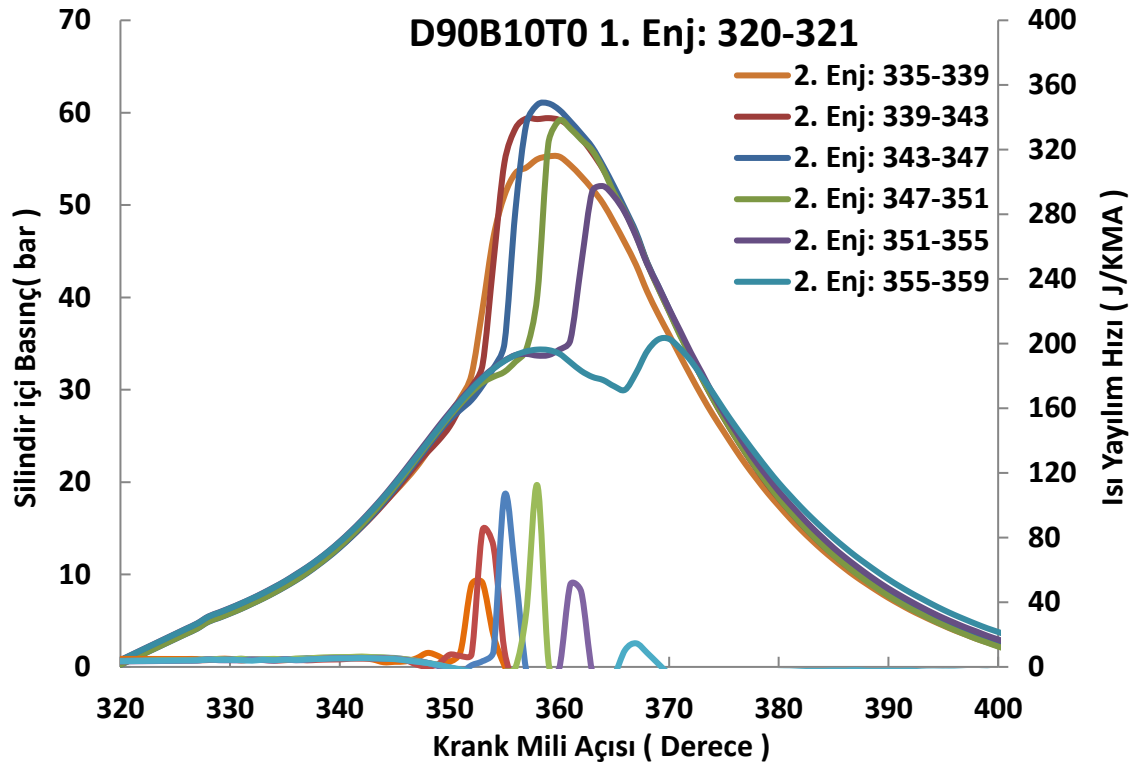
verim ikinci püskürtmenin 347-351 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. D100B0T10 en yüksek basınç birinci püskürtme avansının 340-341 KMA olduğu durumda elde edilmiştir.

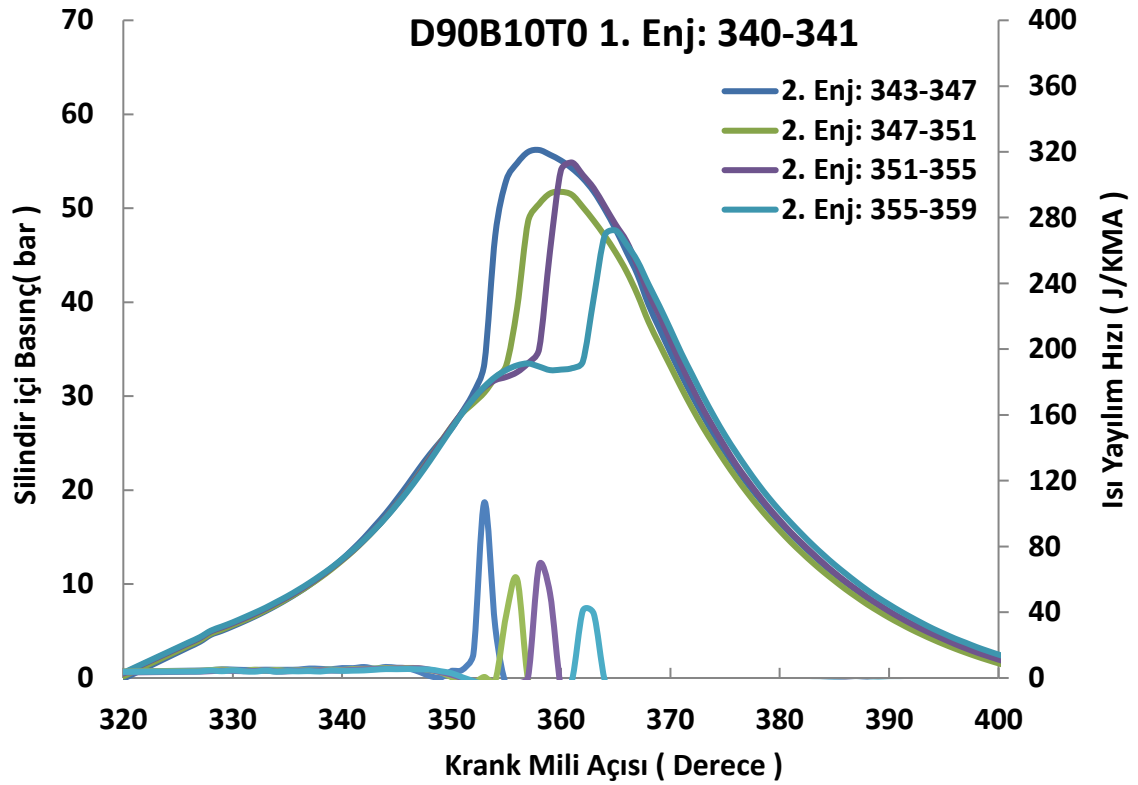




Şekil 3.20. PCCI modda D95B5T20 durumunda farklı 1. Püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri

Şekil 3.20 D95B5 yakıt karışımının T20 durumunda farklı birinci püskürtme zamanlarına göre basınç değişimlerini göstermektedir. Birinci püskürtme açısının 320-321 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 339-344 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 357 KMA ve maksimum basınç değerinin 66,12 bar olduğu görülmektedir. Birinci püskürtme açısının 330-331 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 339-344 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 355 KMA ve maksimum basınç değerinin 62,43 bar olduğu görülmektedir. Birinci püskürtme açısının 340-341 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 351-356 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 359 KMA ve maksimum basınç değerinin 61,28 bar olduğu görülmektedir. Her üç durumda da en yüksek ısıl verimler ikinci püskürtme zamanının 351-356 KMA olduğu durumlarda elde edilmiştir. D100B0T10 en yüksek basınç birinci püskürtme avansının 320-321 KMA olduğu durumda elde edilmiştir.

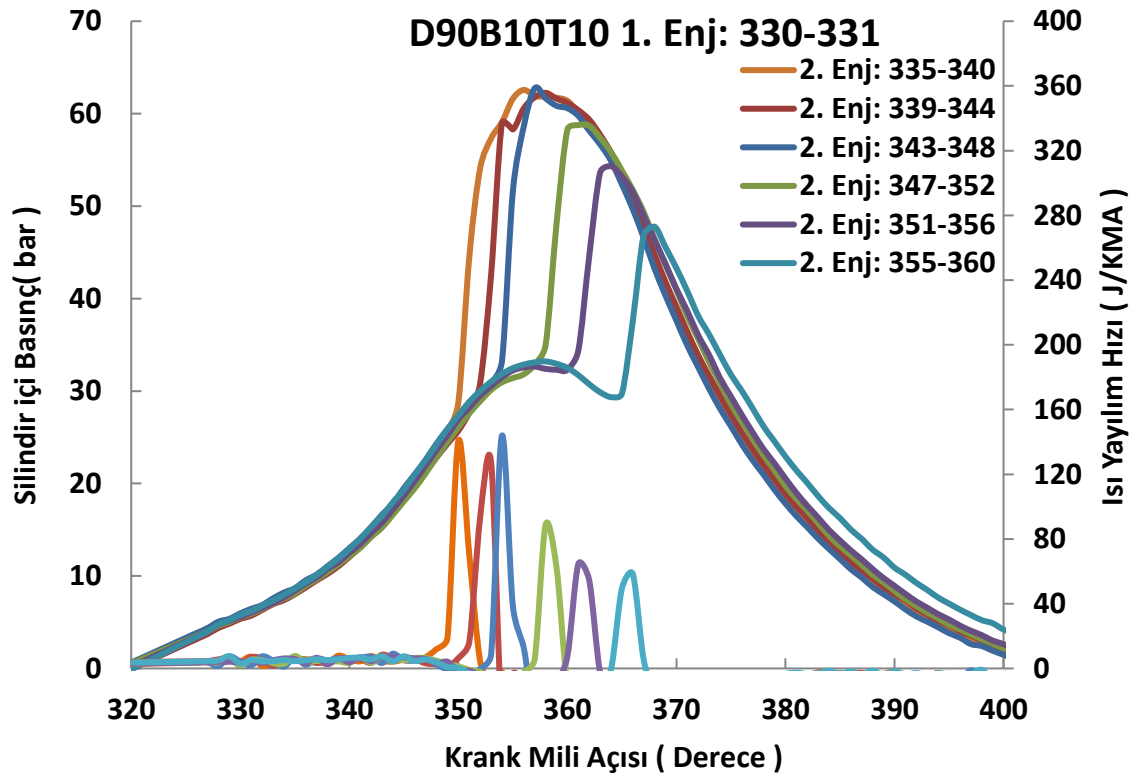
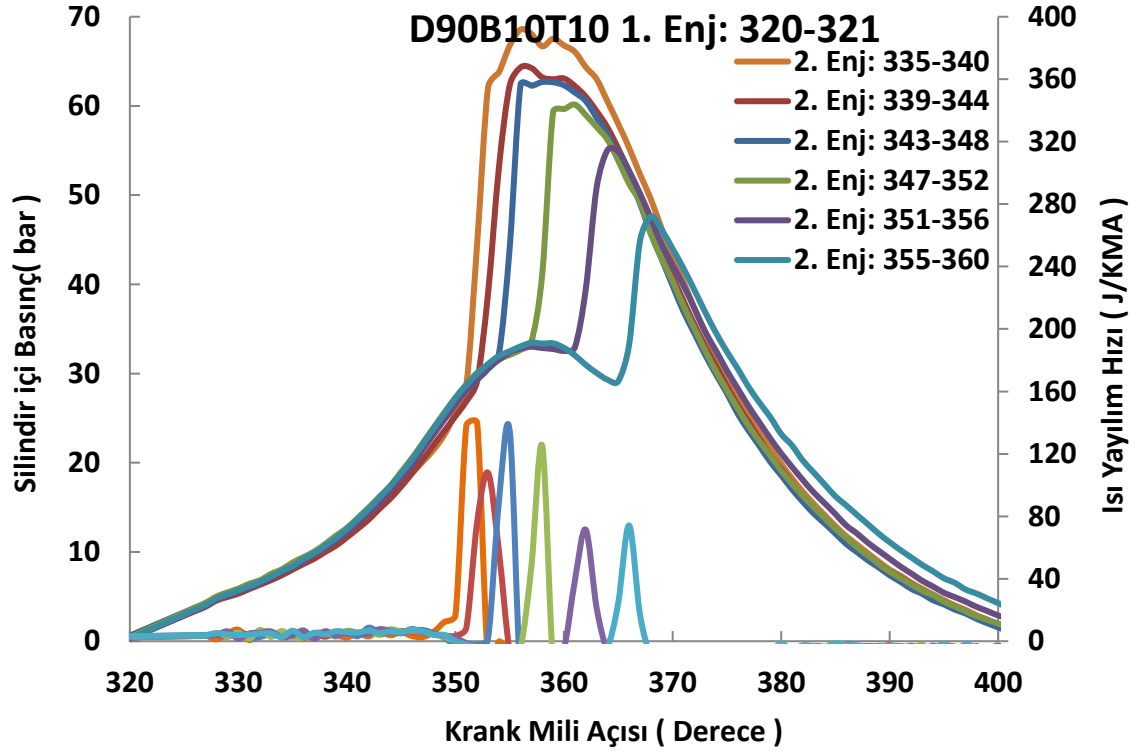


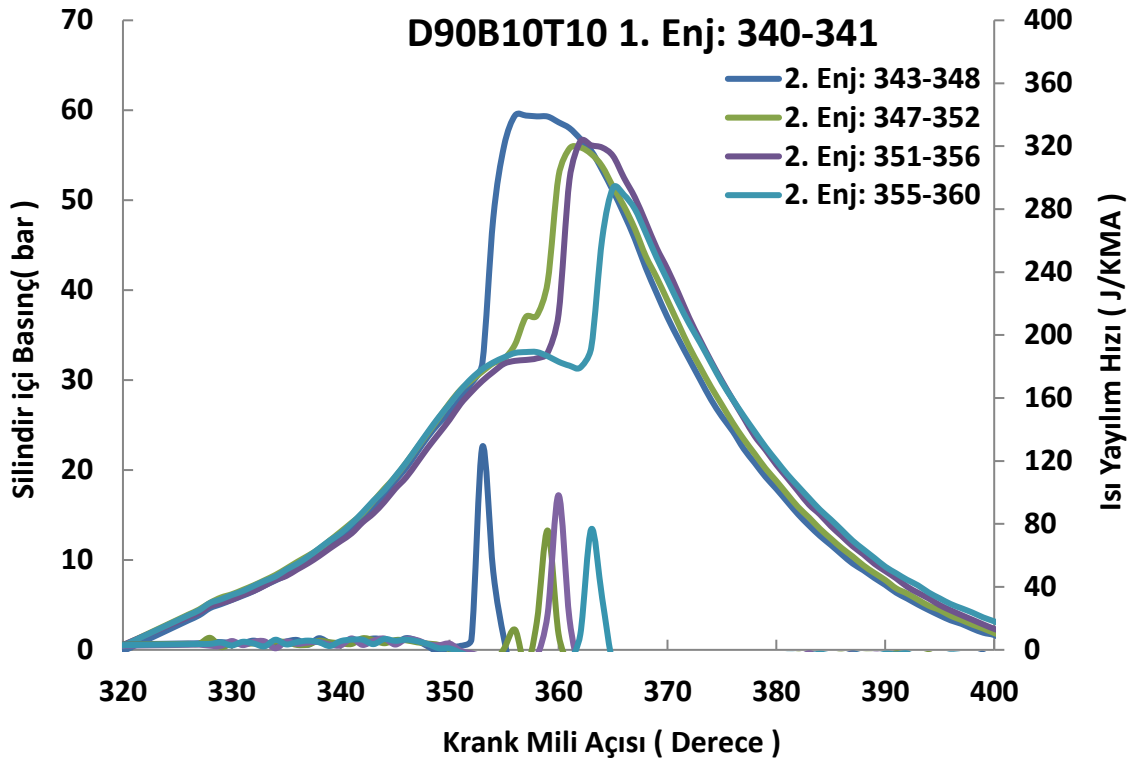


Şekil 3.21. PCCI modda D90B10T0 durumunda farklı 1. Püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri

Şekil 3.21 D90B10 yakıt karışımının T0 durumunda farklı birinci püskürtme zamanlarına göre basınç değişimlerini göstermektedir. Birinci püskürtme açısının 320-321 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 343-346 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 359 KMA ve maksimum basınç değerinin 61,00 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin 339-342 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Birinci püskürtme açısının 330-331 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 339-342 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 358 KMA ve maksimum basınç değerinin 58,83 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin 351-354 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Birinci püskürtme açısının 340-341 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 343-346 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 358 KMA ve maksimum basınç değerinin 56,19 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin 343-346 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. D100B0T10 en

yüksek basınç birinci püskürtme avansının 320-321 KMA olduğu durumda elde edilmiştir.

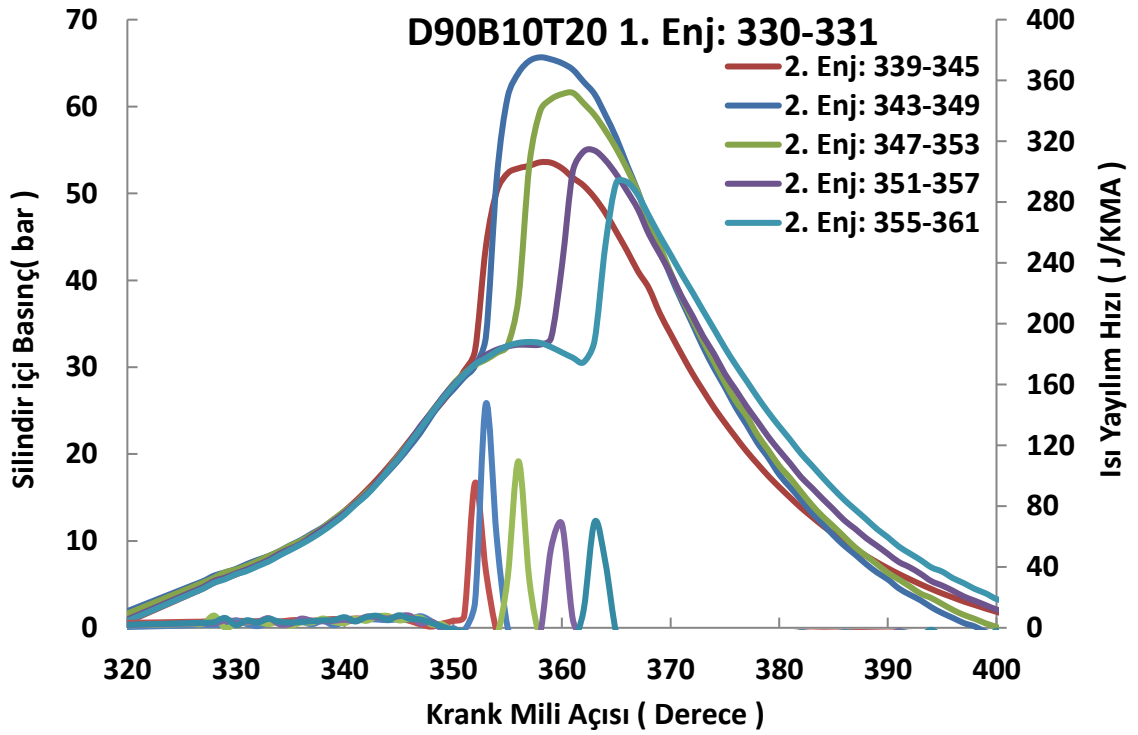
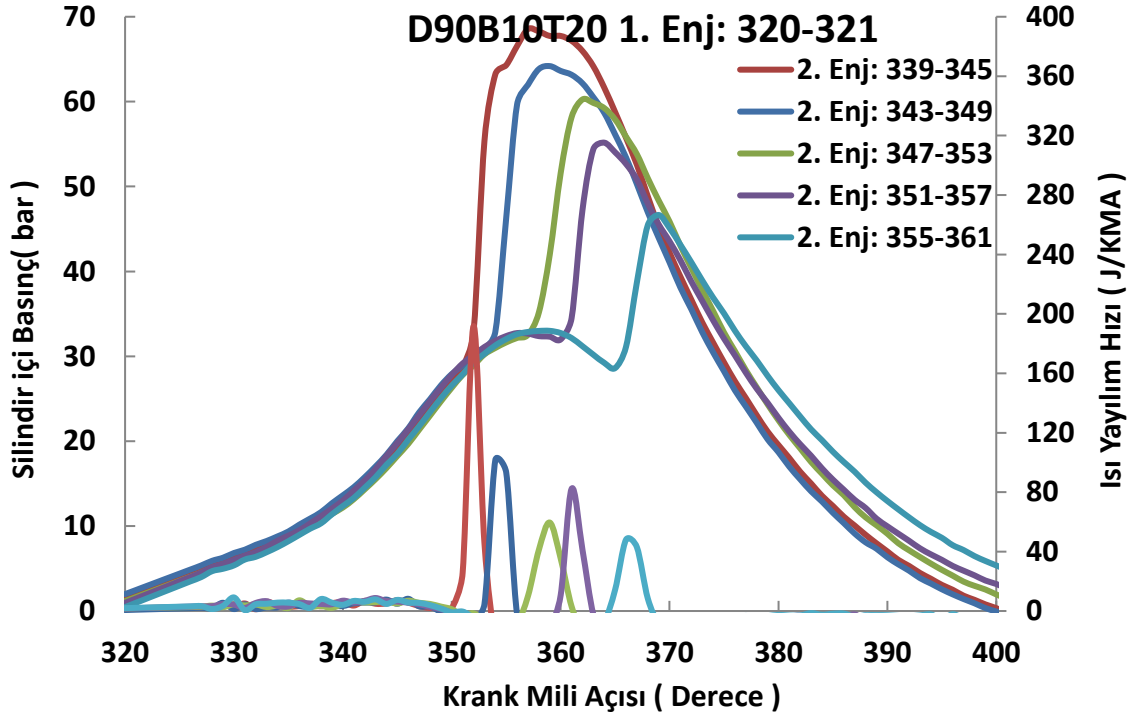


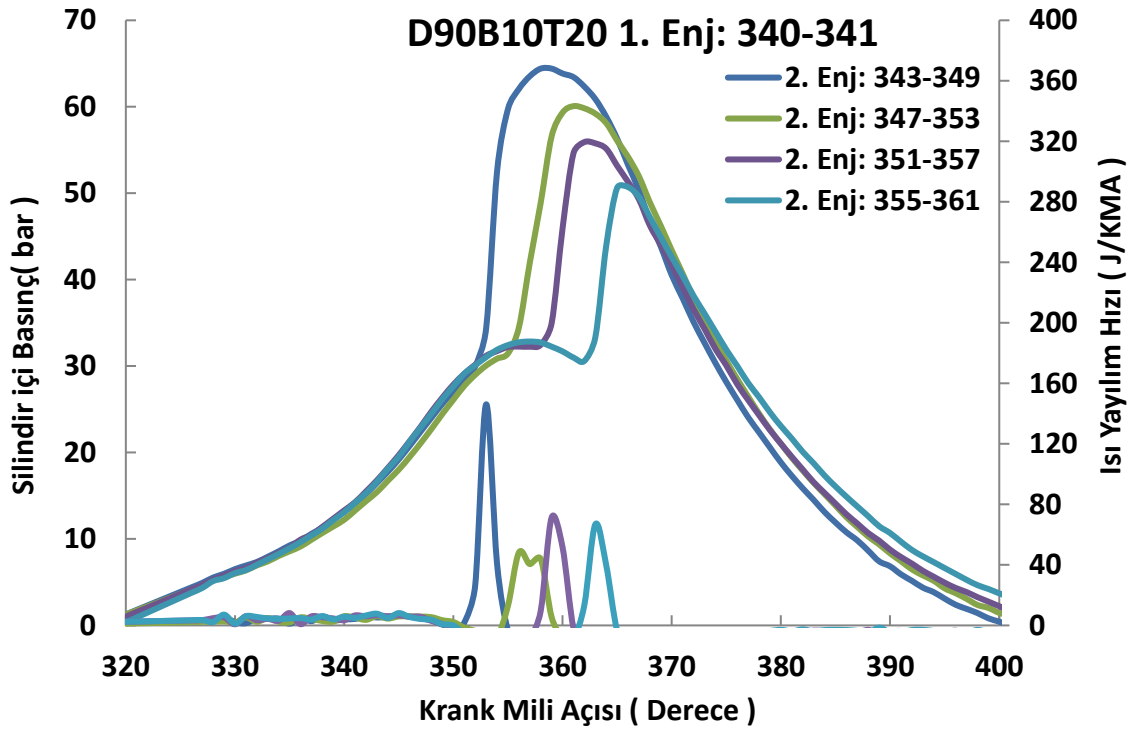


Şekil 3.22. PCCI modda D90B10T10 durumunda farklı 1. Püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri

Şekil 3.22 D90B10 yakıt karışımının T10 durumunda farklı birinci püskürtme zamanlarına göre basınç değişimlerini göstermektedir. Birinci püskürtme açısının 320-321 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 335-339 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 358 KMA ve maksimum basınç değerinin 68,56 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin hem 351-355 KMA hem 355-359 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Birinci püskürtme açısının 330-331 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 343-347 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 357 KMA ve maksimum basınç değerinin 62,74 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin 335-339 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Birinci püskürtme açısının 340-341 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 343-347 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 356 KMA ve maksimum basınç değerinin 59,41 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin 343-347 KMA olduğu durumda elde

edilmiştir. D100B0T10 en yüksek basınç birinci püskürtme avansının 320-321 KMA olduğu durumda elde edilmiştir.





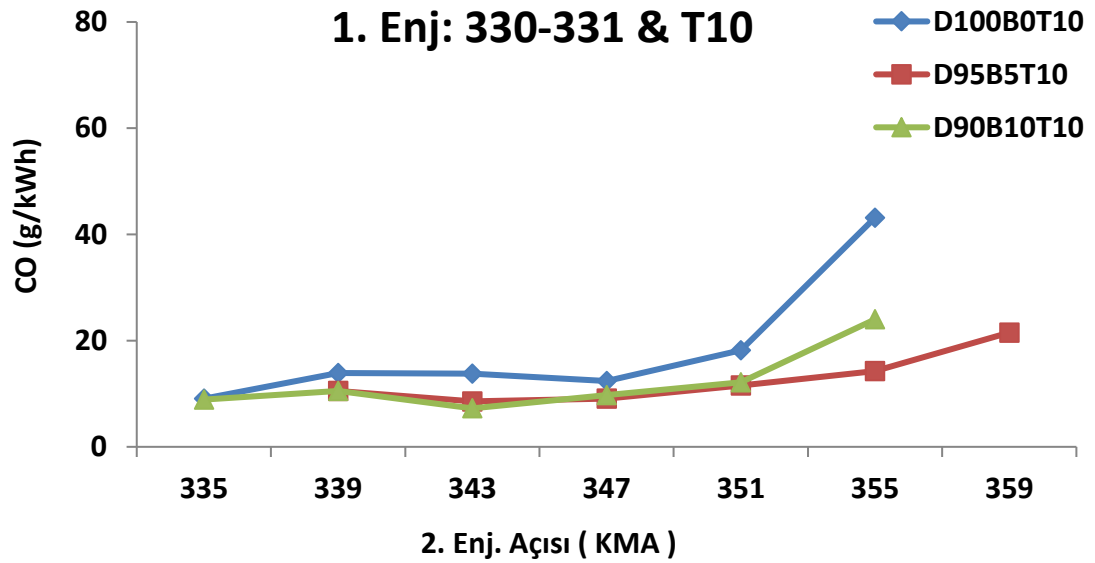
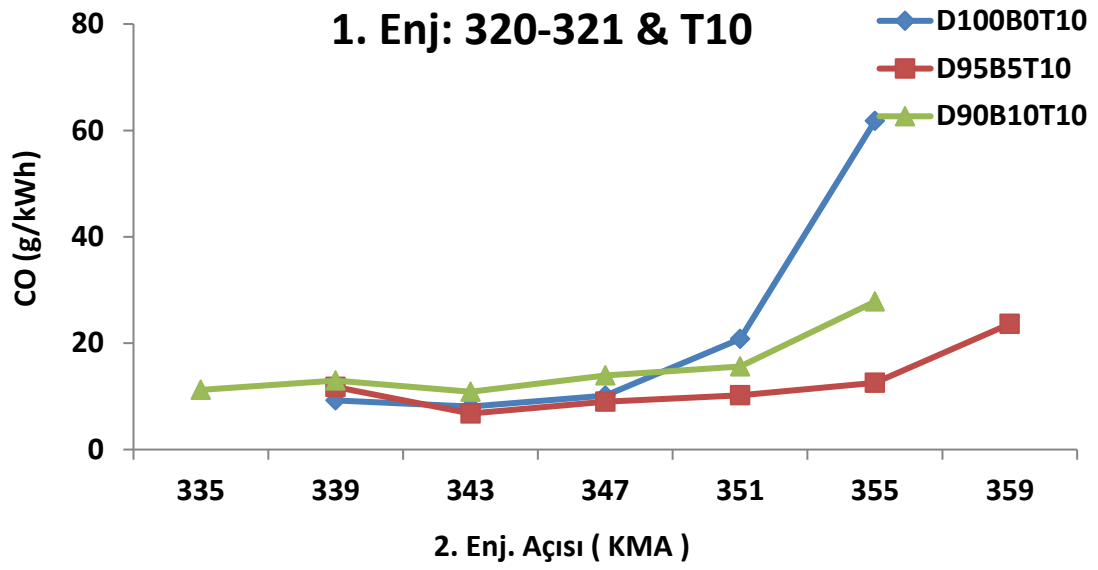
Şekil 3.23. PCCI modda D90B10T20 durumunda farklı 1. Püskürtme zamanlarında yapılan deneyler sonucu oluşan silindir içi basınç grafikleri

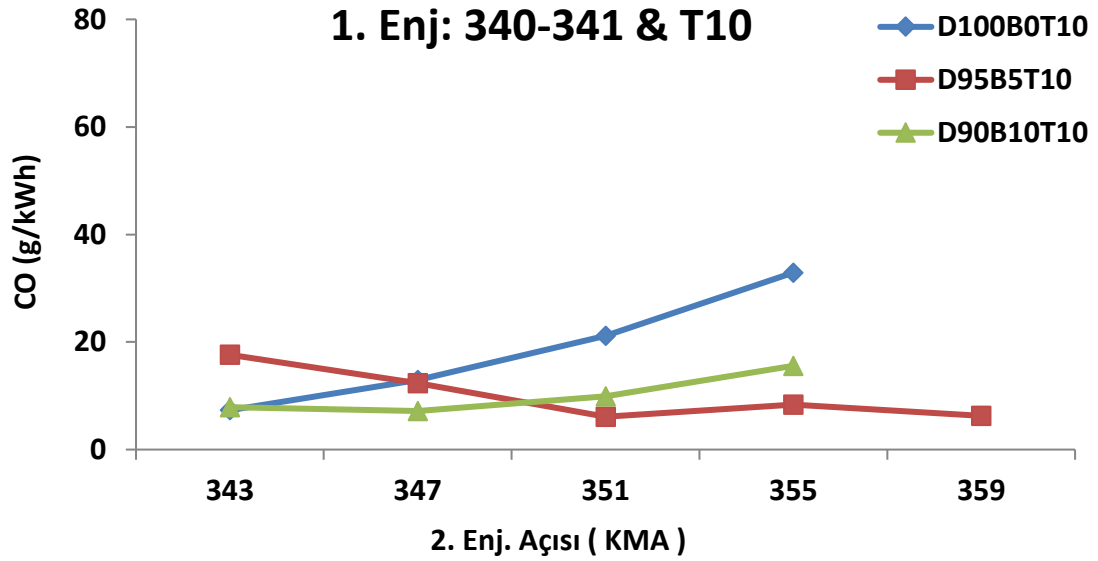
Şekil 3.23 D90B10 yakıt karışımının T20 durumunda farklı birinci püskürtme zamanlarına göre basınç değişimlerini göstermektedir. Birinci püskürtme açısının 320-321 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 339-344 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 357 KMA ve maksimum basınç değerinin 68,55 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin 355-360 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Birinci püskürtme açısının 330-331 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 343-348 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 358 KMA ve maksimum basınç değerinin 65,66 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin 351-356 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Birinci püskürtme açısının 340-341 KMA olduğu durumda, en yüksek basınç ikinci püskürtme avansının 343-348 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu açının 358 KMA ve maksimum basınç değerinin 64,41 bar olduğu görülmektedir. Bu birinci püskürtme zamanı durumunda en yüksek verim ikinci püskürtmenin 355-360 KMA olduğu durumda elde edilmiştir. D100B0T10 en yüksek basınç birinci püskürtme avansının 320-321 KMA olduğu durumda elde

edilmiştir. Ancak maksimum basınçlara bakıldığında, genellikle verimin en yüksek olduğu ikinci püskürtme zamanından önceki açılarda maksimum basıncın daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Bu açılarda verimin en yüksek olmamasının sebebi, basıncın negatif iş bölgesinde fazla oluşmasıdır.

3.2.3. Emisyon Parametreleri

3.2.3.1. Karbon monoksit Emisyonu (CO)





Şekil 3.24. 10 Nm yükteki CO emisyonunun enjeksiyon açısına göre değişimi

T10 durumunda üç farklı birinci püskürtme açısı ile bütün yakıt karışımlarındaki CO emisyonunun enjeksiyon açılarına göre değişimi Şekil 3.25’de verilmiştir. CO emisyonu, hidrokarbon yakıtların yanması sırasında eksik yanmadan kaynaklanan bir ara üründür. Sonuç olarak, CO emisyonu, stokiyometrik hıza göre hava-yakıt hızına bağlıdır. CO emisyonu ayrıca, sıcaklık 1400 K’nin üzerindeyse hemen CO₂’ye dönüştürülecek olan kimyasal kinetik tarafından yüksek oranda kontrol edilir. Püskürtme zamanlamasının ilerlemesi, sıcaklığın nispeten düşük olduğu bölgelerdeki karışımın aşırı zayıf olduğu ve düşük sıcaklık koşullarında oksitlenmesinin zor olduğu boşluk bölgelerinin oluşumuna neden olacaktır [107].

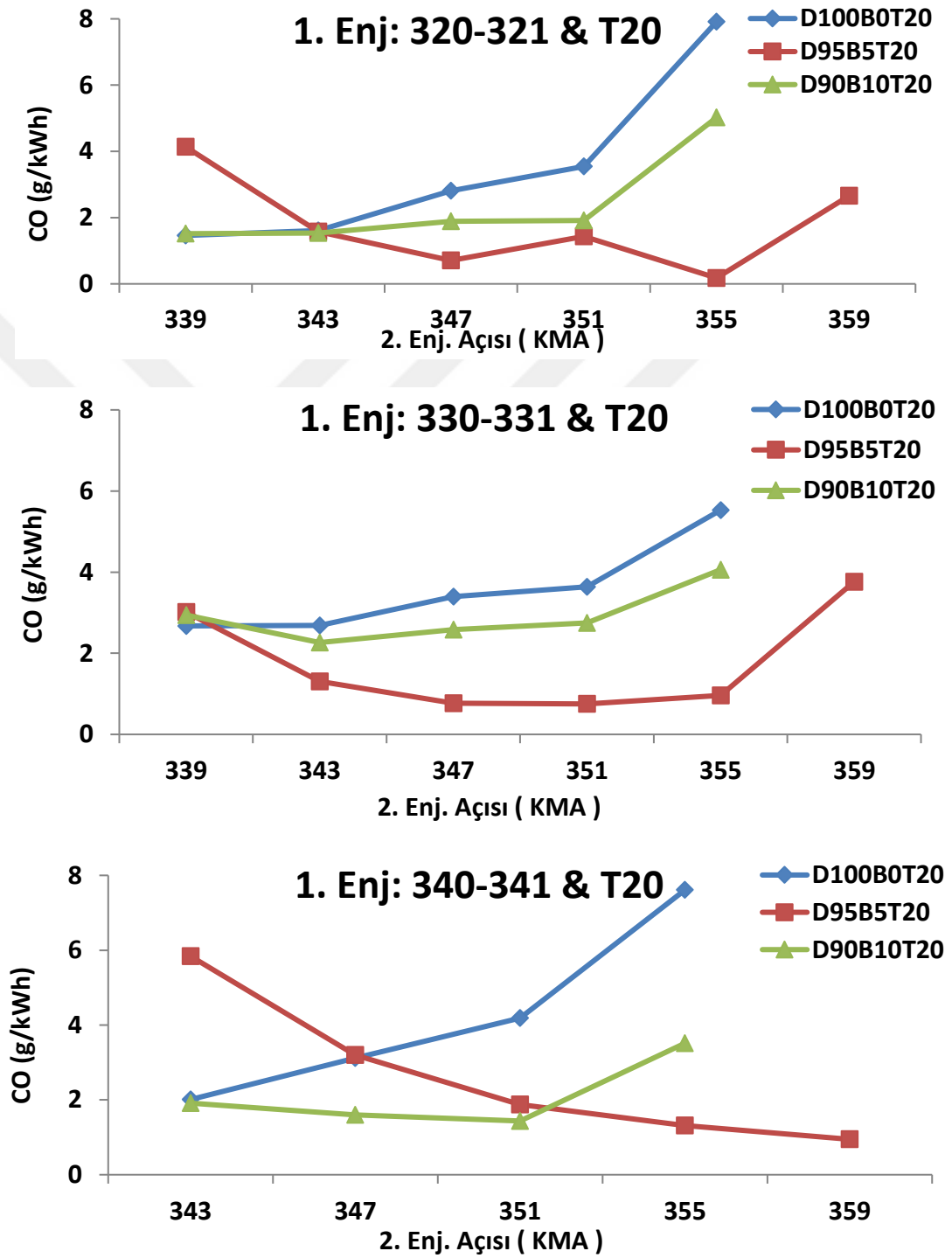
T10 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 320-321 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük CO emisyonu D95B5 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 343-347 KMA olduğu açıda 6,78 g/kWh olarak bulunmuştur. D95B5’te olduğu gibi hem konvansiyonel dizel yanmada hem de D90B10 yakıt karışımında da CO emisyonunun en düşük olduğu değer bütün 343-347 KMA ikinci püskürtme zamanlamasında açığa çıkmıştır. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 335 KMA’dan başlayarak ÜÖN’ya doğru ilerletildiği bütün deneylerde en yüksek CO emisyonu (sırasıyla 61, 23, 27 g/kWh) yapılan son deneylerde elde edildiği de görülmektedir.

T10 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 330-331 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük CO emisyonu D90B10 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 343-347 KMA olduğu açıda 7,24 g/kWh olarak bulunmuştur. D90B10'da olduğu gibi en düşük CO emisyonu D95B5 yakıt karışımında da bu açıda elde edilmiştir, ancak konvansiyonel dizel yanmada 347-351 KMA'da görülmüştür. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 335 KMA'dan başlayarak ÜÖN'ya doğru ilerletildiği bütün deneylerde en yüksek CO emisyonu (sırasıyla 43, 21, 24 g/kWh) yapılan son deneylerde elde edildiği de görülmektedir. Düşük ortam basıncı, sıcaklık ve eksik yanmanın CO emisyonunda artışa neden olduğu düşünülmüştür. Genellikle bütün deneylerde ikinci püskürtme avanslarının sonuncusunda en yüksek CO emisyonu görülmüştü. Bunun nedeni olarak absorbe edilen yakıtların CO emisyonlarında ani bir artışla sonuçlanan bir yanma reaksiyonuna aktif olarak katılması düşünülmüştür [87].

T10 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 340-341 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük CO emisyonu D95B5 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 351-355 KMA olduğu açıda 6,11 g/kWh olarak bulunmuştur. D90B10'da en düşük CO emisyonu ikinci püskürtme zamanının 347-351 KMA olduğu durumda 7,16 g/kWh, konvansiyonel dizel yanma durumunda ise ikinci püskürtme zamanının 343-347 KMA olduğu açıda 7,32 g/kWh'tir. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 343 KMA'dan başlayarak ÜÖN'ya doğru ilerletildiği konvansiyonel dizel yanmada ve D90B10 yakıt durumunda yapılan deneylerde en yüksek CO emisyonu (sırasıyla 32, 15 g/kWh) yapılan son deneylerde elde edildiği de görülmektedir. Ancak D95B5 durumunda ise en yüksek CO emisyonu 17,62 g/kWh değeriyle ikinci püskürtme avansının ilk değeri olan 343-347 KMA değerinde elde edilmiştir. Bu karışımda diğerlerine göre ters bir etkinin görülmesinin nedeni daha uzun tutuşma gecikmesi ve zayıf karışım olarak düşünülmektedir.

Motorun orjinal püskürtme avansına yakın değerlerde yapılan ikinci püskürtme avanslarındaki bazı deneylerde (320-321&T20, 340-341&T10 ve 340-341&T20) ilk püskürtmede benzin karışımı yakıtların CO emisyonları, konvansiyonel dizel yakıtlı çalışmaya kıyasla daha yüksektir. Bu, püskürtme özelliklerinden kaynaklanan yakıt/hava karışımı ve daha uzun tutuşma gecikmesi nedeniyle benzin için daha uzun karıştırma süresinin bir sonucu olduğu düşünülmektedir. Farklı yakıtlarla PCCI

motorları için kullanılan yakıtın karışım oranı performans ve emisyon özelliklerini doğrudan etkilemiştir. Benzin-dizel karışımlı yakıt için, artan benzin oranı CO emisyonlarının artmasına neden olmuştur [70].



Şekil 3.25. 20 Nm yükteki CO emisyonunun enjeksiyon açısına göre değişimi

T20’de üç farklı birinci püskürtme açısı ile bütün yakıt karışımlarındaki CO emisyonunun püskürtme avanslarına göre değişimi Şekil 3.26’da verilmiştir. CO emisyonu mevcut yakıt-hava oranı ile ilgilidir ve yanma veriminin bir ölçüsüdür [109]. Özgül hava/yakıt oranı altında, CO emisyonları, yakıtın oksidasyonunu ve bozunmasını kontrol eden silindir içi sıcaklığın fonksiyonu olarakta belirtilebilir. Geciktirilmiş enjeksiyon zamanlamalarının, tam yükte orijinal ve gelişmiş enjeksiyon zamanlamalarından daha yüksek bir CO emisyonu verdiği de gözlemlenebilir. Gelişmiş enjeksiyon zamanlamaları ile, daha yüksek silindir sıcaklığı ve karbon ve oksijen molekülleri arasındaki artan oksidasyon ve karbondioksite dönüşüm nedeniyle CO emisyonu daha azdır [109].

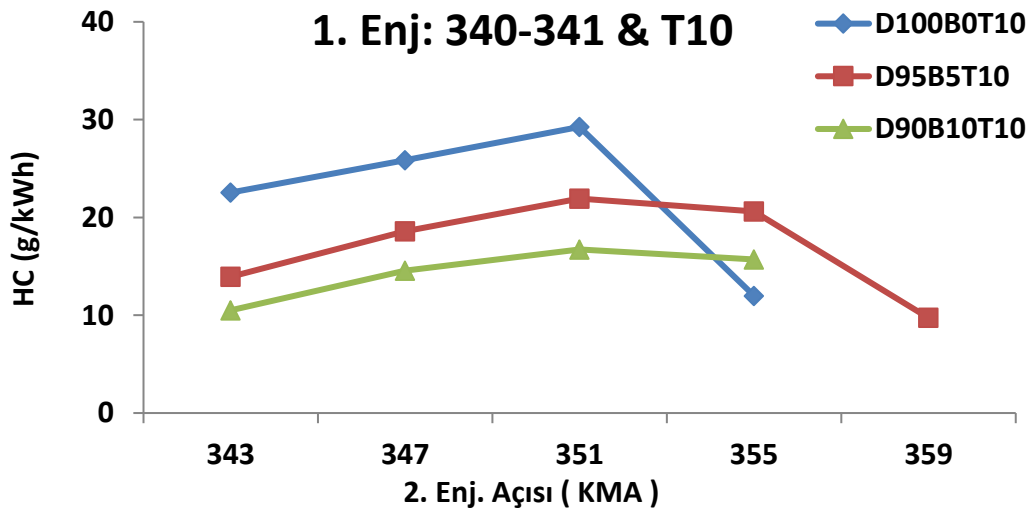
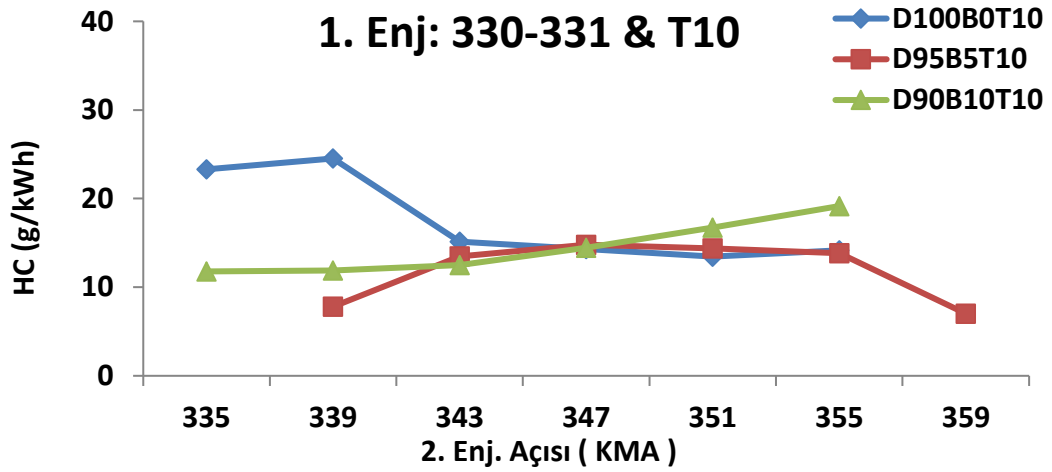
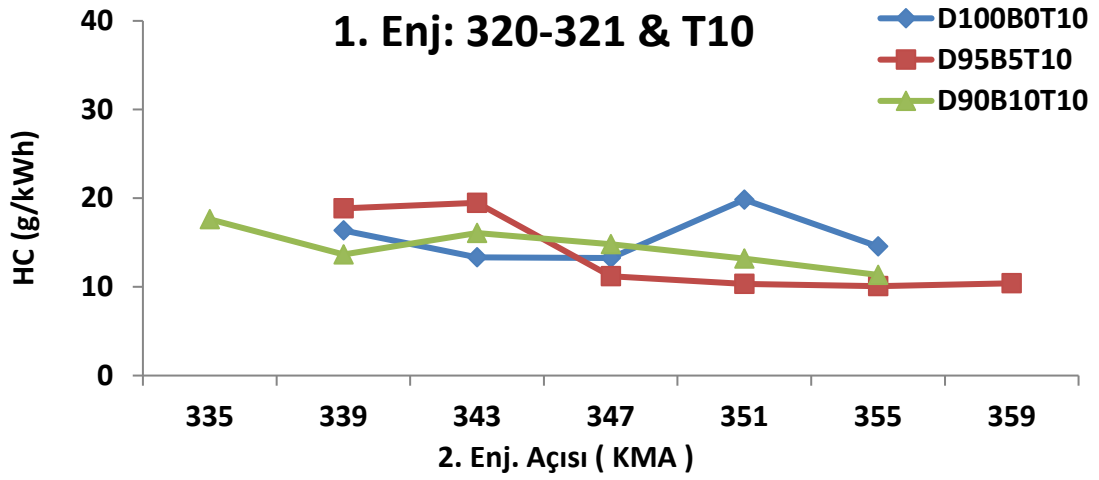
T20 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 320-321 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük CO emisyonu D95B5 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 355-360 KMA olduğu açıda 0,17 g/kWh olarak bulunmuştur. D95B5’ten farklı olarak konvansiyonel dizel yanmada en düşük CO emisyonu ikinci püskürtme zamanının 339-344 KMA olduğu açıda 1,46 g/kWh, D90B10 yakıt karışımında ise en düşük CO emisyonu, ikinci püskürtme avansının 339-344 KMA olduğu durumda 1,51 g/kWh olarak bulunmuştur. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 339 KMA’dan başlayarak ÜÖN’ya doğru ilerletildiği D100B0 ve D90B10 deneylerinde en yüksek CO emisyonu (sırasıyla 7,90 ve 5,01 g/kWh) yapılan son deneylerde elde edildiği görülmektedir. D95B5 durumunda ise ikinci püskürtme zamanının 339-344 KMA açılarında 4,13 g/kWh olarak elde edilmiştir.

T20 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 330-331 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük CO emisyonu D95B5 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 351-356 KMA olduğu açıda 0,75 g/kWh olarak bulunmuştur. D95B5’ten farklı olarak konvansiyonel dizel yanmada en düşük CO emisyonu ikinci püskürtme zamanının 339-344 KMA olduğu açıda 2,67 g/kWh, D90B10 yakıt karışımında ise en düşük CO emisyonu, ikinci püskürtme avansının 343-348 KMA olduğu durumda 2,26 g/kWh olarak bulunmuştur. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 339 KMA’dan başlayarak ÜÖN’ya doğru ilerletildiği bütün deneylerde en yüksek CO emisyonu (sırasıyla 5, 3, 4 g/kWh) yapılan son deneylerde elde edildiği de görülmektedir.

T20 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 340-341 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük CO emisyonu D95B5 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 359-364 KMA olduğu açıda 0,94 g/kWh olarak bulunmuştur. D90B10'da en düşük CO emisyonu ikinci püskürtme zamanının 351-356 KMA olduğu durumda 1,43 g/kWh, konvansiyonel dizel yanma durumunda ise ikinci püskürtme zamanının 343-348 KMA olduğu açıda 2,01 g/kWh'tir. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 343 KMA'dan başlayarak ÜÖN'ya doğru ilerletildiği konvansiyonel dizel yanmada ve D90B10 yakıt durumunda yapılan deneylerde en yüksek CO emisyonu (sırasıyla 7,61 ve 3,55 g/kWh) yapılan son deneylerde elde edildiği de görülmektedir. Ancak D95B5 durumunda ise en yüksek CO emisyonu 5,83 g/kWh değeriyle ikinci püskürtme avansının ilk değeri olan 343-348 KMA değerinde elde edilmiştir. D95B5T20'nin diğerlerinin aksine azalan bir eğilim gösterdiği farkedilmektedir.

T20 durumunda şekillerde görüldüğü gibi püskürtme geciktirildikçe CO emisyonları hızlı bir şekilde artmaktadır. Ek olarak, daha az karıştırılmış zengin bölgelerle ilişkili CO emisyonları, zengin karışımlar için CO'deki farklılıklar nedeniyle daha büyük oranda azalmıştır. Yanmayı tamamlamak için yetersiz O₂ içeren herhangi bir karışım için CO emisyonları yüksektir. PCCI motorlarının ilk enjeksiyon zamanlamasını ilerletmek CO emisyonlarını arttırdı ve motor performansı kötüleşti. Bununla birlikte, difüzyonlu yanmanın ÜÖN'dan daha sonraya kayması da bu emisyonların artmasında önemli bir nedendir.

3.2.3.2. Yanmamış hidrokarbon Emisyonu (HC)



Şekil 3.26. 10 Nm yükteki HC emisyonunun enjeksiyon açısına göre değişimi

T10 durumunda üç farklı birinci püskürtme açısı ile bütün yakıt karışımlarındaki HC emisyonunun enjeksiyon açılarına göre değişimi Şekil 3.27’de verilmiştir. HC emisyonları, yakıt açısından zengin yanma sırasında meydana gelme eğiliminde olan eksik yanmanın sonucudur. HC'nin ilk üretimi, dizel yanma sırasında zengin karışımdaki enjektöre yakın erken ön karışimli yanma sırasında meydana gelir [125]. Bununla birlikte, hazne duvarlarında alevin söndürülmesi, nispeten soğuk duvarlar boyunca tamamlanmamış yanma ürünlerinin birikmesine yol açma eğilimindedir. Hidrokarbonlar ayrıca yağlama yağları tarafından absorbe edilebilir veya yarıklara takılarak emisyon artışına neden olabilir [150]. CO emisyonlarında olduğu gibi, bir yakıt molekülünün eksik yanması nedeniyle HC emisyonları oluşur ve bu nedenle üretilen hidrokarbon türleri, kullanılan yakıt ve motorun çalışma koşullarına büyük ölçüde bağlıdır; HC emisyonları, hafif yüklerde dizelerde daha fazla olma potansiyeline sahiptirler. HC oluşumu, aşırı karıştırılmış ve yanamayacak kadar zayıf olan alev çevresinin etrafındaki bölgede yaygındır. Püskürtme sonunda yakıt enjektöründe kalan yakıt, koşulların tam yanmaya elverişli olmadığı durumlarda yanma odasına geç girer ve bu yakıtın tamamının yanması için zaman kalmaz [133]. Reaksiyon bölgesi etrafındaki yanmamış hidrokarbonlar, tutuşma gecikme süresi arttıkça nihai HC egzoz emisyonlarına daha fazla katkıda bulunacaktır. Bunun nedeni, reaksiyon bölgesinin kenarındaki yakıt miktarının artmasıdır, bu nedenle daha yüksek setan sayısına sahip bir yakıt daha düşük HC emisyonlarına sebebiyet vermelidir. Reaksiyon bölgesindeki yakıt, gecikme süresi uzun olduğunda ve nispeten soğuk silindir duvarına yakın olabileceğinde, daha düşük sıcaklıklar ve alev hızları, söndürme reaksiyonları ve tam yanma oranlarının azalmasıyla karşılaşarak hava ile aşırı karışma eğilimindedir.

Başka bir HC kaynağı, yağlama yağından gelen parçacıklar veya alevin nüfuz edemediği aralıklar olabilir. Aralık hacimlerinin en büyüğü piston, piston segmanları ve silindir duvarı bölgelerinde meydana gelir [109]. Genel olarak dizel motorlardaki HC emisyonları, motorun çalışma koşullarına göre değişir. Benzer şekilde, püskürtme avansını ilerletmek NO_x ve partikül emisyonlarında bir artış ile HC emisyonlarını azaltırken, püskürtme avansının geciktirilmesi HC emisyonlarını artırır [151].

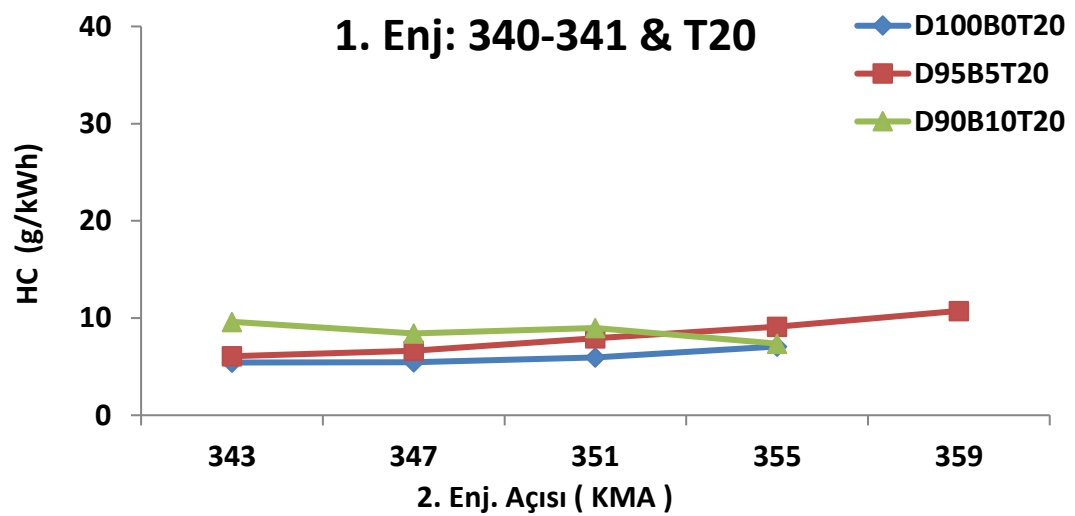
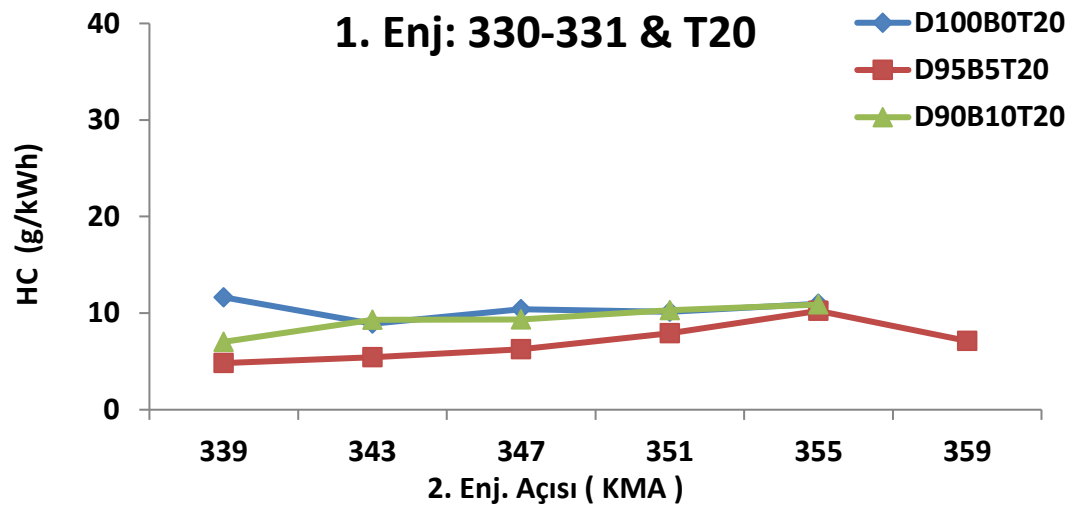
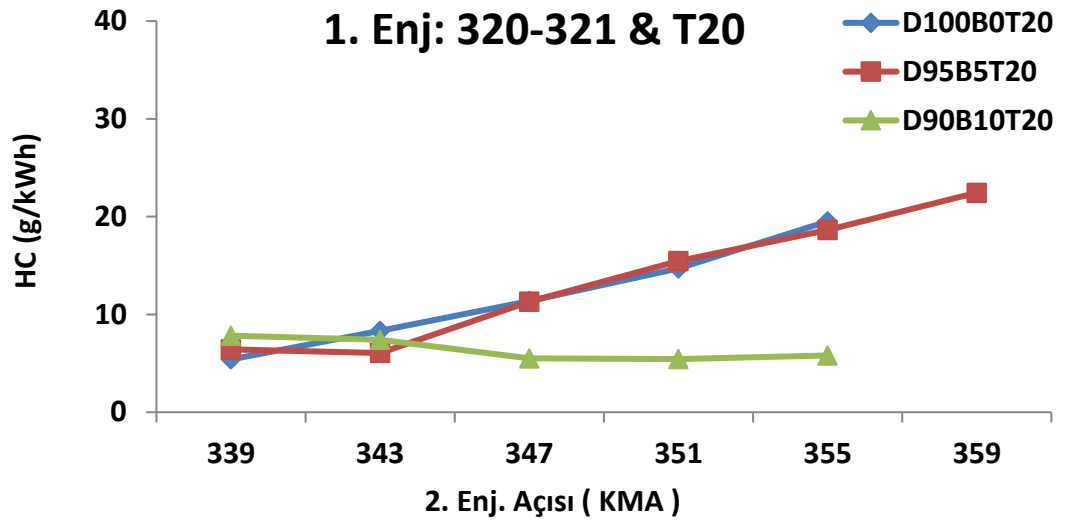
T10 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 320-321 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük HC emisyonu D95B5 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 351-355 KMA olduğu açıda 10,35 g/kWh olarak

bulunmuştur. Saf dizel yakıtlı yanmada HC emisyonunun en düşük olduğu değer 347-351 KMA ikinci püskürtme zamanlamasında 13,24 g/kWh ve D90B10 yakıt karışımında ise 355-359 KMA ikinci püskürtme zamanlamasında 11,35 g/kWh olarak açığa çıkmıştır. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 335 KMA'dan başlayarak ÜÖN'ya doğru ilerletildiği bütün yakıtlarla yapılan deneylerde HC emisyonunun artan-azalan eğilimlere sahip olduğu görülmektedir.

T10 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 330-331 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük HC emisyonu D95B5 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 359-363 KMA olduğu açıda 7,02 g/kWh olarak bulunmuştur. Saf dizel yakıtlı yanmada HC emisyonunun en düşük olduğu değer 351-355 KMA ikinci püskürtme zamanlamasında 13,45 g/kWh ve D90B10 yakıt karışımında ise 335-339 KMA ikinci püskürtme zamanlamasında 11,78 g/kWh olarak açığa çıkmıştır. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 335 KMA'dan başlayarak ÜÖN'ya doğru ilerletildiği bütün yakıtlarla yapılan deneylerde HC emisyonunun artan-azalan eğilimlere sahip olduğu görülmektedir.

T10 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 340-341 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük HC emisyonu D95B5 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 359-363 KMA olduğu açıda 9,73 g/kWh olarak bulunmuştur. Saf dizel yakıtlı yanmada HC emisyonunun en düşük olduğu değer 355-359 KMA ikinci püskürtme zamanlamasında 11,98 g/kWh ve D90B10 yakıt karışımında ise 343-347 KMA ikinci püskürtme zamanlamasında 10,50 g/kWh olarak açığa çıkmıştır. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 343KMA'dan başlayarak ÜÖN'ya doğru ilerletildiği bütün yakıtlarla yapılan deneylerde HC emisyonunun 351 KMA'ya kadar eksponansiyonel olarak yükseldiği ondan sonraki püskürtme açılarında düşüşe geçtiği görülmektedir.

Dizel motorlarda HC emisyonları SI motorlara göre düşüktür, ancak yayılan malzemenin potansiyel toksisitesi nedeniyle izlenmesi gereken en önemli emisyonlardan biridir [152]. Heywood [131], metan dışında egzozdan çıkan tüm hidrokarbonların reaksiyona girdiğinin varsayılabilceğini vurgular. HC emisyonları, olefinler, parafinler, aromatikler ve asetilenin karmaşık bir karışımından oluşabileceğinden, bu emisyonların after-treatment teknolojileriyle izlenmesi ve hafifletilmesi hayati önem taşır.



Şekil 3.27. 20 Nm yükteki HC emisyonunun enjeksiyon açısına göre değişimi

T20 durumunda üç farklı birinci püskürtme açısı ile bütün yakıt karışımlarındaki HC emisyonunun enjeksiyon açılarına göre değişimi Şekil 3.28’te verilmiştir. Tam yanmayı sağlamak için enjekte edilen yakıtın silindirdeki mevcut hava ile maksimum temas etmesi önemlidir. Dizel motordaki heterojen karışım, eksik yanma veya teklemeler nedeniyle daha yüksek HC emisyonlarına yol açabilen zengin ve fakir karışımın eşit olmayan dağılmış bölgelerinden oluşur [153].

Motor saf dizel yakıtı ile çalıştırıldığında, daha düşük yüklerde aşırı miktarda yakıt gönderilmesinden dolayı oluşan heterojen yakıt-hava karışımı HC emisyonlarını yükseltir. Buna karşılık, yük kademeli olarak arttığında, yakıt-hava karışımı daha homojen olma eğilimindedir. Yanma işleminde yeterli oksijenin yer alması nihayetinde motorun daha yüksek yüklerde performansını artırır. Ayrıca, oksijenli karışımlar pilot yakıt olarak püskürtüldüğünde, karışım oranının daha yüksek bir yüzdesi için HC emisyonlarının seviyesi marjinal olarak yükselir [154].

T20 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 320-321 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük HC emisyonu saf dizel yakıtlı çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 339-354 KMA olduğu açıda 5,39 g/kWh olarak bulunmuştur. D95B5 karışımı yanmada HC emisyonunun en düşük olduğu değer 343-348 KMA ikinci püskürtme zamanlamasında 6,05 g/kWh ve D90B10 yakıt karışımında ise 351-356 KMA ikinci püskürtme zamanlamasında 5,43 g/kWh olarak açığa çıkmıştır. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 339 KMA’dan başlayarak ÜÖN’ya doğru ilerletildiği hem saf dizel yakıtlı deneylerde hem de D95B5 karışımı yakıtlarla yapılan deneylerde HC emisyonunun eksponansiyonel olarak arttığı görülmektedir. Ancak D90B10 karışımında HC emisyonu azalan bir trende sahiptir.

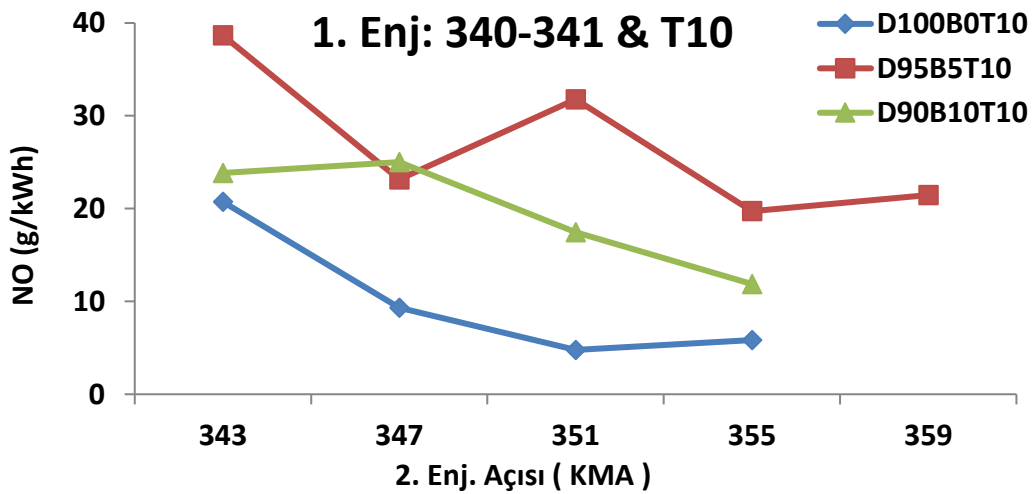
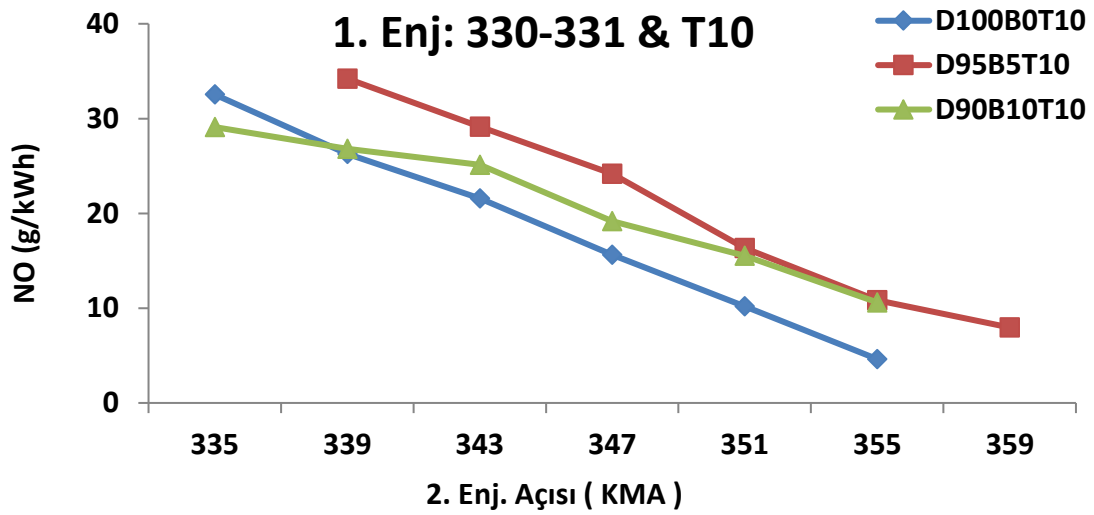
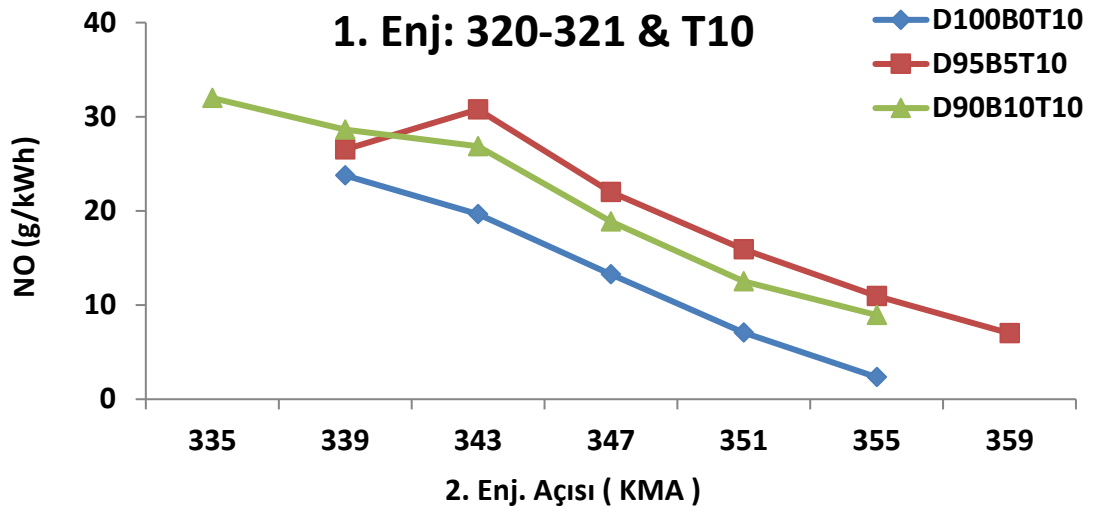
T20 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 330-331 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük HC emisyonu D95B5 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 339-344 KMA olduğu açıda 4,82 g/kWh olarak bulunmuştur. Saf dizel yakıtlı yanmada HC emisyonunun en düşük olduğu değer 343-348 KMA ikinci püskürtme zamanlamasında 8,90 g/kWh ve D90B10 yakıt karışımında ise 355-360 KMA ikinci püskürtme zamanlamasında 7,36 g/kWh olarak açığa çıkmıştır. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 339 KMA’dan başlayarak ÜÖN’ya doğru ilerletildiği hem saf dizel yakıtlı deneylerde hem de D95B5 karışımı yakıtlarla yapılan

deneylerde HC emisyonunun eksponansiyonel olarak arttığı görülmektedir. Ancak D90B10 karışımında tıpkı birinci püskürtme avansının 320-321 KMA olduğu durumda olduğu gibi HC emisyonu azalan bir trende sahiptir.

T20 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 340-341 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük HC emisyonu saf dizel yakıtlı çalışmada, ikinci püskürtme zamanının 343-348 KMA olduğu açıda 5,42 g/kWh olarak bulunmuştur. Saf dizel yakıtlı yanmada HC emisyonunun en düşük olduğu değer 355-359 KMA ikinci püskürtme zamanlamasında 11,98 g/kWh ve D90B10 yakıt karışımında ise 343-347 KMA ikinci püskürtme zamanlamasında 10,50 g/kWh olarak açığa çıkmıştır. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 343 KMA'dan başlayarak ÜÖN'ya doğru ilerletildiği bütün yakıtlarla yapılan deneylerde HC emisyonunun 351 KMA'ya kadar yükseldiği ondan sonraki püskürtme açılarında düşüşe geçtiği görülmektedir.

Birçok hidrokarbon kanıtlanmış kanserojendir, diğerleri ise güneş ışığına maruz kaldıklarında duman üretir ve sıklıkla solunum yollarında tahrişe neden olabilir. Sonuç olarak, yakıtların HC emisyonları üretme potansiyellerine göre seçilmesi önemlidir. Örneğin, yakıtlardaki yüksek oranlarda aromatikler, egzoz gazlarında daha reaktif hidrokarbonlar üretir ve bu nedenle emisyonlardan kaynaklanan sağlık etkilerinin sınırlandırılması açısından istenmez [109]. Neyse ki, gaz halindeki hidrokarbonlar egzoz gazlarında yeterince seyreltiktir ve büyük zararlara neden olmazlar, ancak bu moleküller solunabilen partiküller üzerinde yoğunlaşabilir. Yeterince küçükse, adsorbe edilmiş hidrokarbonlara sahip katı partiküller, adsorbe edilmiş hidrokarbonların zararının artacağı akciğerlere girebilir.

3.2.3.3. Azot oksit Emisyonu (NO)



Şekil 3.28. 10 Nm yükteki NO emisyonunun enjeksiyon açısına göre değişimi

T10 durumunda üç farklı birinci püskürtme açısı ile bütün yakıt karışımlarındaki NO emisyonunun enjeksiyon açılara göre değişimi Şekil 3.29'da verilmiştir. CI motorları her zaman fakir karışımla çalışır ve yüksek miktarda nitrik oksit (NO) emisyonu yayar [131]. NO emisyonu esas olarak bir NO (nitrik oksit) ve NO₂ (azot dioksit) içerir ve silindir içi sıcaklığa, oksijen konsantrasyonuna ve reaksiyonun gerçekleşme süresine bağlıdır [155]. NOx bileşenleri arasında nitrik oksit (NO), yanma odası içinde oluşan birincil oksittir. Atmosferik nitrojenin oksidasyonu, çoğunlukla termal NOx olarak bilinen NO'nun oluşumuna katkıda bulunur. Yüksek yanma sıcaklığı altında, nitrojen moleküllerinin güçlü üçlü bağı parçalanır ve nitrojenin ayrılmış atomik durumu, termal mekanizmaya (Zeldovich mekanizması) veya hızlı mekanizmaya (Fenimore mekanizması) dayalı NOx oluşumuyla sonuçlanan oksijen ile bir dizi reaksiyonda yer alır [156]. Azot seviyesinin daha yüksek olduğu durumlarda; oksitlenen bileşikler içerir ve daha sonra bir NOx kaynağına dönüşür. NOx bileşeni, çeşitli ara türlerden oluşur. Kesin hız sabiti değerleri tanımsızken yüzlerce tersinir reaksiyon meydana gelir. Genel olarak, HC alevinin alev önünde oluşan açık radikaller, hızlandırılmış NOx oluşumunu oluşturur. NOx modeli çoğunlukla oksijen konsolidasyonuna, yanma odasındaki sıcaklığa, fazla hava katsayısına ve kalış süresine bağlıdır. NOx emisyonları sadece alev cephesinde değil, alev sonrası gazda da mevcuttur [157]. Bir dizel motorda, yüksek enjeksiyon basıncının, enjeksiyon zamanlamasının ve enjeksiyon kütlesinin kontrolü, elektronik olarak kontrol edilen bir common rail sistemi kullanılarak gerçekleştirilebilir. Bununla birlikte, dizel motorların birçok avantajına rağmen, nitrik oksit (NOx) ve partikül maddenin (PM) aynı anda azaltılması, çözülmesi çok zor bir problem olmaya devam etmektedir. NOx ve PM emisyonlarının yeni yakma teknolojileri uygulanarak önemli ölçüde azaltılmasına rağmen, bu stratejiler hala yanma odasında ön karışımli bir hava-yakıt karışımının kontrol edilmesinin zorluğu ve sınırlı çalışma bölgesi gibi çözülmemiş çeşitli problemlere sahiptir [158].

Gelişmiş ana enjeksiyonun başlatılmasının ve pilot enjeksiyonun başlatılmasının programları, gelişmiş yanma ve yanma aşamalarını ve daha kısa yanma süresini tespit etmek için kullanılır. Bunun nedeni, daha iyi hava-yakıt karışımı, geliştirilmiş yanma ve EGR oranındaki artışlardır; bununla birlikte, önemli NOx emisyonları ile yanmadan kaynaklanan maksimum vuruş yoğunluğunun ve gürültünün azaltılmasına önemli ölçüde yardımcı olur. Ek olarak, ana enjeksiyon süreleri ilerledikçe partikül çapı

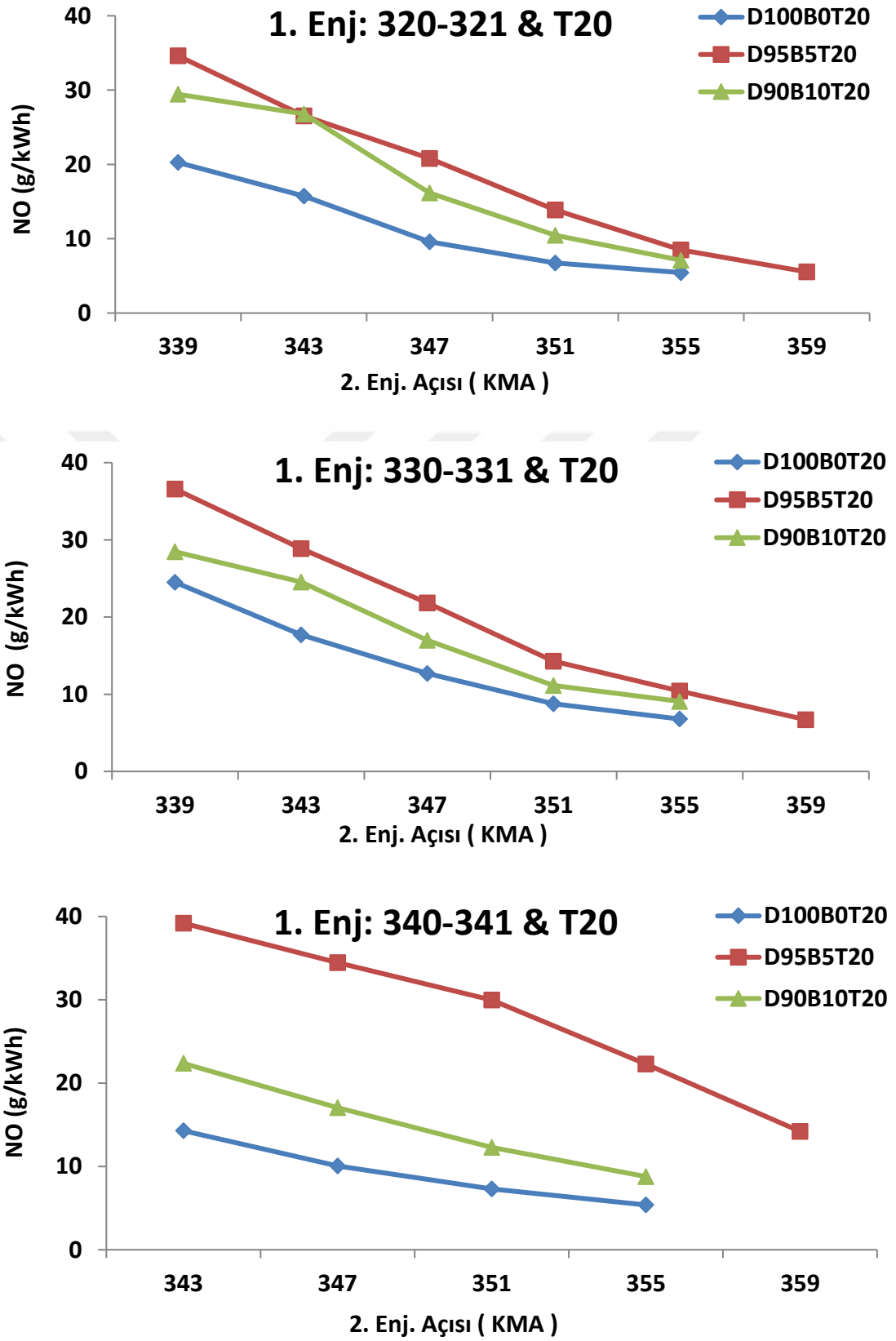
seviyelerinde bir azalma gözlenir, çünkü karıştırma süresi artar ve daha homojen bir karışım elde edilir. Ana enjeksiyonun gelişmiş başlangıcının yanı sıra, yakıt enjeksiyon basıncındaki bir artış PCCI yanmasını iyileştirir. Bu nedenle, PCCI yanmasını kontrol etmek için enjeksiyon zamanlamasını, basıncı ve egzoz gazı oranını artırarak bir bölünmüş enjeksiyon stratejisinin kullanılabileceği açıktır. Uzun tutuşma gecikmesi sırasında püskürtülen yakıtın ortam havası ile aktif olarak karıştırılması ve atomizasyon performansının iyileştirilmesinin neden olduğu yanma reaksiyonu nedeniyle yüksek enjeksiyon basıncının artmasıyla NO emisyonu artmıştır. Artan püskürtme basıncı ayrıca düşük püskürtme basıncına kıyasla daha yüksek bir NO konsantrasyonu gösterdi. NO, yakıt ve havanın yeterli miktarda ön karışımıyla sonuçlanan enjeksiyon zamanlamasının ilerlemesiyle arttı [87].

T10 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 320-321 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük NO emisyonu D100B0 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 355-359 KMA olduğu açıda 2,34 g/kWh olarak bulunmuştur. Her üç farklı durumda da saf dizel yakıtlı olan ile benzin katkılı yakıt karışımlarının ikinci püskürtme avansı değişimiyle birbirlerinin altına veya üstüne çıktığı farkedilmektedir. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 335 KMA'dan başlayarak ÜÖN'ya doğru ilerletildiği bütün yakıtlarla yapılan deneylerde NO emisyonunun azalan eğilimlere sahip olduğu görülmektedir. NO_x emisyonları esas olarak en yüksek silindir içi basınçtan ve yüksek yanma sıcaklıklarından etkilenir. NO_x konsantrasyonunun erken ve geç pilot enjeksiyon zamanlaması arttığı şekillerden açıkça görülebilir. Erken pilot enjeksiyon zamanlaması, yakıt-hava reaksiyonu için uzun kalma süresi nedeniyle tam bir yanma süreci ile sonuçlanan ara ana tutuşma gecikmesi üretme eğilimindedir [159]. Sonuç olarak, erken pilot enjeksiyon zamanlaması, daha yüksek sıcaklıklara ve NO emisyonlarına yol açan daha yüksek silindir içi basınçlar üretir [160]. Orta pilot enjeksiyon, daha yavaş yanmaya ve düşük NO emisyonlarına yol açan en uzun ana tutuşma gecikmesini üretir [161].

T10 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 330-331 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük NO emisyonu D100B0 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 355-359 KMA olduğu açıda 4,62 g/kWh olarak bulunmuştur. Her üç farklı duruma bakıldığında saf dizel yakıtlı olan deneylerde NO emisyonlarının daha az, %10 benzin katkılı deney sonuçlarından elde edilen NO

emisyonlarının ortada ve en yüksek NO emisyonlarının %5 benzin katkılı deneylerden elde edilen NO emisyonları olduğu görülmektedir. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 335 KMA'dan başlayarak ÜÖN'ya doğru ilerletildiği bütün yakıtlarla yapılan deneylerde NO emisyonunun azalan eğilimlere sahip olduğu görülmektedir. Öte yandan, NOx emisyonları, daha yüksek silindir içi sıcaklık nedeniyle erken enjeksiyon zamanlaması ile ters bir artış eğilimi sergilemektedir. Bu sonuçlar Agarwal ve ark. [146] ile uyuşarak, Rimmer ve ark.'nın [162] bulgularının aksine, CO ve HC emisyonlarında iyileştirmelerin ve NOx emisyonlarında bir artışın geciktirilmiş enjeksiyon zamanlamalarında elde edilebileceğini göstermiştir.

T10 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 340-341 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük NO emisyonu D100B0 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 351-355 KMA olduğu açıda 4,77 g/kWh olarak bulunmuştur. Her üç farklı duruma bakıldığında saf dizel yakıtlı olan deneylerde NO emisyonlarının en az olduğu net bir şekilde görülmektedir. %10 benzin karışımı deney sonuçlarından elde edilen NO emisyonlarının %5 benzin karışımlı kiyasla daha az olduğu görülmektedir. Sadece ikinci püskürtme avansının 347-351 KMA olduğu durumda farklılık olmuştur. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 343 KMA'dan başlayarak ÜÖN'ya doğru ilerletildiği deneylerde %10 benzin karışımı deney sonucu hariç, son püskürtme avansından önce elde edilmiştir. NO emisyonlarının konsantrasyonu, zamanlama geciktirildikçe veya ilerletildikçe azaldı. Püskürtme avansının 20° ÜÖNÖ'nin üzerine daha da ilerletildiğinde, ateşlemenin başlaması sıkıştırma stroku sırasında gerçekleşmesine rağmen sıfıra yakın bir seviyede NO emisyonları ortaya çıktı. Erken püskürtme zamanlamasında, yakıt enjeksiyonu sırasında silindirdeki yakıt sıcaklığı düşürüldü ve hava/yakıt karışımı için tutuşma gecikmesi arttı. Yanma öncesinde yeterli karıştırma süresine izin verildiğinde, ateşleme zamanlamasında düzgün bir fakir yakıt/hava karışımı oluştu ve düşük sıcaklıkta yakıldı. Bu durumda NO emisyonları hızla azaldı [163].



Şekil 3.29. 20 Nm yükteki NO emisyonunun enjeksiyon açısına göre değişimi

T20 durumunda üç farklı birinci püskürtme açısı ile bütün yakıt karışımlarındaki NO emisyonunun enjeksiyon açılarına göre değişimi Şekil 3.30'da verilmiştir. CI motorlarda yüksek silindir sıcaklığının bir sonucu olarak NOx emisyonları oluşur [164]. Sıcaklıktaki büyük artışın vuruntudan kaynaklandığına inanılmaktadır [165]. Yüksek yüklerde, daha yüksek motor sıcaklığı ve yanma odası içindeki artan türbülans, alev hızını artırarak NOx oluşumunun artmasına neden olur [131]. Dizel sıcaklığının artması NOx oluşumunu arttırır. Bunun nedeni dizelin daha iyi atomizasyonu ve buharlaşmasıdır, bu da daha iyi bir yanma ile sonuçlanır. CI motorunda NO, stokiyometrik koşullara daha yakın çok sıcak bölgelerde oluşur. Silindir içi ortalama hava-yakıt oranı küresel olarak her zaman zayıftır, ancak yerel olarak yanma süreci değildir. Bu, yanmadan önce yakıt ve havayı basitçe karıştırarak NOx emisyonlarını azaltmak için büyük bir potansiyel olduğu anlamına gelir. PCCI yakma, CI çalışma moduna kıyasla NOx emisyonlarını % 90-98'e kadar azaltabilir [166]. PCCI'de nitrojen emisyonlarının oksitleri çok düşüktür. PCCI modundaki düşük NOx emisyonlarının nedeni, düşük sıcaklıkta yanmadır. Genel olarak farklı karışım, düşük sıcaklıkta yanma ile sonuçlanır [71].

T20 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 320-321 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük NO emisyonu D100B0 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 355-360 KMA olduğu açıda 5,44 g/kWh olarak bulunmuştur. Her üç farklı durumda da ikinci püskürtme avanslarının ikisinde birbirlerine yakın NO emisyonları görünürken sonraki açılarda %10 benzin karışımı deneyler daha az emisyonla sonuçlanmıştır. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 335 KMA'dan başlayarak ÜÖN'ya doğru ilerletildiği bütün yakıtlarla yapılan deneylerde NO emisyonunun azalan bir eğilime sahip olduğu görülmektedir. Şekilde gösterildiği gibi, gecikmiş enjeksiyon zamanlaması daha sonra NO üretimine neden olur. Silindirdeki yüksek sıcaklık, esas olarak pilot enjeksiyonun ısı salınımından etkilenen ilk NO oluşumu üzerinde belirleyici bir rol oynar. Enjeksiyon ertelendiği için, pilot enjeksiyonun ısı yayılımı kademeli olarak ertelendi ve yanma odasındaki yerel sıcaklık kademeli olarak azaldı. Bu nedenle, yüksek sıcaklıkta gerçekleşen NO üretimi gecikmiştir. Ek olarak, enjeksiyon geciktirildiği için yanma ve ısı yayılımının çoğu üst ölü noktadan uzaktı ve ayrıca silindirdeki yüksek sıcaklığı korumak da zordur [167]. ÜÖNÖ 10 KMA püskürtme avansından sonra, NO emisyonu nispeten yüksektir. Bunun

nedeni, püskürtme avansı aralığının yeterli yakıt-hava karışımı oluşması için çok kısa olduğu anlamına gelebilir. Daha yüksek lokal yanma sıcaklığı ve aşırı zengin bölgeler nispeten genişir ve bu da nispeten yüksek NO emisyonlarına neden olur [168]. Yakıtın ana yakıt üzerindeki tutuşma etkisi zayıflayarak NO emisyonları üzerinde iki ana etkiye sahip olan daha uzun tutuşma gecikmesine neden olur. Birincisi, NO emisyonlarının azaltılması üzerinde önemli bir etkiye sahip olan lokal aşırı zengin bölgelerde daha iyi yakıt-hava karışım etkisine neden olur. İkincisi, daha uzun tutuşma gecikmesi, NO emisyonlarının oluşumuna sebebiyet veren yüksek yanma sıcaklığına sahip yoğun ve hızlı ön karışimli yanmaya neden olur [169].

T20 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 330-331 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük NO emisyonu D95B5 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 359-364 KMA olduğu açıda 6,70 g/kWh olarak bulunmuştur. Her üç farklı duruma bakıldığında saf dizel yakıtlı olan deneylerde NO emisyonlarının daha az, %10 benzin katkılı deney sonuçlarından elde edilen NO emisyonlarının ortada ve en yüksek NO emisyonlarının % 5 benzin katkılı deneylerden elde edilen NO emisyonları olduğu görülmektedir. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 339 KMA'dan başlayarak ÜÖN'ya doğru ilerletildiği bütün yakıtlarla yapılan deneylerde NO emisyonunun azalan eğilimlere sahip olduğu görülmektedir. Konvansiyonel yanma bölgesi altında, enjeksiyon zamanlaması geciktirildiği için NO emisyonları azalır. Bununla birlikte, bu birinci püskürtme avansında enjeksiyon zamanlaması ÜÖN'ya yakın daha da geciktirildiğinde, tutuşma gecikmesi artar ve daha homojen biryakıt-hava karışımı elde etmek için daha fazla zaman sağlar [170]. NO emisyonu, enjeksiyon zamanlaması ÜÖNÖ 21 KMA'dan ÜÖNÖ 1 KMA'ya ilerletildiğinde kademeli olarak azaldı. Bu sonucun nedeni, uzun süreli ateşleme gecikmesi ile hava-yakıt ön karışım oranının artması nedeniyle silindir içi sıcaklığın düşmesidir. Uzun süreli ateşleme gecikmesi ile oluşturulan genel olarak zayıf ön karışım nedeniyle, yanma sıcaklığı, esas olarak NO sıcaklığının oluşmasını önleyecek kadar düşük olduğu söylenebilir [171].

T20 yük durumu ve birinci püskürtme zamanının 340-341 KMA olduğu durumda tüm yakıt karışımları dikkate alındığında en düşük NO emisyonu D100B0 çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 351-355 KMA olduğu açıda 5,37 g/kWh olarak bulunmuştur. Her üç farklı duruma bakıldığında saf dizel yakıtlı olan deneylerde NO

emisyonlarının daha az, %10 benzin katkılı deney sonuçlarından elde edilen NO emisyonlarının ortada ve en yüksek NO emisyonlarının %5 benzin katkılı deneylerden elde edilen NO emisyonları olduğu görülmektedir. Bununla beraber ikinci püskürtme avansının 339 KMA'dan başlayarak ÜÖN'ya doğru ilerletildiği bütün yakıtlarla yapılan deneylerde NO emisyonunun azalan eğilimlere sahip olduğu görülmektedir. Benzinin düşük setan sayısı ve yüksek uçuculuğu, yüksek yanma sıcaklığı ile yüksek ön karışım ısı yayılımını indükleyecektir. Bu nedenle, karıştırılmış yakıtların NO emisyonları dizelden daha yüksektir [172]. NO_x emisyonları, setan sayısının azalmasıyla biraz arttı. Setan sayısının azalması ile pilot enjeksiyonlu yakıtın yanması ertelenecektir. Ana yanma zirvesi daha yüksek olacak ve böylece silindir içi sıcaklık daha yüksek olacak ve bu da daha yüksek NO_x emisyonlarına neden olacaktır [173].

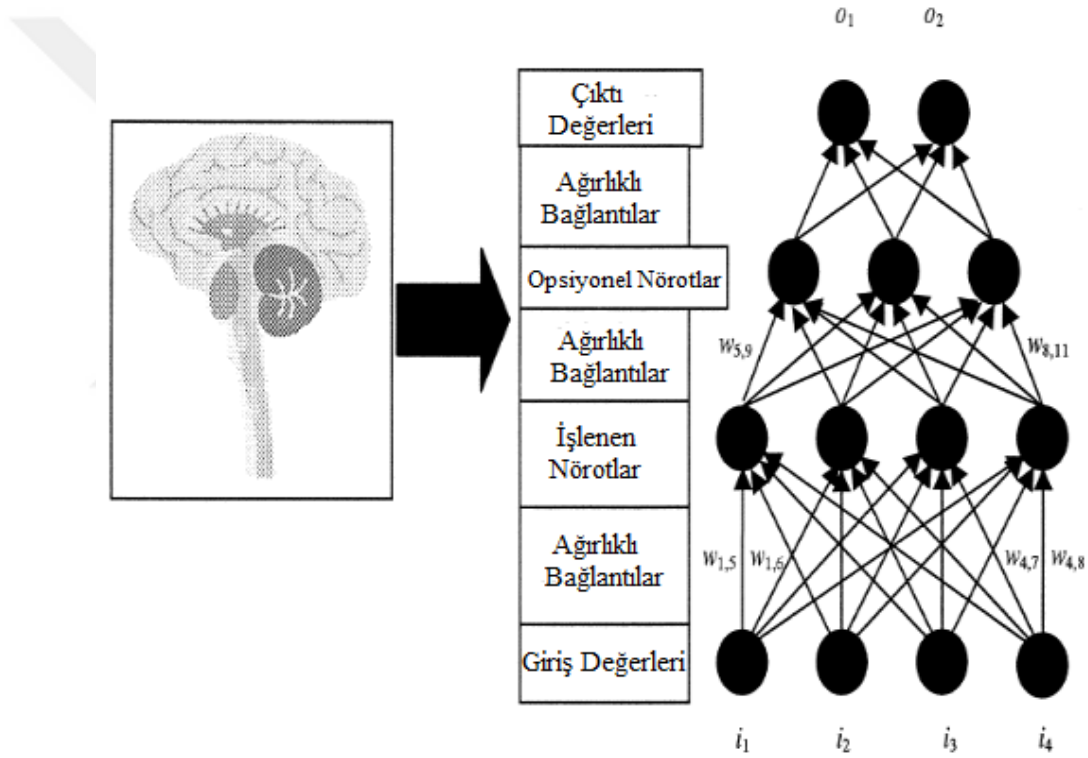
3.3. ANN Model (Yapay Sınır Ağları)

Yapay sınır ağları, Şekil 3.32'de gösterildiği gibi beyin ve sinir sistemi çalışmalarına dayanan bir teknolojidir. Bu ağlar biyolojik bir sinir ağını taklit eder, ancak biyolojik sinir sistemlerinden daha az sayıda kavram kullanırlar. Özellikle, YSA modelleri beyin ve sinir sisteminin elektriksel aktivitesini simüle eder. İşleme elemanları (nöron veya algılayıcı olarak da bilinir) diğer işlem elemanlarına bağlıdır. Tipik olarak nöronlar, bir katmanın çıktısı bir sonraki katmana ve muhtemelen diğer katmanlara giriş olarak hizmet eden bir katman veya vektörde düzenlenir. Bir nöron, sonraki katmandaki nöronların tümüne veya bir alt kümesine bağlanabilir, bu bağlantılar beynin sinaptik bağlantılarını simüle eder. Bir nöroda giren ağırlıklı veri sinyalleri, bir sinir hücresinin elektriksel uyarımını ve sonuç olarak ağ veya beyin içindeki bilgi aktarımını simüle eder. Bir işleme elemanının girdi değerleri, beyindeki sinir yollarının güçlendirilmesini simüle eden bir bağlantı ağırlığı, $w_{n,m}$ ile çarpılır. Öğrenmenin YSA'larda taklit edilmesi, bağlantı güçlerinin veya ağırlıklarının ayarlanması yoluyla olur.

Bir işleme elemanına ağırlık ayarlı giriş değerlerinin tümü daha sonra, nöroda tek bir giriş değeri üretmek için toplama (yani, $y = \sum w_{ij}x_i$), ortalama alma, maksimum giriş veya mod değeri gibi bir vektörden skaler fonksiyona bir vektör kullanılarak toplanır. Giriş değeri hesaplandıktan sonra, işlem elemanı çıkışını (ve sonuç olarak bir sonraki işlem katmanı için giriş sinyallerini) üretmek için bir transfer fonksiyonu kullanır. Aktarım işlevi, nörodun giriş değerini dönüştürür. Tipik olarak bu dönüşüm, bir

sigmoid, hiperbolik-tanjant veya diğer doğrusal olmayan fonksiyonun kullanımını içerir. İşlem, sinir ağı tarafından nihai bir çıkış değeri, on veya değer vektörü üretilene kadar işleme elemanlarının katmanları arasında tekrarlanır.

Teorik olarak, insan sinir sisteminin asenkron aktivitesini simüle etmek için, yapay sinir ağının işlem elemanları da asenkron bir şekilde ağırlıklı giriş sinyali ile aktive edilmelidir. Bununla birlikte, yapay sinir ağlarının çoğu yazılım ve donanım uygulamaları, bir girdi değerleri vektörünün her sunumu için her bir işleme ögesinin bir kez etkinleştirilmesini garanti eden daha ayırık bir yaklaşım uygular.



Şekil 3.30. Örnek yapay sinir ağı yapısı

Yanma modelleme açısından, hesaplamalı akışkanlar dinamiği literatürde yaygın olarak kullanılmaktadır [174]; ancak, Yapay Sinir Ağları (YSA), yanmanın karmaşıklığı nedeniyle dikkat çekmiştir. Bu yaklaşım, çeşitli alanlarda farklı problemleri yüksek doğrulukla çözmek için kullanılabilir [175, 176]. YSA modeli ile çoklu giriş verileri sayesinde çeşitli çıkış değişkenleri tahmin edilebilmektedir. Literatürde Dehghani ve ark. [177] kıvılcım ateşlemeli motorda performans ve emisyon tahmini için bir YSA modeli oluşturdu. Model girdileri olarak yağlayıcı grupları, lambda ve motor devri

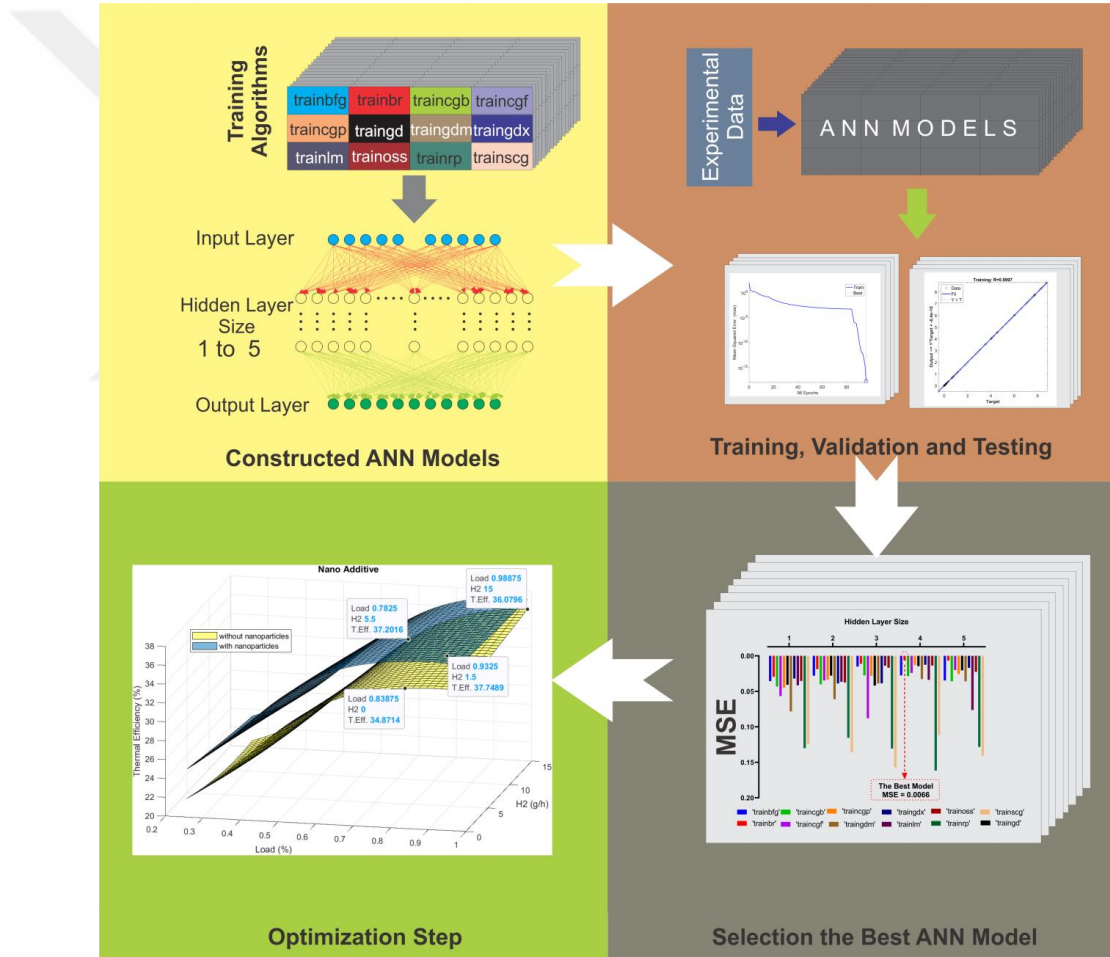
kullanılmış ve model çıktıları olarak fren gücü, tork, yakıt tüketimi ve emisyonlar elde edilmiştir. Model 3 girdi katmanı, 25 gizli katman ve 8 çıktı katmanı ile oluşturulmuştur. Sonuçlar, model tahminlerinin ve deneysel veri setlerinin iyi bir uyum içinde olduğunu ve R^2 'nin 1'e çok yakın olduğunu ortaya koydu [80]. Başka bir çalışmada, ortalama kare hatası (MSE) 0.00038 olduğu için ANN modelinin tahmin değerleri ile deneysel veriler arasında iyi bir uyum gösterdiği rapor edilmiştir [178]. YSA modeli için giriş katmanı olarak krank açısı, yük ve yakıt türleri seçilmiş ve çıkış katmanları maksimum silindir içi basınç, ısı yayma hızı, ortalama gaz sıcaklığı ve yanan kütle oranıdır. Mandal ve ark. [179] dizel ve biyogaz yakıtının performans ve emisyon özelliklerinin modellenmesi için YSA kullandı. Levenberge Marquardt eğitim algoritması ve Tansing eğitim fonksiyonu ile modelin MSE değeri <0,001 olarak elde edilmiştir. Model, biyogaz akış hızı artırıldığında BSFC'nin arttığını ve BTE'nin azaldığını kanıtladı. Ancak, rapor edilen YSA modelleri için optimizasyon süreci hakkında bilgi eksikliği vardır. Literatürde yerleşik YSA modellerinin çoğu deneysel verilerle karşılaştırılmakta ve bu değerlerin uyumundan bahsedilmektedir. BTE, BSFC ve emisyonlar gibi belirli değerlerin maksimizasyonu veya minimizasyonu ile sürecin optimizasyonu için daha fazla araştırmaya ihtiyaç vardır.

3.3.1. ANN model ve optimizasyon

YSA diğer yapay zeka yaklaşımları gibi bir kara kutu sistemidir ve bağımlı ve bağımsız değişkenler arasındaki ilgili etkileşimleri sağlamaz. Bu nedenle, ANN modeli çıktı olarak maksimum BTE ve minimum emisyonları tahmin etmek için oluşturulmuştur. Modeller, tahmin verileri ürettiği için deneylerden elde edilen noktalarla eğri uydurmadan ziyade bir maksimum noktayı tahmin etmek için kullanıldı. Oluşturulan YSA modelleri ile test edilmeyen aralık noktaları, varsayımsal maksimum noktayı belirlemek için yapılmıştır.

YSA modelleme yaklaşımı, lineer olmayan problemleri çözmek için güçlü bir araçtır. Bu nedenle, deneysel verilerin girdileri ve çıktıları arasındaki bağlantıyı analiz etmek için kullanılabilir. Bu çalışmada motor performansı ve bağıl emisyonlar için YSA oluşturulmuştur. Model parametreleri, gizli katman boyutları ve eğitim prosedürlerinin öğrenme fonksiyonu olarak sıralanabilir. Bu çalışmada, model havuzu oluşturmak için 12 farklı eğitim fonksiyonu algoritması ve 5, 15 ve 25 olmak üzere 3 farklı gizli katman

boyutu kullanılmıştır. Bu varyasyonlara göre 36 YSA modeli oluşturulmuştur. En iyi YSA modelini seçmek için performans kriteri olarak MSE (ortalama karesel hata) seçilmiştir. MSE genellikle deneysel ve model arasındaki yanıtlardan türetilir. Model havuzundan en düşük MSE'ye sahip model, deneysel verileri en iyi temsil eden model olarak kabul edildi. Daha sonra seçilen model deneysel olmayan veri noktalarının simülasyonu için kullanılmıştır. Çıktılara göre optimizasyon süreci tamamlandı. Matlab'da denklemi hesaplamak için doğrusal olmayan programlama aracı kullanıldı. YSA modellemesi ile optimizasyon yaklaşımının şematik gösterimi Şekil 2'de gösterilmiştir.

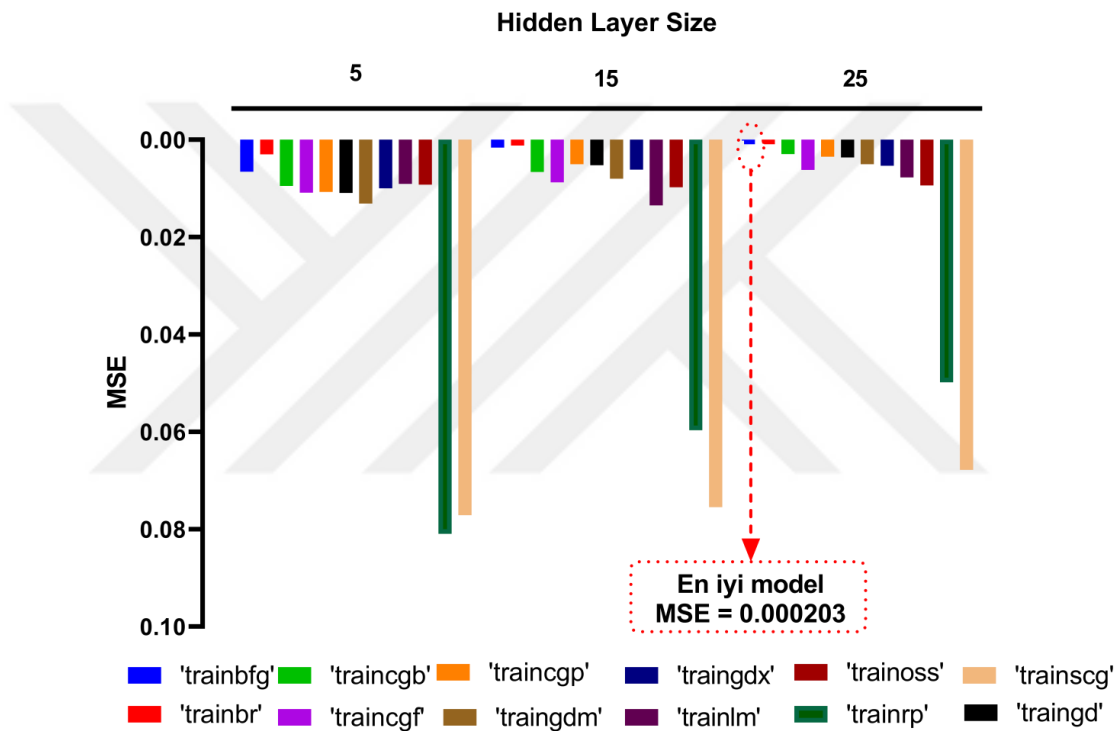


Şekil 3.31. YSA ile optimizasyonun şematik gösterimi

3.3.2. En iyi YSA modeli ile optimizasyon

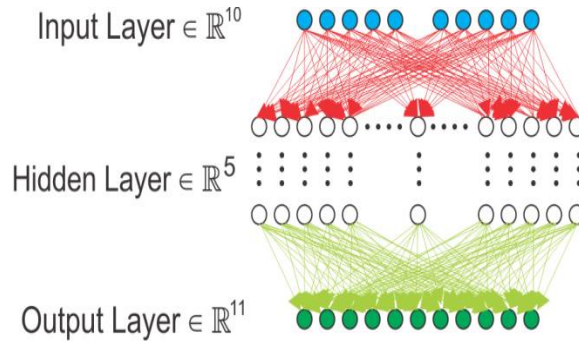
Giriş verisi olarak yakıt tüketimi, dizel yüzdesi, motor yükü, birinci püskürtme avansı ve ikinci püskürtme kullanılmıştır. Tüm YSA modelleri için çıkış değerleri olarak egzoz

sıcaklığı, termal verim, maksimum basıncın oluştuğu açı, CO, HC ve NO emisyonları belirlenmiştir. Bu nedenle, oluşturulan tüm YSA modelleri için 5 giriş ve 6 çıkış verisi bulunmaktadır. Test koşullarını optimize etmek için 36 YSA modeli oluşturuldu. En düşük MSE olan performans kriterlerine göre, model havuzundaki en iyi model olarak BR eğitim algoritması seçilmiştir. Şekil 3.34'de tüm modellerin MSE'si gösterilmektedir. 25 gizli katman boyutuna sahip BR algoritmasından en düşük MSE değeri 0,000203 olarak elde edilmiştir.

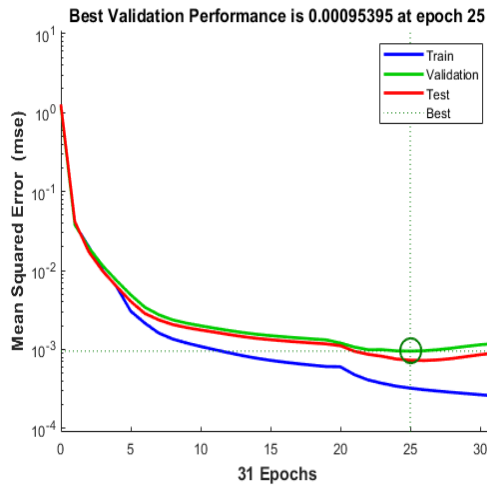


Şekil 3.32. Algoritmalar ve gizli katman boyutlarına göre MSE(ortalama kare hatası) değerleri

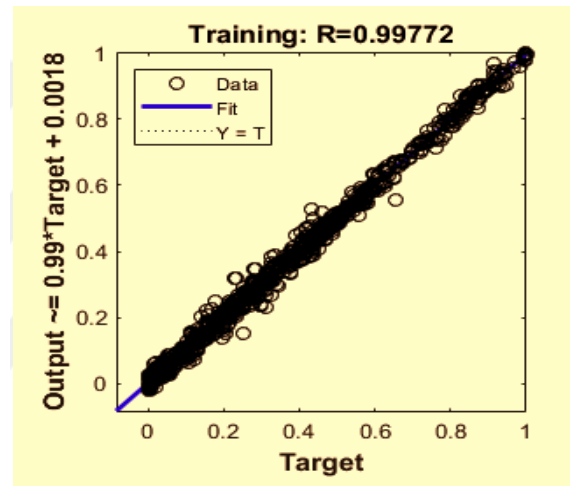
Şekil 3.35-a, uygulanan YSA modelinin şematik olarak girdi ve çıktı verilerini göstermektedir. Eğitim sırasında, Şekil 3.35-b'de gösterildiği gibi 25 gizli katman boyutunda BR algoritması ile 31. epochta en düşük MSE değerine ulaşılmıştır. Bu noktadan sonra eğitim süreci sonlandırıldı ve YSA modeli daha önce tanıtılmayan deneysel verileri simüle etmeye hazır hale geldi.



a)



b)



c)

Şekil 3.33. En düşük MSE için YSA modeli ağ diyagramı (a),

Şekil 9-c'de deneysel verilerin ve seçilen model verilerinin iyi bir uyum içinde olduğu açıktır. R^2 , ~ 0.99 olarak elde edildi. YSA modelinin giriş ve çıkışları 0 ile 1 arasında normalize edildiğinden, maksimizasyon, normalize edilmiş değerler üzerinden yapılır. Böylece BTE'nin maksimum, CO, HC ve NO emisyonlarının minimum olduğu nokta hesaplanmıştır.

4. BÖLÜM

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

4.1. Giriş

Yakıt püskürtme teknikleri, zararlı emisyonları azaltırken, motor performansını artırmaya yönelik, motor silindirine yakıt enjekte etme sürecini hazırlamak ve düzenlemekten oluşmaktadır diyebiliriz. Püskürtme teknikleri hakkında birçok yorum ve bakış açısı vardır, ancak motorun spesifik çalışma moduna (yük, hız) püskürtme sürecinin parametrelerini kontrol etme tekniği olarak genelleştirilebilir. Püskürtme tekniği ile ilgili önemli parametreler arasında püskürtme basıncı, püskürtme süresi, püskürtme miktarı, bir çevrimde birkaç püskürtme, püskürtme hızı ve püskürtmeler arasındaki bekleme süresi yer alır. Püskürtme tekniklerinin kullanımı, motor tipine, yakıt enjeksiyon sisteminin teknolojisine, kullanılan yakıt tipine bağlıdır. Enjeksiyon sistemine bakıldığında ise, sürekli iyileştirmeler sonucunda üreticiler, özellikle common rail tipi yakıt enjeksiyon sistemi başta olmak üzere birçok avantajı olan elektronik kontrollü yakıt enjeksiyon sistemini başarıyla geliştirdiler. Bu, püskürtme işleminin hazırlanmasında ve düzenlenmesinde yüksek derecede esneklik sağlayan bir püskürtme tipidir.

Bilimsel araştırma amacıyla yapılan bu tez çalışmasında elektronik kontrollü direkt enjeksiyonlu dizel bir motorda yakıt püskürtme tekniklerinin geliştirilmesini, tekniklerin avantaj ve dezavantajları genelleştirilerek açıklanmaya çalışılmıştır. Önceki bölümlerin bir özeti burada derlenmiştir.

Bu tez çalışmasında, 2 silindirli-4 zamanlı, direkt enjeksiyonlu ve hava soğutmalı bir sıkıştırma ateşlemeli motorda, tekli enjeksiyon ve iki kademeli enjeksiyon modlarında performans, emisyon ve yanma karakteristikleri incelenmiştir. Deneylerde özellikle

farklı püskürtme stratejileri olan yukarıda bahsettiğim modlarla çalışılarak birinci püskürtme avansı, ikinci püskürtme avansı ve farklı oranlardaki benzin katkılarının oluşturacağı etkiler incelenmiştir. Ayrıca bu iki püskürtme tipinde edinilen sonuçlar performans, emisyon, yanma karakteristikleri açısından mukayese edilerek, CI konvansiyonel dizel yanmaya göre motor performansı ve emisyon değerleri açısından iyileşme sağlayabilme potansiyeli ortaya konmuştur.

İlk deney desenleri, tekli enjeksiyon modunda 1500 d/d hızda, % 0, % 25 ve % 50 kısmi yükte, farklı birinci püskürtme avansları, saf dizel ve farklı benzin karışımları ile yapılmıştır.

İkinci deney desenleri, iki kademeli enjeksiyon modunda 1500 d/d hızda, % 0, % 25 ve % 50 kısmi yükte, farklı birinci püskürtme avansları, farklı ikinci püskürtme avansları, saf dizel ve farklı benzin karışımları ile yapılmıştır. Deneylerde; fren yükü, motor hızı, egzoz sıcaklığı, yakıt tüketimi, emisyon ve silindir içi basınç değerleri ölçülmüştür. Püskürtme avans değişimlerine süre, motor yüküne ve karışım içeriğindeki benzin oranlarına göre verim, egzoz sıcaklığı, HC, CO, NO, HFK ve silindir içi basınç değerleri arasındaki farklar incelenmiştir.

4.2. Genel Sonuçlar

Bu tez çalışması doğrultusundaki genel sonuçlar aşağıda tekli ve iki kademeli enjeksiyon şeklinde özetlenmiştir:

- **Tekli enjeksiyon için farklı motor yükleri ve farklı yakıtlarla yapılmış deney sonuçları;**
 - ❖ % 5 benzin ilavesi durumu ile 20 Nm yük ve 358 KMA püskürtme avansında en yüksek ısı verime 38.57 olarak ulaşılmıştır. Yakıt karışımları kendi içinde karşılaştırıldığında ise genellikle saf dizel, benzin karışımı olanlara göre değişken püskürtme avanslarında daha yüksek verimle sonuçlanmıştır. Ayrıca benzin ilaveli deneyler sonucunda püskürtme avansı ÜÖN'ya yaklaştıkça belli bir değerden sonra verim düşüşe geçmektedir. Benzinin yanmayı hızlandırması, dizelin hava ile

kariştıktan sonra yanmasının belli bir zaman alması bize dizele kısmi benzin katılmasının verimi arttırdığı sonucuna ulaştırmıştır.

- ❖ % 5 benzin ilavesi durumu ile 20 Nm yük ve 338 KMA püskürtme avansında en yüksek egzoz sıcaklığına 209 °C olarak ulaşılmıştır. Püskürtme avansının ÜÖN'ya doğru ilerlediğı deney durumlarında egzoz sıcaklarında ± 5 °C civarında değişimler gözlenmiştir. Beklenildiğı üzere yükün artışının egzoz sıcaklıklarını arttırması durumu, benzin ilavesinde görölmedi. Yakıt ilavesi egzoz sıcaklıklarında belirgin bir değişikliğe neden olmadı.
- ❖ Yük 10 Nm iken saf dizel yakıtı ve 338 KMA birinci püskürtme avansında en yüksek silindir içi basınca 66.36 bar olarak ulaşılmıştır. Püskürtme avansı ÜÖN'ya doğru ilerledikçe maksimum basınç noktaları daha geç KMA'larda oldu. Bunu içten yanmalı motorlarda ÜÖN'dan önce oluşan basınçların negatif işe sebep olması ve ideal maksimum basıncın ÜÖN'dan sonra 12-15 KMA'da oluşması istenmesi ile açıklayabiliriz. Dizele benzin ilavesi ise benzinin dizele göre daha hızlı yanmasından dolayı maksimum basınçları arttırmıştır.
- ❖ Yük 20 Nm iken saf dizel yakıtı ve 334 KMA birinci püskürtme avansında en yüksek silindir içi basınca 65.45 bar olarak ulaşılmıştır. Püskürtme avansı ÜÖN'ya doğru ilerlediğinde maksimum basınçlar düşmüştür. Çünkü yanma oluşumu gecikmiş ve genleşme fazına kaymıştır. % 10 benzin ilavesi ise maksimum basınç değerlerini yükseltmiştir.
- ❖ Isı yayılım hızının en yüksek değerleri hem T10 hem T20'de saf dizelle çalışan durumlarda elde edilmiştir. ÜÖN'ya doğru püskürtme ilerletildikçe maksimum ısı yayılım hızı değerleri düşmektedir. Yük arttıkça ise yükselmektedir. Benzin ilavesi durumunda ise ısı yayılım hızlarında düzensizlikler görölmektedir. Bunun nedeni olarak benzinin dizelden daha fazla alev hızına sahip olması ve oluşan lokal hava karişımları düşünölmektedir.
- ❖ Yük arttıkça CO değerleri düşmektedir. Ancak benzin ilavesi durumunda CO emisyonlarının arttığı gözlemlenmiştir. Çünkü benzinin buharlaşma ısısı dizele göre fazladır. Buda daha fazla ısının silindirden çekilmesine

sebebiyet verir. Tıpkı CO emisyonlarında olduğu gibi yük arttıkça HC emisyonları da azalmaktadır. Benzin ilavesi durumunda ise püskürtme zamanı ÜÖN'ya doğru ilerletildikçe önce azalma daha sonrasında artış gözlemlenmiştir. Çünkü benzinin hava ile birleşip yanması için belirli bir süreye ihtiyaç vardır. Ayrıca yük artışının tutuşma gecikmesi sürenin azalmasına sebep olması, T10 durumunda daha fazla HC emisyonuyla sonuçlanmıştır. NO emisyonları ise püskürtme zamanı ÜÖN'ya doğru ilerletildikçe azalmaktadır. Çünkü püskürtme avansı ilerletildikçe yanma ÜÖN'dan sonra genişleme fazına kaymaktadır, ki bu da sıcaklığı düşürür. NO emisyonu oluşumunda sıcaklık ve HFK etkisi bilindiğinden sıcaklık düşüşünün NO emisyonlarındaki azalmayı açıkladığı düşünülmektedir. Duman koyuluğuna bakıldığında ise yük arttırıldıkça artan bir eğilim görülmektedir.

- **İki kademeli enjeksiyon için farklı motor yükleri ve farklı yakıtlarla yapılmış deney sonuçları;**

- ❖ En yüksek ısı verim 20 Nm yükte ise % 30,79 ile iki farklı durumda elde edilmiştir: birincisi, 1. enjeksiyon zamanının 320-321 KMA olduğu, 2. enjeksiyon zamanlamasının ise 359-364 KMA olduğu D95B5 karışımı, ikincisi ise 1. Enjeksiyon zamanının 340-341 KMA olduğu, 2. enjeksiyon zamanlamasının ise 351-356 KMA olduğu D100B0 yanmasıdır. Aynı yükte farklı yakıt karışımlarına bakıldığında ise hem T10 hem T20 durumunda birinci püskürtme zamanının 340-341 olduğu deney durumlarında en yüksek verime ulaşılmıştır. Püskürtme basıncının artması yükün artışının verimi artırmasına sebep olarak düşünülmektedir. Böylece yakıt daha iyi yayılıp, daha eksiksiz bir yanma ile sonuçlanmaktadır. Ayrıca püskürtme basıncının artması yanma başlamadan önce daha uzun süreli ön karışıma sebep olur. Bu da daha hızlı yanma oranı ve daha kısa yanma zamanı ile sonuçlanır.
- ❖ En yüksek egzoz gazı sıcaklığı 20 Nm yük durumunda birinci enjeksiyon zamanının 340-341 KMA olduğu, ikinci enjeksiyon zamanının ise 347-351 KMA olduğu %5 benzin ilaveli durumda 217 °C olarak elde edilmiştir. Bununla beraber % 5 benzin ilavesinin % 10 benzin ilavesine

kıyasla daha yüksek egzoz sıcaklıklarına ulaştırdığını göstermiştir. Yük azaldıkça beklenildiği üzere egzoz gazı sıcaklıkları düşmüştür.

- ❖ Bütün iki kademeli çalışmalarda ulaşılan en yüksek silindir içi basınç, yükün 10 Nm olduğu % 10 benzin ilaveli yakıt karışımında , birinci püskürtme avansının 320-321 KMA, ikinci püskürtme avansının ise 335-339 KMA olduğu durumda 356 KMA'da 68.56 bar olarak oluşmuştur. ve 338 KMA birinci püskürtme avansında 66.36 bar olarak ulaşılmıştır. Daha önce de belirttiğimiz gibi motorda en yüksek verimin elde edilmesi için maksimum basıncın ÜÖN'dan sonra 12-15 KMA'da oluştuğunda elde edilir. Genel olarak birinci püskürtme avansının 330-331 KMA'da olması maksimum basınç oluşum açısını biraz daha öne almıştır. Basıncın artmasına neden olan bu durum, negatif bölgedeki alanı arttırmaktadır. Ayrıca yüksek tork için içerdeki kuvvetin ve kuvvet kolunun büyük olması gerekir. Püskürtme avanslarının ÜÖN'ya yakın olduğu durumlardaki maksimum basınçlar yüksek kuvvet oluşturabilmekte fakat kuvvet kolu küçük kaldığından motor performansına olumsuz yönde etki etmektedir.
- ❖ Motorun orjinal püskürtme avansına yakın değerlerde yapılan ikinci püskürtme avanslarındaki bazı deneylerde (320-321&T20, 340-341&T10 ve 340-341&T20) ilk püskürtmede benzin karışımlı yakıtların CO emisyonları, konvansiyonel dizel yakıtlı çalışmaya kıyasla daha yüksektir. Bu, püskürtme özelliklerinden teşvik edilen yakıt/hava karışımı ve daha uzun tutuşma gecikmesi nedeniyle benzin için daha uzun karıştırma süresinin bir sonucu olduğu düşünülmektedir. Farklı yakıtlarla PCCI motorları için kullanılan yakıtın karışım oranı performans ve emisyon özelliklerini doğrudan etkilemiştir. Benzin-dizel karışımlı yakıt için, artan benzin oranı CO emisyonlarının artmasına neden olmuştur [70].
- ❖ Emisyonlara bakıldığında en düşük CO emisyonu 20 Nm yük ve birinci püskürtme zamanının 320-321 KMA olduğu durumda % 5 benzin ilaveli çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 355-360 KMA olduğu açıda 0,17 g/kWh olarak elde edilmiştir. Bu da bize iki kademeli püskürtmelerde tork arttıkça CO değerlerinin düştüğünü göstermektedir.

Motorun orjinal püskürtme avansına yakın açılarda gönderilen ikinci püskürtme avanslarındaki bazı deneylerde ilk püskürtmede benzin karışımı yakıtların CO emisyonları, saf dizel yakıtlı çalışmalara kıyasla daha fazla çıktığını göstermiştir. Bunun nedeni olarak püskürtme özelliklerinden dolayı yakıt/hava karışımı ve daha uzun tutuşma gecikmesinden dolayı benzin için daha uzun karıştırma süresine ihtiyaç duyulması düşünülmektedir. En düşük HC emisyonu 20 Nm yük ve birinci püskürtme zamanının 330-331 KMA olduğu durumda % 5 benzin ilaveli çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 339-344 KMA olduğu açıda 4,82 g/kWh olarak elde edilmiştir. Püskürtülen yakıtın silindirdeki hava ile maksimum düzeyde teması tam yanmanın sağlanması için önemlidir. Saf dizel yakıtı ile yapılan deneylerde, düşük yüklerde fazla yakıt gönderilmesinden dolayı ortaya çıkan yakıt-hava karışımı HC emisyonlarının artmasına sebep olmaktadır. Ancak yük aşama aşama arttıkça, yakıt-hava karışımı daha homojen bir hal almaktadır. En düşük NO emisyonu 10 Nm yük ve birinci püskürtme zamanının 320-321 KMA olduğu durumda saf dizel yakıtlı çalışma koşulunda, ikinci püskürtme zamanının 355-359 KMA olduğu açıda 2,34 g/kWh olarak elde edilmiştir. Bütün deney durumları dikkate alındığında saf dizel yakıtlı olan ile benzin katkılı yakıt karışımlarının ikinci püskürtme avansı değişimiyle birbirlerinin altına veya üstüne çıktığı farkedilerek, değişkenlik gösterdiği görülmektedir. Ayrıca, püskürtme basıncının artması da daha yüksek bir NO emisyonu ile sonuçlanmıştır.

- ❖ YSA modeline bakıldığında ise giriş verisi olarak yakıt tüketimi, dizel yüzdesi, motor yükü, birinci püskürtme avansı ve ikinci püskürtme kullanılmış, çıkış verisi olarak ise egzoz sıcaklığı, termal verim, maksimum basıncın olduğu açı, CO, HC ve NO emisyonları belirlenmiştir. Böylece, tüm YSA modelleri için 5 giriş ve 6 çıkış verisi bulunmaktadır. Test koşullarını optimize etmek için 36 YSA modeli oluşturulmuştur. En düşük MSE olan performans kriterlerine göre, model havuzundaki en iyi model olarak BR eğitim algoritması seçilmiştir. 25 gizli katman boyutuna sahip BR algoritmasından en düşük MSE değeri 0,000203 olarak elde edilmiştir. Deneysel verilerin ve seçilen model

verileri ile iyi bir uyum içinde olduğu açıktır. R^2 , ~0.99 olarak elde edildi.

4.3. Öneri ve Tartışma

Bu tez çalışmasında yapılan deneylerden edinilen tecrübeler doğrultusunda bu çalışmanın devamında veya bu konu üzerine yapılacak çalışmalara şu öneriler sunulabilir:

- ❖ Öncelikli olarak bu tez çalışması kapsamında bütün deneylerde motor devri sabit 1500 d/d tutulmuştur. Seçilen motorun uygunluğuna göre motor devri LTC konseptine biraz daha uygun hale getirilmeye çalışarak düşük sıcaklık için düşürülebilir.
- ❖ Bu çalışma kapsamında dizel yakıtına benzin ilave edilmiştir. Farklı yakıt katkıları ile de püskürtme zamanlarının hem tekli hem iki kademeli enjeksiyonda nasıl bir etki göstereceği de incelenebilir. Ön çalışma olarak bu çalışmanın başlangıcında etanol ilavesi denenmiş ancak yüksek püskürtme basıncı değerlerine çıkıldığında enjektörlere zarar verdiği görülmüştür.
- ❖ Deney sistemine bir de EGR ilavesi yapılarak hem farklı yakıtlar hem farklı devilerde deneyler yapılabilir. Bu sonuçlarda iyileştirmelere sebep olabilir.

KAYNAKÇA

1. IEA.2021. Global Energy Review 2021. Paris: IEA, , (Web sayfası: <https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2021>), (Erişim tarihi: 06/08, 2022).
2. BP.2020. Statistical Review of World Energy 2020., (Web sayfası: <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>), (Erişim tarihi: 06/08, 2022).
3. Maden ve Petrol İşleri Genel Müdürlüğü (MAPEG), T. Yıllar İtibarıyla Ham Petrol İthalatı ve Üretimi, (Web sayfası: <https://www.tskb.com.tr/i/assets-/document/pdf/enerji-sektor-gorunumu-2021.pdf>), (Erişim tarihi: 06/08, 2022).
4. Köysüren, S.,2021. Numerical studies of premixed dual fuel combustion Abdul Kadim Kilic.
5. Al-Ghussain, L.,2019. Global warming: Review on driving forces and mitigation, **Environmental Progress & Sustainable Energy**, **38** (1): 13-21.
6. Emissions, E. P. a. C. C. R. w. r. t., VI), f. h. d. v. E.,2020, (Web sayfası: <https://eur-lex.europa.eu/EN/legal-content/summary/emissions-from-heavy-duty-vehicles-euro-vi-certification-rules.html>), (Erişim tarihi: 06/08, 2022).
7. TÜİK.2020. Sektörlere göre sera gazı emisyon oranları, 2020, (Web sayfası: <https://data.tuik.gov.tr/Bulten/Index?p=Greenhouse-Gas-Emissions-Statistics-1990-2020-45862#:~:text=Toplam%20CO2%20emisyonlar%C4%B1n%C4%B1n%202020,tar%C4%B1m%20ve%20at%C4%B1k%20sekt%C3%B6rlerinden%20kaynakland%C4%B1.>), (Erişim tarihi: 06/08, 2022).
8. Dec, J. E.,2009. Advanced compression-ignition engines—understanding the in-cylinder processes, **Proceedings of the combustion institute**, **32** (2): 2727-2742.
9. Inagaki, K., Fuyuto, T., Nishikawa, K., Nakakita, K., Sakata, I., Dual-fuel PCI combustion controlled by in-cylinder stratification of ignitability. SAE Tech, Paper 2006-01-0028, 2006.

10. Manente, V., Tunestal, P., Johansson, B., Cannella, W. J. Effects of ethanol and different type of gasoline fuels on partially premixed combustion from low to high load, p., 2010.
11. Commission, E.,2017. Directorate General for Research and Innovation. Alternative fuels: expert group report. LU: Publications Office; , (Web sayfası: <https://op.europa.eu/en/publication-detail/-/publication/22bbaffc-00bb-11e8-b8f5-01aa75ed71a1/language-en>), (Erişim tarihi: 07/08, 2022).
12. Bae, C., Kim, J.,2017. Alternative fuels for internal combustion engines, **Proceedings of the Combustion Institute**, **36** (3): 3389-3413.
13. Bayraktar, H., Durgun, O.,2005. Investigating the effects of LPG on spark ignition engine combustion and performance, **Energy conversion and management**, **46** (13-14): 2317-2333.
14. Erlandsson, O., Early Swedish Hot-Bulb Engines-Efficiency and Performance Compared to Contemporary Gasoline and Diesel Engines, SAE Technical Paper, 0148-71912002.
15. Zhao, H. Homogeneous charge compression ignition (HCCI) and controlled auto ignition (CAI) engines for the automotive industry, 2007. CRC Press, Boca Raton, Florida.
16. Machrafi, H.,2010. HCCI combustion chemistry, reduced kinetic mechanisms and controlling strategies, **Handbook of Combustion: Online**: 1-33.
17. Maurya, R. K., Agarwal, A. K.,2009. Experimental investigation of the effect of the intake air temperature and mixture quality on the combustion of a methanol- and gasoline-fuelled homogeneous charge compression ignition engine, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, **223** (11): 1445-1458.
18. Kitamura, T., Ito, T., Kitamura, Y., Ueda, M., Senda, J., Fujimoto, H.,2003. Soot kinetic modeling and empirical validation on smokeless diesel combustion with oxygenated fuels, **SAE transactions**: 945-963.
19. Ramesh, N., Mallikarjuna, J. M.,2016. Evaluation of in-cylinder mixture homogeneity in a diesel HCCI engine–A CFD analysis, **Engineering Science and Technology, an International Journal**, **19** (2): 917-925.

20. Lu, X., Han, D., Huang, Z.,2011. Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes, **Progress in Energy and Combustion Science**, **37** (6): 741-783.
21. Doe, U. S.,2001. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Technology, A Report to the US Congress, **US Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, Office of Transportation Technologies**.
22. Aceves, S. M., Flowers, D., Martinez-Frias, J., Espinosa-Loza, F., Pitz, W. J., Dibble, R., Fuel and additive characterization for HCCI combustion, Lawrence Livermore National Lab.(LLNL), Livermore, CA (United States), 0148-71912003.
23. Kawano, D., Naito, H., Suzuki, H., Ishii, H., Hori, S., Goto, Y., Odaka, M., Effects of fuel properties on combustion and exhaust emissions of homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine, SAE Technical Paper, 0148-71912004.
24. Haraldsson, G., Tunestål, P., Johansson, B., Hyvönen, J.,2004. HCCI closed-loop combustion control using fast thermal management, **SAE transactions**: 599-610.
25. Maurya, R. K., Agarwal, A. K.,2014. Effect of intake air temperature and air-fuel ratio on particulates in gasoline and n-butanolfueled homogeneous charge compression ignition engine, **International Journal of Engine Research**, **15** (7): 789-804.
26. Haraldsson, G., Tunestål, P., Johansson, B., Hyvönen, J.,2003. HCCI combustion phasing with closed-loop combustion control using variable compression ratio in a multi cylinder engine, **SAE transactions**: 1233-1245.
27. Agarwal, A. K., Singh, A. P., Maurya, R. K.,2017. Evolution, challenges and path forward for low temperature combustion engines, **Progress in energy and combustion science**, **61**: 1-56.
28. Stanglmaier, R. H., Roberts, C. E.,1999. Homogeneous charge compression ignition (HCCI): benefits, compromises, and future engine applications, **SAE transactions**: 2138-2145.

29. Hou, J., Qiao, X., Wang, Z., Liu, W., Huang, Z.,2010. Characterization of knocking combustion in HCCI DME engine using wavelet packet transform, **Applied Energy**, **87** (4): 1239-1246.
30. Liu, H., Yao, M., Zhang, B., Zheng, Z.,2008. Effects of inlet pressure and octane numbers on combustion and emissions of a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine, **Energy & Fuels**, **22** (4): 2207-2215.
31. Caton, P. A., Song, H. H., Kaahaaina, N. B., Edwards, C. F.,2005. Residual-effected homogeneous charge compression ignition with delayed intake-valve closing at elevated compression ratio, **International Journal of Engine Research**, **6** (4): 399-419.
32. Harada, A., Shimazaki, N., Sasaki, S., Miyamoto, T., Akagawa, H., Tsujimura, K., The effects of mixture formation on premixed lean diesel combustion engine, SAE Technical Paper, 0148-7191/1998.
33. Kalghatgi, G. T., Head, R. A.,2006. Combustion limits and efficiency in a homogeneous charge compression ignition engine, **International Journal of Engine Research**, **7** (3): 215-236.
34. Shaver, G. M., Roelle, M. J., Gerdes, J. C.,2006. Modeling cycle-to-cycle dynamics and mode transition in HCCI engines with variable valve actuation, **Control Engineering Practice**, **14** (3): 213-222.
35. Ryan Iii, T. W., Callahan, T. J.,1996. Homogeneous charge compression ignition of diesel fuel, **SAE transactions**: 928-937.
36. Ryan Iii, T. W., Matheaus, A. C.,2003. Fuel requirements for HCCI engine operation, **SAE transactions**: 1143-1152.
37. Onishi, S., Jo, S. H., Shoda, K., Jo, P. D., Kato, S.,1979. Active thermo-atmosphere combustion (ATAC)—a new combustion process for internal combustion engines, **SAE transactions**: 1851-1860.
38. Noguchi, M., Tanaka, Y., Tanaka, T., Takeuchi, Y.,1979. A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion, **SAE transactions**: 2816-2828.
39. Khandal, S. V., Banapurmath, N. R., Gaitonde, V. N., Hiremath, S. S.,2017. Paradigm shift from mechanical direct injection diesel engines to advanced

injection strategies of diesel homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines- A comprehensive review, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, **70**: 369-384.

40. Midlam-Mohler, S., Haas, S., Guezennec, Y., Bargende, M., Rizzoni, G.,2004. Mixed-Mode Diesel HCCI/DI With External Mixture Preparation. SAE Paper No.
41. Gray Iii, A. W., Ryan Iii, T. W.,1997. Homogeneous charge compression ignition (HCCI) of diesel fuel, **SAE transactions**: 1927-1935.
42. Gan, S., Ng, H. K., Pang, K. M.,2011. Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: implementation and effects on pollutants in direct injection diesel engines, **Applied energy**, **88** (3): 559-567.
43. Lü, X.-C., Chen, W., Huang, Z.,2005. A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 2. Effect of operating conditions and EGR on HCCI combustion, **Fuel**, **84** (9): 1084-1092.
44. Nakano, M., Mandokoro, Y., Kubo, S., Yamazaki, S.,2000. Effects of exhaust gas recirculation in homogeneous charge compression ignition engines, **International Journal of Engine Research**, **1** (3): 269-279.
45. Komninos, N. P., Kosmadakis, G. M.,2011. Heat transfer in HCCI multi-zone modeling: Validation of a new wall heat flux correlation under motoring conditions, **Applied energy**, **88** (5): 1635-1648.
46. Benajes, J., Molina, S., García, A., Monsalve-Serrano, J.,2015. Effects of low reactivity fuel characteristics and blending ratio on low load RCCI (reactivity controlled compression ignition) performance and emissions in a heavy-duty diesel engine, **Energy**, **90**: 1261-1271.
47. Li, J., Yang, W., Zhou, D.,2017. Review on the management of RCCI engines, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, **69**: 65-79.
48. Storey, J. M. E., Curran, S. J., Lewis, S. A., Barone, T. L., Dempsey, A. B., Moses-DeBusk, M., Hanson, R. M., Prikhodko, V. Y., Northrop, W. F.,2017. Evolution and current understanding of physicochemical characterization of particulate matter from reactivity controlled compression ignition combustion on

- a multicylinder light-duty engine, **International Journal of Engine Research**, **18** (5-6): 505-519.
49. Reitz, R. D., Duraisamy, G., 2015. Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines, **Progress in Energy and Combustion Science**, **46**: 12-71.
 50. Li, J., Yang, W. M., An, H., Zhou, D. Z., Yu, W. B., Wang, J. X., Li, L., 2015. Numerical investigation on the effect of reactivity gradient in an RCCI engine fueled with gasoline and diesel, **Energy Conversion and Management**, **92**: 342-352.
 51. Walker, N. R., Dempsey, A. B., Andrie, M. J., Reitz, R. D. Experimental study of low-pressure fueling under RCCI engine operation, p., 2012.
 52. Hanson, R., Reitz, R., 2013. Transient RCCI operation in a light-duty multi-cylinder engine, **SAE International Journal of Engines**, **6** (3): 1694-1705.
 53. Curran, S., Prikhodko, V., Cho, K., Sluder, C., Parks, J., Wagner, R., Kokjohn, S., Reitz, R., 2010. In-cylinder fuel blending of gasoline/diesel for improved efficiency and lowest possible emissions on a multi-cylinder light-duty diesel engine, **SAE technical paper**, (2010-01): 2206.
 54. Ma, S., Zheng, Z., Liu, H., Zhang, Q., Yao, M., 2013. Experimental investigation of the effects of diesel injection strategy on gasoline/diesel dual-fuel combustion, **Applied energy**, **109**: 202-212.
 55. Salahi, M. M., Esfahanian, V., Gharehghani, A., Mirsalim, M., 2017. Investigating the reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion strategy in a natural gas/diesel fueled engine with a pre-chamber, **Energy Conversion and Management**, **132**: 40-53.
 56. Pipitone, E., Genchi, G., 2016. NO_x reduction and efficiency improvements by means of the Double Fuel HCCI combustion of natural gas–gasoline mixtures, **Applied Thermal Engineering**, **102**: 1001-1010.
 57. Dempsey, A. B., Walker, N. R., Reitz, R., 2013. Effect of cetane improvers on gasoline, ethanol, and methanol reactivity and the implications for RCCI combustion, **SAE International Journal of Fuels and Lubricants**, **6** (1): 170-187.

58. Zhang, Y., Sagalovich, I., De Ojeda, W., Ickes, A., Wallner, T., Wickman, D. D., 2013. Development of dual-fuel low temperature combustion strategy in a multi-cylinder heavy-duty compression ignition engine using conventional and alternative fuels, **SAE International Journal of Engines**, **6** (3): 1481-1489.
59. Qian, Y., Ouyang, L., Wang, X., Zhu, L., Lu, X., 2015. Experimental studies on combustion and emissions of RCCI fueled with n-heptane/alcohols fuels, **Fuel**, **162**: 239-250.
60. DelVescovo, D., Wang, H., Wissink, M., Reitz, R. D., 2015. Isobutanol as both low reactivity and high reactivity fuels with addition of di-tert butyl peroxide (DTBP) in RCCI combustion, **SAE International Journal of Fuels and Lubricants**, **8** (2): 329-343.
61. Park, S. H., Yoon, S. H., Lee, C. S., 2014. Bioethanol and gasoline premixing effect on combustion and emission characteristics in biodiesel dual-fuel combustion engine, **Applied energy**, **135**: 286-298.
62. Splitter, D., Hanson, R., Kokjohn, S., Reitz, R. D., Reactivity controlled compression ignition (RCCI) heavy-duty engine operation at mid-and high-loads with conventional and alternative fuels, SAE Technical Paper, 0148-71912011.
63. Park, S. H., Yoon, S. H., 2016. Effect of dual-fuel combustion strategies on combustion and emission characteristics in reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine, **Fuel**, **181**: 310-318.
64. Işık, M. Z., Aydın, H., 2016. Analysis of ethanol RCCI application with safflower biodiesel blends in a high load diesel power generator, **Fuel**, **184**: 248-260.
65. Benajes, J., Pastor, J. V., García, A., Monsalve-Serrano, J., 2015. The potential of RCCI concept to meet EURO VI NO_x limitation and ultra-low soot emissions in a heavy-duty engine over the whole engine map, **Fuel**, **159**: 952-961.
66. Simescu, S., Fiveland, S. B., Dodge, L. G., An experimental investigation of PCCI-DI combustion and emissions in a heavy-duty diesel engine, SAE Technical Paper, 0148-71912003.
67. Weiskirch, C., Mueller, E., Advances in diesel engine combustion: split combustion, SAE Technical Paper, 0148-71912007.

68. Mei, D., Yue, S., Zhao, X., Hielscher, K., Baar, R.,2017. Effects of center of heat release on combustion and emissions in a PCCI diesel engine fuelled by DMC-diesel blend, **Applied Thermal Engineering**, **114**: 969-976.
69. Kimura, S., Aoki, O., Ogawa, H., Muranaka, S., Enomoto, Y., New combustion concept for ultra-clean and high-efficiency small DI diesel engines, SAE Technical Paper, 0148-7191/1999.
70. Liang, X., Zheng, Z., Zhang, H., Wang, Y., Yu, H.,2019. A review of early injection strategy in premixed combustion engines, **Applied Sciences**, **9** (18): 3737.
71. Bhigade, G., Suryawanshi, J. G.,2021. Effects of External Mixture Formation and EGR Technique on a Diesel-Fueled PCCI Engine, **Journal of The Institution of Engineers (India): Series C**, **102** (1): 99-107.
72. 熊仟.2014. Study on Influence of Fuel Properties on Premixed Diesel Combustion.
73. Neely, G. D., Sasaki, S., Huang, Y., Leet, J. A., Stewart, D. W.,2005. New diesel emission control strategy to meet US Tier 2 emissions regulations, **SAE transactions**: 512-524.
74. Kalghatgi, G. T., Risberg, P., Ångström, H.-E.,2006. Advantages of fuels with high resistance to auto-ignition in late-injection, low-temperature, compression ignition combustion, **SAE Transactions**: 623-634.
75. Parks II, J. E., Prikhodko, V., Storey, J. M. E., Barone, T. L., Lewis Sr, S. A., Kass, M. D., Huff, S. P.,2010. Emissions from premixed charge compression ignition (PCCI) combustion and affect on emission control devices, **Catalysis Today**, **151** (3-4): 278-284.
76. Benajes, J., Novella, R., Garcia, A., Domenech, V., Durrett, R.,2011. An investigation on mixing and auto-ignition using diesel and gasoline in a direct-injection compression-ignition engine operating in PCCI combustion conditions, **SAE International Journal of Engines**, **4** (2): 2590-2602.
77. Van Alstine, D. G., Kocher, L. E., Koeberlein, E., Stricker, K., Shaver, G. M.,2013. Control-oriented premixed charge compression ignition combustion

- timing model for a diesel engine utilizing flexible intake valve modulation, **International Journal of Engine Research**, **14** (3): 211-230.
78. Laguitton, O., Crua, C., Cowell, T., Heikal, M. R., Gold, M. R., 2007. The effect of compression ratio on exhaust emissions from a PCCI diesel engine, **Energy Conversion and Management**, **48** (11): 2918-2924.
 79. Murata, Y., Kusaka, J., Odaka, M., Daisho, Y., Kawano, D., Suzuki, H., Ishii, H., Goto, Y., 2007. Emissions suppression mechanism of premixed diesel combustion with variable valve timing, **International Journal of Engine Research**, **8** (5): 415-428.
 80. Araki, M., Umino, T., Obokata, T., Ishima, T., Shiga, S., Nakamura, H., Long, W.-Q., Murakami, A., Effects of compression ratio on characteristics of PCCI diesel combustion with a hollow cone spray, SAE Technical Paper, 0148-71912005.
 81. Kiplimo, R., Tomita, E., Kawahara, N., Yokobe, S., 2012. Effects of spray impingement, injection parameters, and EGR on the combustion and emission characteristics of a PCCI diesel engine, **Applied Thermal Engineering**, **37**: 165-175.
 82. Ra, Y., Loeper, P., Reitz, R., Andrie, M., Krieger, R., Foster, D., Durrett, R., Gopalakrishnan, V., Plazas, A., Peterson, R., 2011. Study of high speed gasoline direct injection compression ignition (GDICI) engine operation in the LTC regime, **SAE International Journal of Engines**, **4** (1): 1412-1430.
 83. Eastwood, P. G., Morris, T., Tufail, K., Winstanley, T., Hardalupas, Y., Taylor, A., The effects of fuel-injection schedules on emissions of NO_x and smoke in a diesel engine during partial-premix combustion, SAE Technical Paper, 0148-71912007.
 84. Benajes, J., García-Oliver, J. M., Novella, R., Kolodziej, C., 2012. Increased particle emissions from early fuel injection timing Diesel low temperature combustion, **Fuel**, **94**: 184-190.
 85. Miyamoto, T., Tsurushima, T., Shimazaki, N., Harada, A., Sasaki, S., Hayashi, K., Asami, Y., Aoyagi, Y., 2002. Modeling ignition and combustion in direct injection compression ignition engines employing very early injection timing,

JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering, 45 (4): 872-880.

86. Kook, S., Park, S., Bae, C., 2008. Influence of early fuel injection timings on premixing and combustion in a diesel engine, **Energy & Fuels**, 22 (1): 331-337.
87. Park, S. H., Cha, J., Kim, H. J., Lee, C. S., 2012. Effect of early injection strategy on spray atomization and emission reduction characteristics in bioethanol blended diesel fueled engine, **Energy**, 39 (1): 375-387.
88. Kim, K., Kim, D., Jung, Y., Bae, C., 2013. Spray and combustion characteristics of gasoline and diesel in a direct injection compression ignition engine, **Fuel**, 109: 616-626.
89. Wamankar, A. K., Murugan, S., 2015. Effect of injection timing on a DI diesel engine fuelled with a synthetic fuel blend, **Journal of the Energy Institute**, 88 (4): 406-413.
90. Deep, A., Sandhu, S. S., Chander, S., 2017. Experimental investigations on the influence of fuel injection timing and pressure on single cylinder CI engine fueled with 20% blend of castor biodiesel in diesel, **Fuel**, 210: 15-22.
91. Rakopoulos, C. D., Rakopoulos, D. C., Mavropoulos, G. C., Kosmadakis, G. M., 2018. Investigating the EGR rate and temperature impact on diesel engine combustion and emissions under various injection timings and loads by comprehensive two-zone modeling, **Energy**, 157: 990-1014.
92. Park, S., Kim, H. J., Lee, J.-T., 2018. Effects of various split injection strategies on combustion and emissions characteristics in a single-cylinder diesel engine, **Applied Thermal Engineering**, 140: 422-431.
93. Mobasheri, R., Peng, Z., A computational investigation into the effects of included spray angle on heavy-duty diesel engine operating parameters, SAE Technical Paper, 0148-7191/2012.
94. Hasegawa, R., Yanagihara, H., 2003. HCCI combustion in DI diesel engine, **SAE transactions**: 1070-1077.
95. Abdullah, N. R., Mamat, R., Wyszynski, M. L., Tsolakis, A., Xu, H. Effects of pilot injection timing and EGR on a modern V6 common rail direct injection diesel engine, p. 012008, 2013, IOP Publishing.

96. Torregrosa, A. J., Broatch, A., García, A., Mónico, L. F.,2013. Sensitivity of combustion noise and NO_x and soot emissions to pilot injection in PCCI Diesel engines, **Applied Energy**, **104**: 149-157.
97. Yamane, K., Shimamoto, Y.,2002. Combustion and emission characteristics of direct-injection compression ignition engines by means of two-stage split and early fuel injection, **J Eng Gas Turbines Power**, **124** (3): 660-667.
98. Kook, S., Bae, C.,2004. Combustion control using two-stage diesel fuel injection in a single-cylinder PCCI engine, **SAE transactions**: 563-578.
99. Kim, Y. J., Kim, K. B., Lee, K. H.,2011. Effect of a 2-stage injection strategy on the combustion and flame characteristics in a PCCI engine, **International Journal of Automotive Technology**, **12** (5): 639-644.
100. Kanda, T., Hakozaiki, T., Uchimoto, T., Hatano, J., Kitayama, N., Sono, H.,2005. PCCI operation with early injection of conventional diesel fuel, **SAE transactions**: 584-593.
101. Yao, M., Wang, H., Zheng, Z., Yue, Y.,2010. Experimental study of n-butanol additive and multi-injection on HD diesel engine performance and emissions, **Fuel**, **89** (9): 2191-2201.
102. Siewert, R. M., Spray angle and rail pressure study for low NO_x diesel combustion, SAE Technical Paper, 0148-71912007.
103. Shimazaki, N., Tsurushima, T., Nishimura, T.,2003. Dual mode combustion concept with premixed diesel combustion by direct injection near top dead center, **SAE transactions**: 1060-1069.
104. Jeong, K., Lee, D., Park, S., Lee, C. S.,2011. Effect of two-stage fuel injection parameters on NO_x reduction characteristics in a DI diesel engine, **Energies**, **4** (11): 2049-2060.
105. Fang, T., Coverdill, R. E., Chia-fon, F. L., White, R. A.,2008. Effects of injection angles on combustion processes using multiple injection strategies in an HSDI diesel engine, **Fuel**, **87** (15-16): 3232-3239.
106. Abraham, J.,2011. Computational study of charge stratification in early-injection SCCI engines under light-load conditions, **International Journal of Automotive Technology**, **12** (5): 721-732.

107. Liu, H., Ma, S., Zhang, Z., Zheng, Z., Yao, M.,2015. Study of the control strategies on soot reduction under early-injection conditions on a diesel engine, **Fuel**, **139**: 472-481.
108. Chen, L., Yang, F., Yang, Y., Yang, X., Ouyang, M., Application of narrow cone angle injectors to achieve advanced compression ignition on a mass-production diesel engine-control strategy and engine performance evaluation, SAE Technical Paper, 0148-71912009.
109. Heywood, J. B., 2018. Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill Education.
110. Nakagome, K., Shimazaki, N., Niimura, K., Kobayashi, S.,1997. Combustion and emission characteristics of premixed lean diesel combustion engine, **SAE transactions**: 1528-1536.
111. Christensen, M., Johansson, B., Einewall, P.,1997. Homogeneous charge compression ignition (HCCI) using isooctane, ethanol and natural gas-a comparison with spark ignition operation, **SAE transactions**: 1104-1114.
112. Sjöberg, M., Dec, J. E.,2005. An investigation into lowest acceptable combustion temperatures for hydrocarbon fuels in HCCI engines, **Proceedings of the Combustion Institute**, **30** (2): 2719-2726.
113. Cheng, W. K., Hamrin, D., Heywood, J. B., Hochgreb, S., Min, K., Norris, M.,1993. An overview of hydrocarbon emissions mechanisms in spark-ignition engines.
114. Maurya, R. K., Agarwal, A. K.,2014. Experimental investigations of performance, combustion and emission characteristics of ethanol and methanol fueled HCCI engine, **Fuel processing technology**, **126**: 30-48.
115. Amnéus, P., Mauss, F., Kraft, M., Vressner, A., Johansson, B.,2005. NO_x and N₂O formation in HCCI engines, **SAE paper**, 2005.
116. Hill, S. C., Douglas Smoot, L.,2000. Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems, **Progress in Energy and Combustion Science**, **26** (4): 417-458.

117. Guo, H., Liu, F., Smallwood, G. J., 2005. A numerical study on NO_x formation in laminar counterflow CH₄/air triple flames, **Combustion and Flame**, **143** (3): 282-298.
118. Zeldovich, Y. B., Sunyaev, R., 1992. 25. The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions, p.
119. Malte, P. C., Pratt, D. T., 1974. The Role of Energy-Releasing Kinetics in NO_x Formation: Fuel-Lean, Jet-Stirred CO-Air Combustion, **Combustion Science and Technology**, **9** (5-6): 221-231.
120. Tat, M. E., 2003. Investigation of oxides of nitrogen emissions from biodiesel-fueled engines, Iowa State University.
121. Fenimore, C. P., 1971. Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames, p.
122. Kittelson, D. B., 1998. Engines and nanoparticles: a review, **Journal of aerosol science**, **29** (5-6): 575-588.
123. Ruggerini. 2003. RD210 Workshop Manual, (Web sayfası: <https://www.manualslib.com/manual/1397496/Ruggerini-Rd210.html?page=2#manual>), (Erişim tarihi: 09/08, 2022).
124. Fil, H. E., Akansu, S. O., Ilhak, M. I., 2022. Experimental assessment on performance, emission and combustion characteristics of the use of diesel-acetylene mixtures at different loads in a ci engine, **Fuel**, **324**: 124469.
125. Ferguson, C. R., Kirkpatrick, A. T., 2015. Internal combustion engines: applied thermosciences, John Wiley & Sons.
126. Holman, J. P., 2012. Experimental methods for engineers.
127. Fil, H. E., Akansu, S. O., 2022. The impact of modified injection timing methods on performance, combustion and pollution emissions in CI engine using diesel-gasoline mixtures, **Fuel**, **328**: 125268.
128. Cinar, G., Eldamhory, A., Akansu, S. O., Fil, H. E., Ilhak, M. I., 2020. Experimental Study on an Si Engine Fuelled by LPG/Acetylene Mixtures, **International Journal of Automotive Technology**, **21** (5): 1323-1331.

129. Yousefi, A., Guo, H., Birouk, M.,2018. An experimental and numerical study on diesel injection split of a natural gas/diesel dual-fuel engine at a low engine load, **Fuel**, **212**: 332-346.
130. Bharathiraja, M., Venkatachalam, R., Senthilmurugan, V.,2019. Performance, emission, energy and exergy analyses of gasoline fumigated DI diesel engine, **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, **136** (1): 281-293.
131. Heywood, J. B.,1984. Internal combustion engines, **McGraw-Hill**.
132. Fil, H. E., Akansu, S. O., 2022. Experimental Investigation Of Diesel-Ethanol Fuel Blends In A Compression Ignition Engine, **International Journal of Energy for a Clean Environment**, **23** (1).
133. Stone, R., 1999. Introduction to internal combustion engines, Springer.
134. Sharma, M., Kaushal, R.,2021. Performance and exhaust emission analysis of a variable compression ratio (VCR) dual fuel CI engine fuelled with producer gas generated from pistachio shells, **Fuel**, **283**: 118924.
135. Park, S. H., Youn, I. M., Lim, Y., Lee, C. S.,2013. Influence of the mixture of gasoline and diesel fuels on droplet atomization, combustion, and exhaust emission characteristics in a compression ignition engine, **Fuel processing technology**, **106**: 392-401.
136. Sharma, M., Kaushal, R.,2020. Performance and emission analysis of a dual fuel variable compression ratio (VCR) CI engine utilizing producer gas derived from walnut shells, **Energy**, **192**: 116725.
137. ŞAHİN, Z., 2015. Turboşarjlı Ön Yanma Odalı Bir Dizel Motorunda Benzin-Dizel Yakıtı Karışımlarının Kullanılmasının Motor Performans Parametreleri Ve Nox Emisyonu Üzerindeki Etkilerinin Deneysel İncelenmesi, **Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi**, **30** (3).
138. Thermal Efficiency of a Power Cycle, (Web sayfası: <https://www.learnthermo.com/T1-tutorial/ch04/lesson-F/pg06.php>), (Erişim tarihi: 14/08, 2022).
139. Bhiogade, G. E., Suryawanshi, J. G.,2017. A comparative experimental study on engine operating on premixed charge compression ignition and compression ignition mode, **Thermal Science**, **21** (1 Part B): 441-449.

140. Yang, B., Wang, L., Ning, L., Zeng, K.,2016. Effects of pilot injection timing on the combustion noise and particle emissions of a diesel/natural gas dual-fuel engine at low load, **Applied Thermal Engineering**, **102**: 822-828.
141. Mei, D., Tu, L., Yue, S., Adu-Mensah, D., Jiang, S.,2018. Simulation of Combustion Process and Pollutant Generation in a PCCI Diesel Engine with Adaptable Multiple Injection, **Journal of Energy Engineering**, **144** (5): 04018051.
142. Shim, E., Park, H., Bae, C.,2020. Comparisons of advanced combustion technologies (HCCI, PCCI, and dual-fuel PCCI) on engine performance and emission characteristics in a heavy-duty diesel engine, **Fuel**, **262**: 116436.
143. Wojs, M. K., Orliński, P., Kamela, W., Kruczyński, P. Research on the influence of ozone dissolved in the fuel-water emulsion on the parameters of the CI engine, p. 012089, 2016, IOP Publishing.
144. Lungu, J., Siwale, L., Kashinga, R. J., Chama, S., Bereczky, A.,2021. Correlation of Performance, Exhaust Gas Temperature and Speed of a Spark Ignition Engine Using Kiva4, **Journal of Power and Energy Engineering**, **9** (8): 53-78.
145. Das, P., Subbarao, P. M. V., Subrahmanyam, J. P.,2015. Effect of main injection timing for controlling the combustion phasing of a homogeneous charge compression ignition engine using a new dual injection strategy, **Energy Conversion and Management**, **95**: 248-258.
146. Agarwal, A. K., Srivastava, D. K., Dhar, A., Maurya, R. K., Shukla, P. C., Singh, A. P.,2013. Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diesel engine, **Fuel**, **111**: 374-383.
147. Ansari, E., Shahbakhti, M., Naber, J.,2018. Optimization of performance and operational cost for a dual mode diesel-natural gas RCCI and diesel combustion engine, **Applied energy**, **231**: 549-561.
148. Elzahaby, A. M., Elkelawy, M., Bastawissi, H. A.-E., El_Malla, S. M., Naceb, A. M. M.,2018. Kinetic modeling and experimental study on the combustion, performance and emission characteristics of a PCCI engine fueled with ethanol-diesel blends, **Egyptian journal of petroleum**, **27** (4): 927-937.

149. Singh, A. P., Jain, A., Agarwal, A. K., 2017. Fuel-injection strategy for PCCI engine fueled by mineral diesel and biodiesel blends, **Energy & Fuels**, **31** (8): 8594-8607.
150. Williams, P. T., Abbass, M. K., Andrews, G. E., Bartle, K. D., 1989. The Influence of PAH Contamination of Lubricating Oil on Diesel Participate PAH Emissions, **SAE transactions**: 464-472.
151. Lodi, F., Zare, A., Arora, P., Stevanovic, S., Jafari, M., Ristovski, Z., Brown, R. J., Bodisco, T., 2020. Engine performance and emissions analysis in a cold, intermediate and hot start diesel engine, **Applied Sciences**, **10** (11): 3839.
152. Reşitoğlu, İ., 2015. A, Altinişik, K, Keskin, A, **The pollutant emissions from diesel-engine vehicles and exhaust aftertreatment systems Clean Technol Envir**, **17**: 15-27.
153. Reijnders, J., Boot, M., de Goey, P., 2018. Particle nucleation-accumulation mode trade-off: A second diesel dilemma?, **Journal of Aerosol Science**, **124**: 95-111.
154. Lakshmanan, T., Nagarajan, G., 2011. Experimental investigation of port injection of acetylene in DI diesel engine in dual fuel mode, **Fuel**, **90** (8): 2571-2577.
155. B. Challen, R. B., 1999. Diesel Engine Reference Book, Butterworth and Heinemann Publishing.
156. Imtenan, S., Varman, M., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Sajjad, H., Arbab, M. I., Rizwanul Fattah, I. M., 2014. Impact of low temperature combustion attaining strategies on diesel engine emissions for diesel and biodiesels: A review, **Energy Conversion and Management**, **80**: 329-356.
157. Nam, Đ., Hoang, A., Luu, H., Bui, V., Tran, T. H., 2020. Effects of injection pressure on the NO_x and PM emission control of diesel engine: A review under the aspect of PCCI combustion condition, **Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects**: 1-18.
158. 이창식. 2011. Effect of Two-Stage Fuel Injection Parameters on NO_x Reduction Characteristics in a DI Diesel Engine, **Energies**, **4** (11).

159. Siewert, R. M., Lechner, G. A., Jacobs, T. J., Chryssakis, C. A., Assanis, D. N., 2005. Evaluation of a Narrow Spray Cone Angle, Advanced Injection Timing Strategy to Achieve Partially Premixed Compression Ignition Combustion in a Diesel Engine, p., SAE International.
160. Sayin, C., Ilhan, M., Canakci, M., Gumus, M., 2009. Effect of injection timing on the exhaust emissions of a diesel engine using diesel–methanol blends, **Renewable Energy**, **34** (5): 1261-1269.
161. Verbiezen, K., Klein-Douwel, R. J. H., Vliet, A. P., Donkerbroek, A. J., Meerts, W., Dam, N., Meulen, J. J., 2007. Quantitative laser-induced fluorescence measurements of nitric oxide in a heavy-duty Diesel engine, **Proceedings of the Combustion Institute**, **31**: 765-773.
162. Rimmer, J. E., Johnson, S. L., Clarke, A., 2014. An experimental study into the effect of the pilot injection timing on the performance and emissions of a high-speed common-rail dual-fuel engine, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, **228** (8): 929-942.
163. Kim, M., Kim, J., Lee, C., Lee, J., 2005. Effect of Compression Ratio and Spray Injection Angle on HCCI Combustion in a Small DI Diesel Engine, **Energy & Fuels - Energ Fuel**, **20**.
164. Fang, T., Lin, Y.-C., Foong, T. M., Lee, C.-f., 2008. Reducing NO_x Emissions from a Biodiesel-Fueled Engine by Use of Low-Temperature Combustion, **Environmental Science & Technology**, **42** (23): 8865-8870.
165. Shenghua, L., Longbao, Z., Ziyan, W., Jiang, R., 2003. Combustion characteristics of compressed natural gas/diesel dual-fuel turbocharged compressed ignition engine, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, **217** (9): 833-838.
166. Bhogade, G., Suryawanshi, J., 2016. A comparative experimental study on engine operating on PCCI and CI mode, **Thermal Science**, **21**: 87-87.
167. Deqing, M., Tu, L., Yue, S., Adu-Mensah, D., Jiang, S., 2018. Simulation of Combustion Process and Pollutant Generation in a PCCI Diesel Engine with Adaptable Multiple Injection, **Journal of Energy Engineering**, **144**.

168. Lee, J., Jeon, J., Park, J., Bae, C.,2009. Effect of Multiple Injection Strategies on Emission and Combustion Characteristics in a Single Cylinder Direct-Injection Optical Engine, **SAE Technical Papers**.
169. Zhang, Q., Yao, M., Zheng, Z., Liu, H., Xu, J.,2012. Experimental study of n-butanol addition on performance and emissions with diesel low temperature combustion, **Energy**, **47**: 515–521.
170. Yin, B., Wang, J., Yang, K., Jia, H.,2014. Optimization of EGR and split injection strategy for light vehicle diesel low temperature combustion, **International Journal of Automotive Technology**, **15** (7): 1043-1051.
171. Esfahanian, V., Salahi, M. M., Gharehghani, A., Mirsalim, M.,2017. Extending the lean operating range of a premixed charged compression ignition natural gas engine using a pre-chamber, **Energy**, **119**: 1181-1194.
172. Zheng, Z., Yue, L., Liu, H., Yuxuan, Z., Zhong, X., Yao, M.,2015. Effect of two-stage injection on combustion and emissions under high EGR rate on a diesel engine by fueling blends of diesel/gasoline, diesel/n-butanol, diesel/gasoline/n-butanol and pure diesel, **Energy Conversion and Management**, **90**: 1-11.
173. Qian, Y., Wu, Z., Guo, J., Li, Z., Jiang, C., Lu, X.,2019. Experimental studies on the key parameters controlling the combustion and emission in premixed charge compression ignition concept based on diesel surrogates, **Applied Energy**, **235**: 233-246.
174. Chen, D., Wang, T., Yang, T., Li, G., Chen, Y., Qiao, T.,2022. Effects of EGR combined with DOC on emission characteristics of a two-stage injected Fischer-Tropsch diesel/methanol dual-fuel engine, **Fuel**, **329**: 125451.
175. Bhatt, A. N., Shrivastava, N.,2022. Application of Artificial Neural Network for Internal Combustion Engines: A State of the Art Review, **Archives of Computational Methods in Engineering**, **29** (2): 897-919.
176. Cui, Y., Wang, Q., Liu, H., Zheng, Z., Wang, H., Yue, Z., Yao, M.,2020. Development of the ignition delay prediction model of n-butane/hydrogen mixtures based on artificial neural network, **Energy and AI**, **2**: 100033.

177. Soufi, M. D., Ghobadian, B., Najafi, G., Sabzimaleki, M., Jaliliantabar, F.,2015. Performance and Exhaust Emissions of a SI Two-stroke Engine with Biolubricants Using Artificial Neural Network, **Energy Procedia**, **75**: 3-9.
178. Işcan, B.,2020. ANN modeling for justification of thermodynamic analysis of experimental applications on combustion parameters of a diesel engine using diesel and safflower biodiesel fuels, **Fuel**, **279**: 118391.
179. Mandal, A., Cho, H., Chauhan, B.,2021. ANN Prediction of Performance and Emissions of CI Engine Using Biogas Flow Variation, **Energies**, **14**: 2910.



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Ad Soyad : H. Enes FİL
Uyruğu : T.C.

Eğitim

Derece	Kurum	Mezuniyet Yılı
Doktora	Erciyes Üniv. Fen Bilimleri Ens. Mak. Müh. Böl.	2016-Halen
Yüksek Lisans	Erciyes Üniv. Fen Bilimleri Ens. Mak. Müh. Böl.	2016
Lisans	Bozok Üniv. Müh. Mimarlık Fakültesi	2013

İş Deneyimleri

Kurum	Görev	Yıl
Erciyes Üniv. Müh. Fak. Mak. Müh. Enerji A.B.D.	Arş. Gör.	2013-Halen